

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ  
УНІВЕРСИТЕТ**

**Автомобільний факультет**

## **НАУКОВІ ПРАЦІ**

**Міжнародної науково-практичної конференції**

**"Сучасні технології на автомобільному  
транспорті та машинобудуванні"**

**15-18 жовтня 2019 р.**

**(Посвідчення УкрІНТЕІ від 20 грудня 2018 року № 670)**



**Харків 2019**

## ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ

### КЕРІВНИКИ ОРГКОМІТЕТУ

**Туренко Анатолій Миколайович** – ректор ХНАДУ, д.т.н., професор, Заслужений діяч науки і техніки України, Лауреат Державної премії України, академік Транспортної академії України, голова організаційного комітету конференції;

**Богомолов Віктор Олександрович** – проректор ХНАДУ з наукової роботи, д.т.н., професор, Заслужений діяч науки і техніки України, Лауреат Державної премії України, академік Транспортної академії України, заступник голови організаційного комітету конференції;

**Сараєв Олексій Вікторович** – декан автомобільного факультету ХНАДУ, д.т.н., відповідальна особа за організацію та проведення конференції

### ЧЛЕНИ ОРГКОМІТЕТУ

**Бажинов Олексій Васильович** - зав. кафедри автомобільної електроніки ХНАДУ, д.т.н., професор, Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, академік Транспортної академії України;

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

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

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

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

**Перегон Володимир Андрійович** – зав. кафедри деталей машин ХНАДУ, к.т.н., професор;

**Подригало Михайло Абович** – зав. кафедри технології машинобудування і ремонту машин ХНАДУ, д.т.н., професор, Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, академік Транспортної академії України;

**Прохоренко Андрій Олексійович** – зав. кафедри двигунів внутрішнього згоряння ХНАДУ, д.т.н., професор;

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

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

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

**Капский Денис Васильевич** – декан автотракторного факультета Белорусского національного техніческого университета, д.т.н., доцент, г. Минск, Беларусь;

**Топалиди Валерій Анатольєвич** – к.т.н., доцент Ташкентського автомобільно-дорожного університету, г. Ташкент, Узбекистан;

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

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

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

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

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

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

## ЗМІСТ

### Секція 1. ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЇ АВТОМОБІЛІВ

<b>Александров Е.Е., Шаповаленко В.А., Масляев К.В.....</b>	<b>17</b>
Параметрический синтез подвески автомобиля	
<b>Агарков І.В., Павленко Т.П., Скуріхін В.І.....</b>	<b>18</b>
Електричний підсилювач для рульового керування тролейбусу	
<b>Альокса М.М., Фролов А.А.....</b>	<b>21</b>
Вплив зносу шин на їх зчіпні властивості	
<b>Балакина Е.В., Санжапов Р.Р., Сергиенко И.В., Сарбаев Д.С.....</b>	<b>22</b>
К вопросу о выборе радиуса колеса	
<b>Богомоллов В.А., Клименко В.И., Леонтьев Д.Н.....</b>	<b>25</b>
О построении кривых реализуемого сцепления многоосных транспортных средств	
<b>Клименко О.А.....</b>	<b>29</b>
Щодо запровадження в Україні системи маркування енергетичної ефективності та екологічного рівня дорожніх транспортних засобів	
<b>Клименко В.В., Котов Д.О., Сухін О.В., Садич Д.Г.....</b>	<b>33</b>
Стратегія науково-технічної раціональності – основа безпілотних технологій в сучасному автомобілебудуванні.....	
<b>Лиходій О.С., Антонов Д.Д.....</b>	<b>35</b>
Раціональний вибір кількості передач КЗП для сидельного автопоїзда	
<b>Михалевич М.Г., Ярита О.О.....</b>	<b>37</b>
Дослідження характеристик розробленого датчика положення педалі зчеплення під дією низьких температур	
<b>Поляков В.М., Разбойников О.О.....</b>	<b>39</b>
Дослідження курсової стійкості автомобіля з пасивною та активною підвісками при русі по нерівній дорозі	
<b>Посметьев В.И., Никонов В.О.....</b>	<b>42</b>
Конструктивные особенности и оценка эффективности автомобильного колесного модуля с независимой пневмогидравлической подвеской	



<b>Савченко Є.Л., Михалевич М.Г.....</b>	<b>45</b>
Система керування пневматичною підвіскою колісних транспортних засобів категорії N3, M3	
<b>Сильченко М.М., Михалевич М.Г.....</b>	<b>48</b>
Дослідження автоматизованої системи керування механічною коробкою передач транспортних засобів категорії N3 та M3	
<b>Туренко А.М., Рижих Л.О.....</b>	<b>51</b>
Особливості сертифікації гальмівного управління автобусів і вантажних транспортних засобів	
<b>Шуклінов С.М., Холодов М.П., Ужва А.В.....</b>	<b>52</b>
Стендові дослідження комбінованого гальмового керування електромобіля	
<b>Шуклінов С.М., Губін А.В.....</b>	<b>54</b>
Дослідження параметрів кочення еластичного колеса	

## **Секція 2. ТЕХНІЧНА ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС АВТОМОБІЛІВ**

<b>Балака М. М., Бойченко А.В.....</b>	<b>56</b>
Датчик нормальних контактних напружень	
<b>Безрідний В.В.....</b>	<b>58</b>
Альтернативні палива для дизелів і бензинових двигунів	
<b>Білоусов Є.В., Зінченко Д.О., Савчук В.П., Білоусова Т.П., Рибальченко М.Є.....</b>	<b>61</b>
Система питання низького тиску малооборотного судового двигателя	
<b>Булгаков М. П.....</b>	<b>64</b>
Підвищення ефективності діагностування паливної системи дизелів	
<b>Вербовський В.С., Грицук І. В.....</b>	<b>68</b>
Особливості застосування системи теплової підготовки газового двигуна енергетичної установки на основі акумульованої енергії	
<b>Волков В. П., Грицук І. В., Волкова Т.В., Волков Ю. В.....</b>	<b>72</b>
Інформаційні технології в технічній експлуатації автомобілів	
<b>Володарець М.В.....</b>	<b>75</b>
Щодо питання впровадження рекуперативних систем для транспортних засобів з електричною передачею потужності	

<b>Вірченко В.В., Шаповал М.В., Орисенко О.В., Скорик М.О.....</b>	<b>77</b>
Система керування даховим обтічником із гідравлічним приводом	
<b>Грицук І.В., Курносенко Д.В., Скрипка Г.Л., Сімагін А.Ф.....</b>	<b>80</b>
Обґрунтування критеріїв оцінки працездатності енергетичної установки транспортного засобу	
<b>Грицук І.В., Погорлецький Д.С., Адров Д.А., Матейчик П.В., Черненко В.В.....</b>	<b>84</b>
Дослідження роботи транспортного засобу, обладнаного газобалонною системою живлення 4-го покоління, в умовах експлуатації	
<b>Грицук І. В., Симоненко Р.В., Худяков І.В., Манжелей В.С., Погорлецький Д.С., Черненко В.В.....</b>	<b>87</b>
Особливості розробки моделі бази даних інформаційної системи моніторингу транспортного засобу, оснащеного тахографом і трекером	
<b>Дитятсьєв О.В., Бєлов В.І.....</b>	<b>91</b>
Холодоагенти для автомобілів - стан і перспективи	
<b>Зибцев Ю. В.....</b>	<b>93</b>
Дорожные испытания автомобилей в эксплуатации и исследованиях	
<b>Кищун В.А., Селегейна Д.О.....</b>	<b>96</b>
Умови роботи та закономірності зношування деталей паливного насоса системи common rail	
<b>Кищун В.А., Фіщук С.В.....</b>	<b>99</b>
Організація реклами автосалону і сто	
<b>Кужель В.П., Щерба В.О., Михальчук О.В.....</b>	<b>102</b>
Фактори впливу на оцінку якості послуг з перевезень автомобільним транспортом	
<b>Левківський О.А., Добровінський О.О.....</b>	<b>105</b>
Аналіз розташування об'єктів сервісу вантажних автомобілів на автомобільному шляху міжнародного значення М-06 (Е40) в межах Житомирської області	
<b>Мармут І. А.....</b>	<b>107</b>
Обзор вариантов изменения конструкции стенда ПДС-Л	
<b>Мисюра М.І., Орчіков Р.С., Фідря А.П.....</b>	<b>111</b>
Удосконалення методики проведення випробувань автомобіля на дорозі з ухилом	

<b>Надобко В.Б.</b> .....	<b>114</b>
Вплив якості шин на зміну стійкості автомобілів у процесі експлуатації	
<b>Назаров А.И., Леженков В.А., Зиттманн К.</b> .....	<b>115</b>
Улучшение тормозных свойств легковых автомобилей из абс оборудованием динамическими регуляторами тормозных сил	
<b>Назаров А.И., Журавлев В.С., Кулиш П.Г.</b> .....	<b>118</b>
Влияние стабильности взаимодействия колес с дорогой на стабильность характеристик динамики торможения автомобиля	
<b>Назаров А.И., Шпинда Е.М., Сеницын А.О.</b> .....	<b>122</b>
Изнашивание дисковых тормозов в процессе эксплуатации	
<b>Павленко В.М.</b> .....	<b>125</b>
Моделювання систем і процесів при обслуговуванні автомобіля	
<b>Павленко В.М., Павлік А.В., Щетінін М.Г.</b> .....	<b>128</b>
Самоорганізація мультиагентної системи для автосервісу	
<b>Савчук В.П., Бойко М.О., Кавун В.І., Сімагін А.Ф.</b> .....	<b>130</b>
Розрахунок показників надійності циліндро-поршневої групи двигунів hundai-himsen типу H21/32 та 25/33	
<b>Савчук В.П., Білоусов Є.В., Скрипка Г.Л., Сатулов А.І.</b> .....	<b>134</b>
Дослідження напружено-деформованого стану поршнів середньообертового двигуна hyundai himsen H25/33	
<b>Сакно О.П., Мойся Д. Л., Стойловський В.В., Діденко С.С., Носиков О.О.</b> .....	<b>139</b>
Синтез технологій обслуговування автомобілів	
<b>Сараєва І.Ю.</b> .....	<b>142</b>
Критерии качества процесса диагностирования	
<b>Сатулов А.І., Кавун В.І.</b> .....	<b>145</b>
Визначення стану електрогідравлічної форсунки	
<b>Сатулов А.І., Кавун В.І., Скрипка Г.Л., Манжелей В.С.</b> .....	<b>148</b>
Проблема забруднення навколишнього середовища судновими енергетичними установками	
<b>Скалига М.М., Рудинець М.В., Радчук Д.М.</b> .....	<b>151</b>
Покращення економічних та екологічних показників вантажних автомобілів в умовах експлуатації шляхом конвертації їх дизелів прямого впорскування у передкамерні	

**Zaichenko Stefan Volodimirovich, Pryadko Leonid Sergiyovich.....153**  
Rationale for selection of diagnostics the autonomous power plant based on internal combustion engines

**Стадник В. І., Сакно О. П., Котов Є.В., Дзюбенко Є.С., Олійник Д.С.....155**  
Моделювання організації перевізного процесу автопідприємства

**Чуйко С.П., Кравченко О.П.....158**  
Удосконалення системи управління витратою палива міськими маршрутними автобусами, обладнаними кондиціонерами

### **Секція 3. ТЕХНОЛОГІЯ ВИРОБНИЦТВА І РЕМОНТУ АВТОМОБІЛІВ**

**Дембіцький В.М., Тригубець І.В.....160**  
Управління матеріальними запасами транспортної дільниці підприємства

**Клец Д.М., Дубінін Є.О., Полянський О.С.....162**  
Інтелектуалізація реєстраційно-вимірювального комплексу для оцінювання експлуатаційних властивостей машин

**Лесик Д.А., Джемелінський В.В., Данилейко О.О., Скляр А.В.....164**  
Можливості відновлення поверхонь деталей автомобілів комбінованою лазерно-деформаційною адитивною технологією

**Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Шеїн В.С.....166**  
Управління якістю як процес забезпечення конкурентоспроможності автомобіля на світовому ринку

**Страту М.М., Філатов С. В.....168**  
Вплив перевантаження на параметри руху великовантажного кар'єрного автосамоскида

### **Секція 4. ПЕРСПЕКТИВНІ ДВЗ**

**Абрамчук Ф.И., Авраменко А.Н.....170**  
Вплив сучасних способів організації робочих процесів на екологічні показники дизельного двигуна

**Абрамчук Ф.И., Кузьменко А.П.....171**  
Розробка технології дослідження механічних втрат мікролітражних двигунів, що беруть участь в змаганнях *SHELL „ECO-MARATHON”*

**Oleksandr Vrublevskiy, Michal Janulin.....173**  
Оптимизация выбранных параметров автомобиля с электрическим приводом

<b>Євсєєва Н.О., Сметанко О.В.....</b>	<b>176</b>
Дослідження системи охолодження 4-тактного дизельного двигуна	
<b>Грицюк А.В., Ельмин М.А.....</b>	<b>177</b>
Количественная оценка влияния среднестатистического частотного режима нагружения автомобильного дизеля на выбор схемы организации смесеобразования	
<b>Гутаревич Ю.Ф., Сирота О.В.....</b>	<b>180</b>
Вплив методу регулювання потужності на екологічні показники та паливну економічність двигуна з іскровим запалюванням	
<b>Колеснікова Т.М., Алексєєва Є.В., Скородумова К.Г., Діденко О.Ю.....</b>	<b>183</b>
Метод розрахунку механізму зміни ступеня стиску для бензинового двигуна	
<b>Колесніков О.М., Озеров Д.В., Нікітченко І.М.....</b>	<b>186</b>
Напрями покращення екологічних показників силової установки транспортного засобу	
<b>Корогодський В.А., Зуєв В.О., Яковенко С.С.....</b>	<b>188</b>
Вплив складу паливоповітряної суміші на економічність бензинового двигуна з внутрішнім сумішоутворенням	
<b>Криворот А.І.....</b>	<b>190</b>
Визначення зовнішньої швидкісної характеристики двигуна ЗМЗ-4063 при роботі на генераторному газі	
<b>Левченко Д.В.....</b>	<b>193</b>
Підготування стендового обладнання та вимірювального комплексу для проведення багатфакторного експериментального дослідження пускових якостей автомобільного дизеля	
<b>Пильов В.О., Білогуб О.В., Лінков О.Ю., Пильов В.В., Ликов С.В.....</b>	<b>196</b>
Підвищення надійності поршнів при форсуванні дизелів	
<b>Пригоцький В.В., Балака М.М.....</b>	<b>197</b>
Застосування спиртових палив у двигунах внутрішнього згорання	
<b>Прохоренко А.О., Афонін В.М., Кульбачний І.М., Кульбачний Є.М.....</b>	<b>199</b>
Покращення якості роботи паливної апаратури дизеля спеціального призначення шляхом модернізації нагнітального клапана	

<b>Слинько Г.І., Слинько В.В., Беспалько В.С., Слинько В.В.....</b>	<b>200</b>
Методика визначення ефективної потужності бензинового двотактного двз із зовнішнім сумішоутворенням за діаметром паливного жиклера	
<b>Слинько Г.І., Володін Д.А., Сухонос Р.Ф., Чишко Д.П.....</b>	<b>203</b>
Дослідження турбулентності потоку палива в модернізованих форсунках дизельного двигуна 6ЧН12/14	
<b>Шльончак І.А.....</b>	<b>205</b>
Зниження шкідливих речовин відпрацьованих газів дизеля із застосуванням водневмісного газу	
<b>Секція 5. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ І КОНСТРУКЦІЙ</b>	
<b>Авершин А.Г.....</b>	<b>206</b>
Співставлення результатів експерименту в аеродинамічній трубі і чисельного моделювання масштабної моделі автомобіля	
<b>Біловол О.В.....</b>	<b>210</b>
Статистична термодинаміка без канонічних розподілень	
<b>Воропай А.В.....</b>	<b>214</b>
Идентификация нестационарных напряжений элементов конструкции с учётом диссипации энергии	
<b>Гнатенко Г.А.....</b>	<b>216</b>
Моделирование рабочих процессов в аттракционах со скоростным спуском на несущем канате	
<b>Жовтобрюх Ю.А., Філатов С.В.....</b>	<b>218</b>
Дослідження напружень у циліндро-поршневій групі двигунів внутрішнього згорання	
<b>Красніков С.В., Давиденко В.Е.....</b>	<b>219</b>
Енергетичний комплекс України та Німеччини у часі	
<b>Кривошапов С.І., Русанов С.А.....</b>	<b>223</b>
До питання моделювання роботи системи «двз – теплоаккумулятор» при передпусковій тепловій підготовці	
<b>Кубіч В.І., Грешта В.Л.....</b>	<b>226</b>
Методика фізичного моделювання процесів термомеханічного навантаження покриттів при проведенні триботехнічних випробувань	

<b>Лавриненко А.Т., Пожидаев С.П., Шкаровский Г.В.....</b>	<b>230</b>
О некоторых размерностных проблемах механики	
<b>Лавриненко А.Т., Пожидаев С.П., Шкаровский Г.В.....</b>	<b>233.</b>
Еще раз о применении радиусов эластичного колеса	
<b>Роговой А.С., Яссір Бай.....</b>	<b>235</b>
Вплив конфузора на гідродинамічні параметри закрученого затопленого струменя	
<b>Роговой А.С.....</b>	<b>239</b>
Визначення гідродинамічних параметрів закрученого затопленого струменя на основі числових розрахунків	
<b>Сахно В.П., Поляков В.М., Місько Є.М.....</b>	<b>244</b>
До визначення стійкості руху триланкового автобусного поїзда	
<b>Филатов С.В.,Торина В.Н.....</b>	<b>247</b>
Снижение себестоимости транспортирования железной руды большегрузными карьерными автосамосвалами	
<b>Филипковский С.В.....</b>	<b>251</b>
Метод расчёта нелинейных колебаний вала двигателя	
<b>Секція 6. АВТОТЕХНІЧНА ЕКСПЕРТИЗА ТА БЕЗПЕКА ДОРОЖНЬОГО РУХУ</b>	
<b>Балакина Е.В., Горбатова В.В.....</b>	<b>252</b>
О размерах и форме искусственных дорожных неровностей	
<b>Волошко Т.А.....</b>	<b>254</b>
Проблемні питання, пов'язані з визначенням моменту виникнення небезпеки для руху	
<b>Галабурда В.О., Геращенко В.Д., Пасечнік Д.В., Садовий С.С.....</b>	<b>256</b>
Вплив протектора шин на керованість автомобіля та небезпека аквапланування	
<b>Кашканов А.А.....</b>	<b>259</b>
Проблемні питання науково-методичного забезпечення експертних досліджень дорожньо-транспортних пригод	
<b>Кіріченко І. С.....</b>	<b>262</b>
Персональний електротранспорт і нюанси ПДР	

<b>Клименко А. О.....</b>	<b>264</b>
The usage of separation elements on bus lanes	
<b>Красноштан О.М.....</b>	<b>265</b>
Концепція побудови комплексної стратегії розвитку інтегральної транспортної системи для України	
<b>Криворучко М. М.....</b>	<b>268</b>
Впровадження засобів відеореєстрації, як елемента програми підвищення безпеки дорожнього руху	
<b>Лаврінець О.О., Славін В.В.....</b>	<b>271</b>
Визначення сповільнення автомобіля категорії N1, який обладнаний антиблокувальною системою п'ятого покоління	
<b>Лисенко М.Р., Яловенко В.В.....</b>	<b>274</b>
Проблематика перевірки технічного стану ходової частини автомобілів обладнаних пневматичною підвіскою під час проведення експертизи технічного стану транспортних засобів	
<b>Літвінов С.О.....</b>	<b>276</b>
Особливості проведення досліджень ходової частини ТЗ	
<b>Маріїн А.В., Бунда Ю.І., Совєтов О.В., Демко Д.І.....</b>	<b>281</b>
Вплив конструктивної зміни ходової частини автомобіля на ефективність гальмування	
<b>Махлай С.М.....</b>	<b>282</b>
Визначення технічної можливості попередження ДТП графічним шляхом у разі коли транспортний засіб рухався з перевищенням допустимої швидкості і до пригоди гальмувався	
<b>Меркулов К. В.....</b>	<b>284</b>
Проблематика вибору моменту виникнення небезпеки для руху при наїзді транспортних засобів на пішоходів в судовій автотехнічній експертизі	
<b>Ніколенко Т.В., Семченко Н.О.....</b>	<b>286</b>
Безпека автобусних перевезень	
<b>Поваляєв С.І., Сараєв О.В.....</b>	<b>288</b>
Дослідження процесу перекидання автомобіля	



<b>Скирковский С.В., Невзорова А. Б.....</b>	<b>291</b>
Аудит безопасности дорожного движения кольцевых пересечений на первичных этапах проектирования автомобильной сети города	
<b>Смик О.М.....</b>	<b>294</b>
Використання сучасних технологій при огляді місця дорожньо-транспортних пригод	
<b>Старіков Є.Л.....</b>	<b>295</b>
Дослідження маневру транспортного засобу при провадженні автотехнічних експертиз	
<b>Терещенко О.П.....</b>	<b>298</b>
Заходи безпеки при виконанні нестандартних логістичних задач	
<b>Фролов А. А., Рижих Л.О., Ломака С.Й.....</b>	<b>300</b>
Методи вимірювання зчеплення автомобільного колеса з доржнім покриттям	
<b>Хрулев А.Э.....</b>	<b>303</b>
Использование логико-вероятностных методов для определения причин отказов турбокомпрессоров в эксплуатации ДВС	
<b>Чернецький О.В., Пилипенко А.М.....</b>	<b>307</b>
Виникнення небезпечної дорожньо-транспортної ситуації при зміні напрямку та характеру руху пішоходами на нерегульованих пішохідних переходах.	

## **Секція 7 . ЕКОЛОГІЧНО ЧИСТІ ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ**

<b>Аргун Щ.В., Мигаль В.Д.....</b>	<b>308</b>
Оцінка якості ремонту тягових електродвигунів електробусів за вібродіагностичними характеристиками	
<b>Бажинов А.В., Ткачев О.Ю.....</b>	<b>311</b>
Энергетические характеристики автомобилей с разными силовыми установками	
<b>Бажинова Т.О.....</b>	<b>313</b>
Методологія побудови інтелектуальних систем гібридних та електромобілів	
<b>Богаевский А.Б., Борисенко А.Н.....</b>	<b>315</b>
Частичная модернизация регулятора мощного транспортного дизель – генератора	

<b>Борисенко А.Н., Коржов А.Г., Кузьмук М.С., Музыка І.І.....</b>	<b>317</b>
Использование диагностического комплекса BOSCH FSA 740 для анализа систем автомобиля	
<b>Бороденко Ю.Н., Абраменко В.Г.....</b>	<b>320</b>
Построение объединенной системы охлаждения гибридной силовой установки	
<b>Бороденко Ю.Н., Панасовский В.В.....</b>	<b>321</b>
Аспекты построения пневматической системы разгон-торможение автомобиля	
<b>Будниченко В.Б., Гордієнко М.М.....</b>	<b>323</b>
Основні тенденції удосконалення тягового рушія на автомобільному транспорті	
<b>Володарець М.В.....</b>	<b>325</b>
Щодо питання впровадження рекуперативних систем для транспортних засобів з електричною передачею потужності	
<b>Воронов Р.В.....</b>	<b>327</b>
Взаємний вплив технологічних процесів технічного обслуговування і ремонту вагонів метрополітену з екологічними нормами	
<b>Гнатов А.В.....</b>	<b>329</b>
Поновлювальні джерела електроенергії на базі пристроїв примусового зниження швидкості автотранспортних засобів	
<b>Hnatova Hanna.....</b>	<b>332</b>
Economic and environmental impact of electric vehicles	
<b>Далека В.Х., Фуртат О.В.....</b>	<b>335</b>
Екологічні аспекти міського електричного транспорту	
<b>Двадненко В.Я., Пушкарь О.Б.....</b>	<b>337</b>
Снижение стоимости гибридного автомобиля	
<b>Захарчук В.І., Захарчук О.В., Савчук ОІ.....</b>	<b>340</b>
Щодо доцільності використання вантажних електромобілів в Україні	
<b>Капский Д.В., Кот Е.Н, Семченков С.С.....</b>	<b>343</b>
Анализ вариантов применения нерельсового электрического транспорта в полоцкой агломерации	
<b>Колодницька Р.В.....</b>	<b>346</b>
Автомобілі з паливними комірками	

<b>Красюк А.Д., Чоломбитько О.А.....</b>	<b>348</b>
Перспективи розповсюдження безпілотних автомобілів	
<b>Марченко А.В.....</b>	<b>351</b>
Розрахунок енергоємності тягової акумуляторної батареї для гібридного автобуса малого класу	
<b>Наглюк М.И.....</b>	<b>354</b>
Изменение электропроводности антифризов от количества израсходованого топлива при эксплуатации	
<b>Серікова І.О., Медведський К.І.....</b>	<b>356</b>
Дослідження систем температурної стабілізації тягової батареї електромобілів	
<b>Смирнов О.П., Євтушенко С.В., Романенко А.В.....</b>	<b>358</b>
Калібрування системи нічного бачення автомобілів AUDI	
<b>Шавкун В.М.....</b>	<b>362</b>
Автоматизовані засоби діагностики транспортних засобів з автономним ходом	
<b>Тези, одержані під час роботи конференції</b>	
<b>Аврамов К.В., Ніконов О.Я., Чернобривко М.В., Успенський Б.В.....</b>	<b>364</b>
Сучасні комп'ютерні технології розроблення корпусних композитних елементів у машинобудуванні	
<b>Білогуров Є.О.....</b>	<b>365</b>
Залежність тягово-швидкісних властивостей автомобіля від виду палива	
<b>Горбик Ю.В.....</b>	<b>368</b>
Експлуатація автомобілів з гібридною силовою установкою	
<b>Кривошапов С.И.....</b>	<b>371</b>
Анализ методики нормирования расхода топлива на автомобильном транспорте	
<b>Серіков Г.С., Панасовський В.В.....</b>	<b>373</b>
Дослідження асинхронного двигуна для тягового приводу електромобіля	
<b>Серікова І.О., Ходак С.С.....</b>	<b>376</b>
Розробка тягового електроприводу сучасного міського транспорту	

<b>Серікова І.О., Медведський К.І.....</b>	<b>379</b>
Дослідження впливу температурного фактору на роботу тягової батареї електромобілів	
<b>Нестеренко В.В.....</b>	<b>382</b>
Перспективи переобладнання дизелів в газодизелі	
<b>Грицюк А.В., Григорьев А.Л., Прохоренко А.А.....</b>	<b>386</b>
Усовершенствование конструктивных параметров системы топливоподачи дизеля ДА10 с целью повышения его мощности	

Александров Евгений Евгеньевич, д.т.н., профессор,  
ХНАДУ «Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет»  
Шаповаленко Владислав Алексеевич, ассистент  
ХНАДУ «Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет»  
Масляев Кирилл Вячеславович, студент-магистр,  
ХНАДУ «Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет»

## **ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ**

Задача параметрического синтеза системы поддрессоривания автомобиля состоит в выборе таких значений параметров элементов подвески (рессор и амортизаторов), чтобы возмущённое движение поддрессоренной части корпуса при движении автомобиля по случайной поверхности движения с заданными стохастическими характеристиками удовлетворяло определённым требованиям, а именно, подвеска не должна быть слишком «жёсткой», во избежание повышенных динамических воздействий на водителя, пассажиров и перевозимые грузы, а также не должна быть слишком «мягкой», во избежание «морской болезни» членов экипажа.

В первых научных публикациях, посвящённых плавности хода транспортных средств, выбор параметров рессор и амортизаторов транспортных средств осуществлялся путём анализа влияния их на динамические процессы вынужденных колебаний поддрессоренной части корпуса при наезде на ступенчатую неровность [1]. Для исследования плавности хода колёсных и гусеничных транспортных средств рассматривалось их возмущённое прямолинейное движение по поверхности синусоидального профиля. При этом основное внимание уделялось исследованию резонансных явлений, при которых возмущения, действующие на поддрессоренную часть корпуса, достигают минимума, а значения варьируемых параметров подвески выбираются из условия отсутствия резонанса в рабочем диапазоне скоростей движения [2-4].

При этом основное внимание уделялось исследованию резонансных явлений, при которых возмущения, действующие на поддрессоренную часть корпуса, достигают минимума, а значения варьируемых параметров подвески выбираются из условия отсутствия резонанса в рабочем диапазоне скоростей движения. Рассматриваются задачи стохастического моделирования случайной поверхности движения транспортного средства, а выбор варьируемых параметров подвески осуществляется из условия минимальных линейных и угловых отклонений поддрессоренной части корпуса от состояния установившегося равновесия [5].

Изложены основы алгоритмического метода параметрического синтеза динамических систем, основанного на использовании процедуры Optimization Toolbox программного пакета MATLAB или процедуры Minimize программного пакета MathCAD. С помощью алгоритмического метода, решение задачи параметрического синтеза динамической системы может быть

повністю автоматизовано, включаючи вибір весових коефіцієнтів аддитивного функціонала якості динамічної системи, що відображає комплекс вимог до динамічної системи.

Основною метою роботи є вирішення задачі параметричного синтезу системи підтримки автомобіля за допомогою алгоритмічного методу параметричного синтезу динамічних систем, що включає формування вимог до динамічної системи, їх формалізація і представлення у вигляді вимог мінімуму аддитивного функціонала якості, цільовий вибір весових коефіцієнтів аддитивного функціонала і вибір значень змінюваних параметрів системи підтримки, що забезпечують мінімум аддитивного функціонала якості.

### **Література**

1. Груздев Н.И. Танки / Н.И. Груздев. - М.: Гостехиздат, 1944. – 540с.
2. Буров С.С. Конструкция и расчёт танков / С.С. Буров. – М.: АБТВ, 1973. – 602с.
3. Балдин В.А. Теория и конструкция танков / В.А. Балдин. – М.: АБТВ, 1972. – 782с.
4. Дмитриев А.А. Теория и расчёт нелинейных систем подвески гусеничных машин / А.А. Дмитриев, В.А. Чобиток, А.В. Тельминов. – М.: Машиностроение, 1976. – 208с.
5. Забавников Н.А. Теория транспортных гусеничных машин / Н.А. Забавников. – М.: Машиностроение, 1974. – 442.

Агарков Іван Валентинович, аспірант, Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, [ivan.aharkov@gmail.com](mailto:ivan.aharkov@gmail.com)

Павленко Тетяна Павлівна, д.т.н., професор, Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова.

Скуріхін Владислав Ігорович, к.т.н., доцент, Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова.

### **ЕЛЕКТРИЧНИЙ ПІДСИЛЮВАЧ ДЛЯ РУЛОВОГО КЕРУВАННЯ ТРОЛЕЙБУСУ**

Розвиток інфраструктури міст України та інших країн світу пов'язано зі створенням або удосконаленням конструкцій екологічного міського електротранспорту. Перспективним напрямком є технічні рішення, які сприяють поліпшенню функцій та характеристик елементів конструкції сучасних тролейбусів. Це сприяє підвищенню безпеки руху та пасажирів під час їх експлуатації, що складає актуальність роботи.

Одним з таких елементів є рульове керування, яке являє собою сукупність механізмів, що забезпечують необхідний поворот коліс для зміни напрямку руху транспортного засобу і маневрування їм.

Рульове управління складається з рульового механізму, який має вал і з'єднані з ним колеса, рульового приводу та підсилювача [1].

Рульовий механізм призначений для передачі зусилля від керма до рульового приводу. Подальша передача зусилля відбувається від приводу до колес тролейбуса, що забезпечує необхідне співвідношення між кутами  $\alpha_1$  та  $\alpha_2$  при їх повороті.

Для зменшення великих зусиль, які докладаються водієм під час повороту керованих коліс, у сучасних тролейбусах використовуються пневматичні або гідравлічні підсилювачі.

Відомі системи рульового управління з різними видами підсилювачів мають свої особливості, а також переваги і недоліки [2].

Аналіз роботи різних видів підсилювачів рульового керування показав ряд недоліків їх конструкцій. З цього випливає, що не існує оптимального технічного рішення, яке відповідає виконанню необхідних вимог з безпеки та комфорту під час руху тролейбусів [3,4].

У даній роботі пропонується нове технічне рішення використання системи рульового керування тролейбуса з електричним двигуном, що котиться.

Для визначення ефективності технічного рішення у даній роботі проведено порівняльний аналіз гідравлічної та електричної систем рульового керування з використанням методів математичного моделювання. За допомогою методів системного аналізу розроблена математична модель гідропідсилювача рульового керування тролейбуса, її функціональна схема (рис.1), яка у своєму складі має низьку підсистем, де елементи гідроприводу описуються системами диференціальних рівнянь [5].

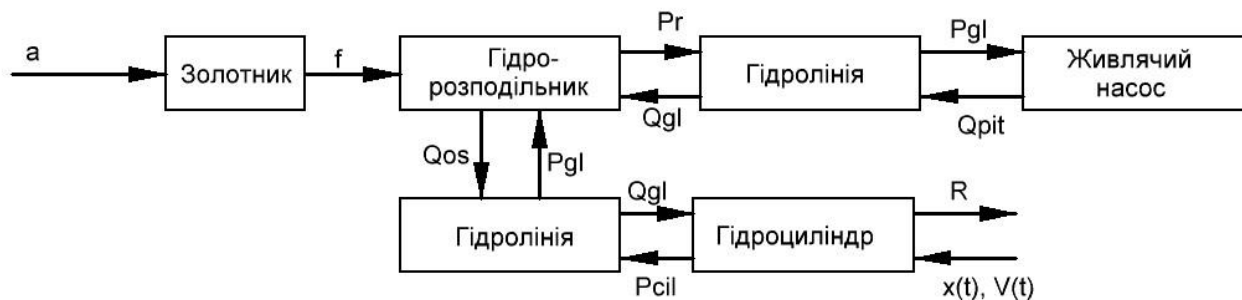


Рисунок 1 – Функціональна схема системи рульового керування з гідропідсилювачем

Для дослідження перехідних процесів системи рульового керування тролейбуса з електричним підсилювачем керма на базі двигуна з ротором, що котиться, розроблена математична модель [6,7], функціональна схема якої зображена на рис. 3.

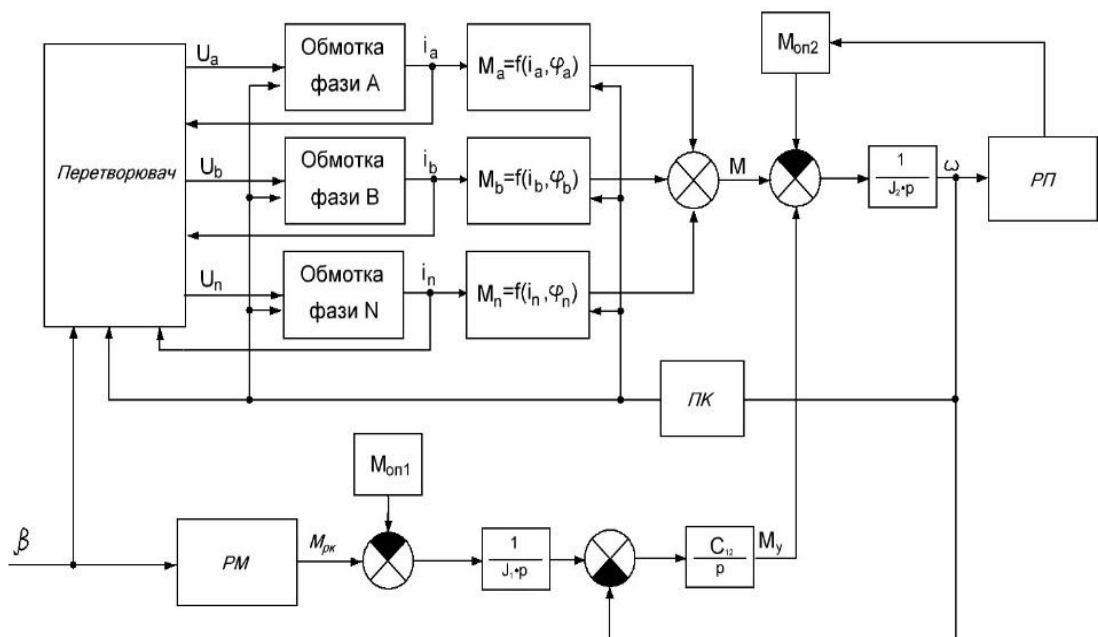


Рисунок 2 – Функціональна схема системи рульового керування з електропідсилювачем

В результаті аналізу визначено ряд переваг нового технічного рішення, а саме:

- простота та компактність конструкції, що зменшує заходи на обслуговування (відсутність рідини, шлангів, насоса, та інших елементів, які потребують періодичного огляду;
- використання електронного блоку керування сприяє налаштуванню режимів роботи електропідсилювача в залежності від умов, у яких експлуатується транспортний засіб;
- застосування електродвигуна з ротором, що котиться дає можливість при поворотах керма реалізовувати великі крутні моменти і відповідно достатні зусилля для повороту керованих коліс;
- низьке споживання електроенергії бортової мережі.

Таким чином, аналіз особливостей роботи підсилювачів рульового керування тролейбусу показав можливості створення нових технічних рішень і їх подальше використання у сучасних конструкціях транспортних засобів. Отримані математичні моделі дозволяють оцінити та провести порівняльний аналіз системи рульового керування тролейбусу на керуючий вплив, створений водієм транспортного засобу, а також швидкодію рульового приводу.

## Література

1. Скуріхін В.І., Рухомий склад міського електричного транспорту. Механічна частина. В.Х. Далека, М.В. Хворост, В.І. Скуріхін, Д.І.



- Скуріхін. // Навчальний посібник. – Х.: ХНУМГ імені О. М. Бекетова, 2018. 370 стор.
2. Павленко Т.П., Аналіз проблем системи рульового керування тролейбусів та перспективи їх вирішення. Павленко Т.П., Скуріхін В.І., Колотило В.І., Агарков І.В., // Збірник наукових праць ДУІТ, Серія «Транспортні системи і технології». – Вип. 32-33. – К.: ДУІТ, 2018., с. 115-123.
  3. Патент України № 75946, МПК В62D 1/00, опубл. 25.12.2010, № 24.
  4. Патент України № 34001, МПК В62D 1/18, опубл. 25.07.2008, № 14.
  5. Жданов А.В., Моделирование гидравлических систем рулевого управления // Методические указания для курсового и дипломного проектирования, О.: СибАДИ, 2011, 33 стр.
  6. Задорожний Н.А., Элементы теории электромеханического взаимодействия в двухмассовых системах электропривода с упругими механическими связями. Часть 1 // Учебное пособие . – К: ДГМА, 2006., 58 стр.
  7. Marco Frankel , Michael Brutscheck, Ulrich Schmucker, (2009), Modeling and simulation of a rolling rotor switched reluctance motor, 32nd International Spring Seminar on Electronics Technology, Brno, Czech Republic.

Альокса Миколай Миколайович, к.т.н., професор кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, Харківський автомобільно-дорожній університет  
Фролов Андрій Анатолійович, судовий експерт, науковий співробітник, Харківський науково-дослідний інститут судових експертиз ім. Засл. проф. М.С. Бокаріуса, [frolov.andrey.5120@gmail.com](mailto:frolov.andrey.5120@gmail.com)

## ВПЛИВ ЗНОСУ ШИН НА ЇХ ЗЧІПНІ ВЛАСТИВОСТІ

По мірі зношування протектора шини знижуються тягово-швидкісні властивості автомобіля [1]. Для більшості опорних поверхонь шини з повністю зношеним протектором мають порівняно з новими приблизно в 2 рази менші тягово-зчіпні властивості.

Статистика дорожніх подій в США показує, що із зменшенням глибини протектора збільшується число дорожньо-транспортних подій. Так, на мокрому асфальтобетонному покритті при глибині протектора 1,6 мм порівняно з глибиною 10 мм кількість дорожньо-транспортних подій відрізняється в більшу сторону майже в 3 рази. При сухому асфальтобетонному покритті цей показник більше в 2,5 рази. Що стосується зношених шин, коли глибина протектору становить близько 0 мм, аварійність на вологому покритті зростає у 7 разів, а на сухому більш ніж в 3 рази.

Результати дослідження наведені в автомобільному довіднику «Бош» [2] показують, що залежність гальмового шляху автомобіля від глибини протектора шини при гальмуванні зі швидкості 100 км/год відрізняється більше ніж в 2 рази, навіть наявність АБС гальмовий шлях суттєво не зменшується.

Отже з метою підвищення безпеки дорожнього руху та збереження життя учасників дорожнього руху необхідно робити шини багатошаровими з використанням різнокольорових маркерів, які дозволяють контролювати зношеність шин автомобіля під час його експлуатації.

Хотілось би звернути увагу на те, що залишкову глибину протектора необхідно збільшити для легкових автомобілів до величини 2 мм, як це зроблено у Сполучених Штатах Америки, що безпосередньо призведе до підвищення безпеки дорожнього руху в Україні.

### **Література:**

1. Работа автомобильной шины. Под ред В.И. Кнороза. М., «Транспорт», 1976. 238 с.
2. Автомобильный справочник «Бош». 2-ое издание. М., «За рулём», 2004. 992 с.

Балакина Екатерина Викторовна, д.т.н., профессор, Волгоградский ГТУ,  
[fahrgestell2011@yandex.ru](mailto:fahrgestell2011@yandex.ru)

Санжапов Рустам Рафилевич, к.т.н, доцент, Волгоградский ГТУ

Сергиенко Иван Васильевич, аспирант, Волгоградский ГТУ

Сарбаев Дмитрий Сергеевич, аспирант, Волгоградский ГТУ

## **К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ РАДИУСА КОЛЕСА**

Определено пять радиусов колеса: свободный, статический, динамический, качения, кинематический и все они используются разными исследователями [1-15]. Несмотря на большое число научных работ по теории качения эластичного колеса, специалисты до сих пор не выработали единого мнения, какой радиус следует применять в каких задачах. Чаще они либо упрощенно используют свободный радиус, либо рассчитывают динамический.

При этом разница между динамическим и кинематическим радиусами, например, может достигать до 20% [3], что, естественно, сопровождается и разницей в расчетах, в которых эти радиусы используются.

Авторы провели анализ, на основании которого разработали схему рекомендуемого использования радиусов колеса в разных задачах. Она показана на рисунке 1.

При разработке схемы учтены труды С.П. Пожидаева [7-9], который показал, что для описания кинематических, силовых и энергетических показателей работы колеса правильным будет использовать радиус качения колеса. Этим автором экспериментально доказано [9], что показателем взаимосвязи между приложенным к колесу крутящим моментом и силой тяги служит радиус качения, взятый без учета проскальзывания или буксования.

Помимо проблем моделирования движения колеса в ведомом и ведущем режимах при описании тягово-скоростных свойств автомобиля, существуют и

другие, связанные с моделированием свойств активной безопасности автомобиля, где применяемый радиус колеса также играет немаловажную роль. Сложной задачей является обоснование выбора используемого радиуса колеса в задачах определения  $\varphi - s_x$ -диаграмм [1,2].

Был проведен расчетный анализ влияния вида используемого радиуса на форму получаемых  $\varphi - s_x$ - диаграмм. Конечно, с точки зрения механики, грамотнее было бы использовать радиус качения. Но, поскольку он отличается от свободного радиуса, даже при максимально допустимых деформациях шины, не более чем на 2%, и это расхождение не оказывает видимого влияния на расчетные  $\varphi - s_x$ -диаграммы при разных величинах боковой силы, появившейся до или после начала торможения колеса, то нет необходимости усложнять задачу расчетом радиуса качения в каждый момент движения, поскольку это увеличивает время счета, а использование свободного радиуса дает тот же результат.

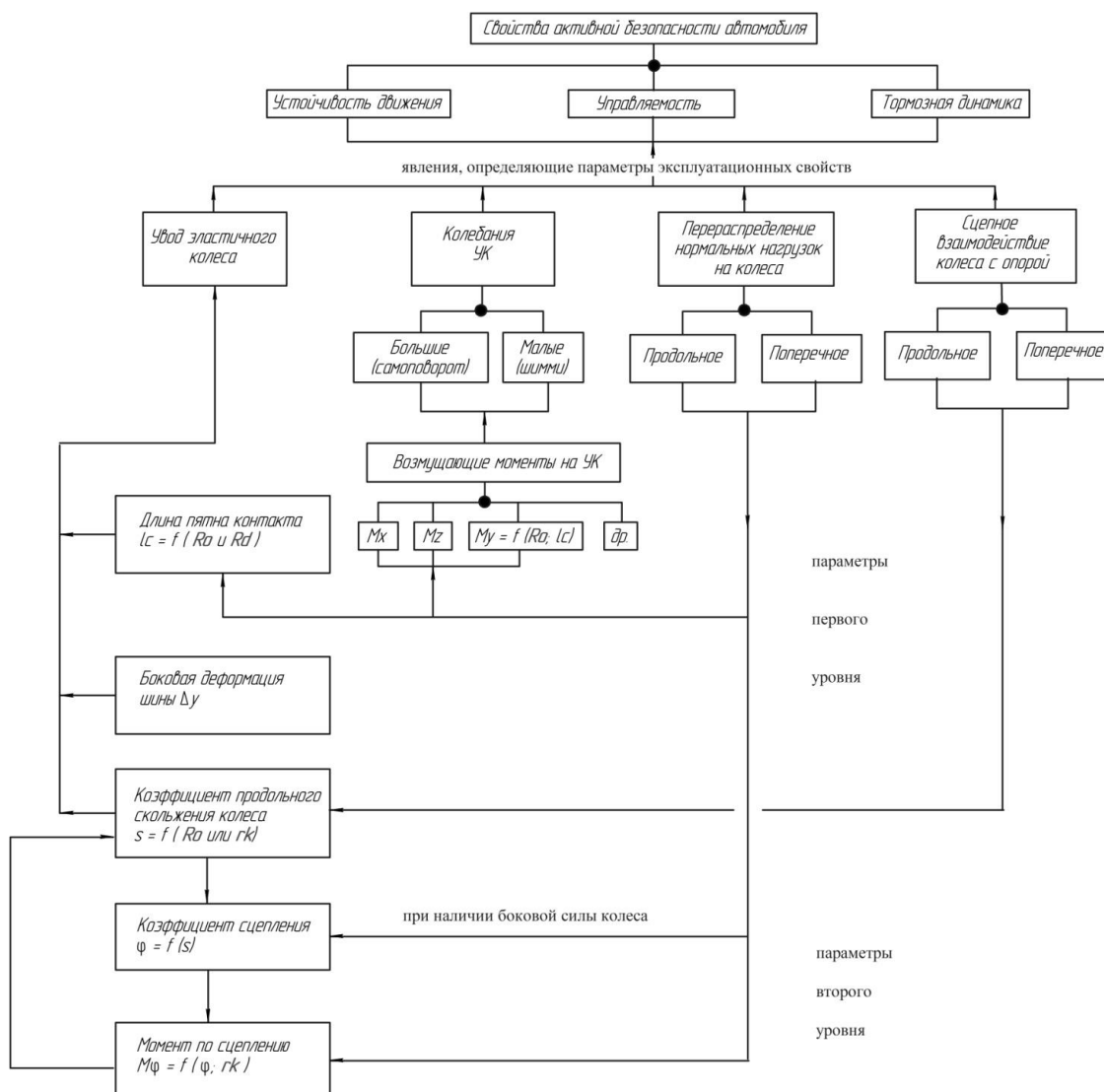


Рисунок 1 – Схема рекомендуемого использования радиусов колеса в разных задачах

В настоящее время авторы работают над исследованиями влияния применяемых разных видов радиуса колеса на погрешности расчета параметров траектории колесной машины при моделировании ее устойчивости движения и управляемости в разных режимах движения.

*Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-08-00011*

## Литература

1. Балакина, Е.В. К вопросу об определении коэффициента продольного скольжения колеса / Е.В. Балакина, Д. С. Сарбаев // Автомобильная промышленность. – 2018. – №10. – С. 25-27.
2. Балакина, Е.В. Коэффициент сцепления шины с дорожным покрытием / Е.В. Балакина, А.В. Кочетков. – Москва: «Инновационное машиностроение», 2017. – 292 с.
3. Балакина, Е. В. Применение разных радиусов колеса в задачах моделирования свойств активной безопасности автомобилей / Е. В. Балакина, И. В. Сергиенко // Автомобильная промышленность. – 2019. – №5. – С. 16-19.
4. ГОСТ 17697-72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – М.: Стандартиформ, 1973. – 23 с.
5. Кнороз, В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др. / Под ред. В.И. Кнороза. – М.: Транспорт, 1976. – 240 с.
6. Петрушов, В.А. Автомобили и автопоезда: Новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха. – М.: ТОРУС ПРЕСС, 2008. – 352 с.
7. Пожидаев, С.П. О некоторых уточнениях теории качения эластичного колеса / С.П. Пожидаев // Автомобильная промышленность. – 2013. – №12 – С.13-15.
8. Пожидаев, С.П. О теории качения эластичного колеса с позиций механики / С.П. Пожидаев // Автомобильная промышленность. – 2014. – №11 – С.16-17.
9. Пожидаев, С.П. Экспериментальное исследование механической модели эластичного колеса / С.П. Пожидаев, Г.В. Шкаровский // Автомобильный транспорт. – 2019. – вып. 44. – С. 21-29.
10. Рыжих, Л.А. Определение продольной реализуемой силы сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью по крутильной деформации шины и ее жесткости / Л.А. Рыжих, Д.Н. Леонтьев, А.В. Быкадоров // Автомобильная промышленность. - 2014. - №10. - С. 20-24.

11. Станкевич, Э.Б. Зависимость силового нагружения колеса от его геометрических параметров / Э.Б. Станкевич // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1987. – № 9. – С. 6–9.
12. Туренко, А.Н. Методы расчета реализуемого коэффициента сцепления при качении колеса в тормозном режиме / А.Н. Туренко, С.И. Ломака, Л.А. Рыжих, Д.Н. Леонтьев // Автомобильный транспорт. – 2010. – №27 – С.7-12.
13. Федотов, А.И. Динамический метод диагностики пневматического тормозного привода автомобилей: монография. – Иркутск: Изд-во ИрННТУ, 2015. – 514 с.
14. Pacejka H.B. Tire and Vehicle Dynamics. – Published by Elsevier Ltd, USA, 2012.
15. Reza N. Jazar. Vehicle Dynamics: Theory and Application. – Springer Science + Business Media, LLC, 2008, 1015 p.

Богомоллов Виктор Александрович, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Клименко Валерий Иванович, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Леонтьев Дмитрий Николаевич, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [dima.a3alij@gmail.com](mailto:dima.a3alij@gmail.com)

## **О ПОСТРОЕНИИ КРИВЫХ РЕАЛИЗУЕМОГО СЦЕПЛЕНИЯ МНОГООСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

Из теории автомобиля известно, что для всех колесных транспортных средств (КТС) в процессе их проектирования и предварительной серийной доводке, должна быть обеспечена необходимая эффективность торможения в различных условиях их эксплуатации. Для контроля оценки этой эффективности в международной практике разработаны стандарты и регламенты [1, 2] в которых предусмотрена проверка расположения кривых реализуемого сцепления осей КТС в заданных, так называемых «коридорах», обеспечивающих безопасность дорожного движения, вследствие рационального выбора характеристик тормозной системы и реализации качественного процесса торможения транспортного средства.

В нормативных документах [1, 2] оценивающих эффективность торможения КТС, кривые реализуемого сцепления  $i$ -той оси ( $f_i$ ) колесного транспортного средства определяется, как:

$$f_i = \frac{T_i}{N_i}, \quad (1)$$

где  $T_i$  – тормозная сила на соответствующей  $i$ -той оси КТС, Н;  $N_i$  – реакция дороги на  $i$ -тую ось КТС, Н;

Точное решение для (1) в нормативных документах [1, 2] предложено только для двухосных транспортных средств:

$$f_i = \frac{T_i}{P_i \pm z \frac{h}{L} G}, \quad (2)$$

где  $P_i$  – нормальная реакция дороги на соответствующую  $i$ -тую ось КТС в статических условиях, Н;  $h$  – высота расположения центра масс КТС, м;  $G$  – вес КТС, Н;  $L$  – расстояние между осями КТС, м;  $z$  – коэффициент торможения КТС;

Аналогичное формуле (2) выражение можно получить и для трехосного КТС у которого задние две оси объединены подвеской в одну так называемую «балансирную тележку» [3, 4, 5].

Для многоосных КТС [6], с тремя и более независимыми осями, при определении реакции дороги  $N_i$ , приходится разрабатывать оригинальные методики, для каждого отдельного случая компоновки их осей. Такой подход не всегда является удобным при построении кривых реализуемого сцепления и определении эффективности торможения транспортного средства.

В работе [7] предложено определять реакции дороги  $N_i$  в виде:

$$N_i = P_i + \Delta N_i, \quad (3)$$

где  $\Delta N_i$  – динамическая составляющая нормальной реакции дороги на соответствующую  $i$ -тую ось КТС, вызванная появлением суммарной тормозной силой, которая равна силе инерции автомобиля, Н;

Основным преимуществом такого представления величины  $N_i$  является возможность применения так называемого принципа суперпозиции сил, действующих на КТС. При этом величина  $P_i$  в уравнении (3) является справочной и зависит от распределения веса автомобиля относительно центра его масс. Таким образом, при определении  $\Delta N_i$ , математическая и физическая модель КТС значительно упрощаются, из-за отсутствия в них величин  $P_i$  и  $G$ .

Из научно-технической литературы [2, 3], известно, что если, например, некоторые две оси  $j$  и  $j+1$  связаны в балансирную тележку, то для них можно допустить равенство:

$$\Delta N_j - \Delta N_{j+1} = 0. \quad (4)$$

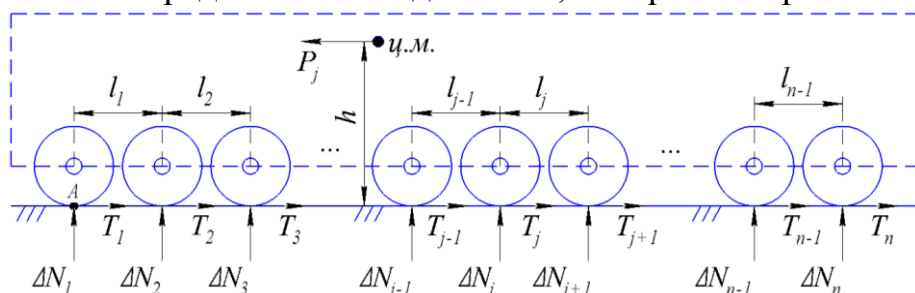
И таких уравнений в системе, можно записать столько, сколько балансирных тележек имеется в конструкции КТС.

Практика расчетов [2, 3] показывает, что при принятом допущении (4) часто мосты, связанные в балансирную тележку, можно условно заменить приведенной осью с нагрузками

$$\begin{aligned}
N_{j,(j+1)} &= N_j + N_{j+1}; \\
P_{j,(j+1)} &= P_j + P_{j+1}; \\
\Delta N_{j,(j+1)} &= \Delta N_j + \Delta N_{j+1}; \\
T_{j,(j+1)} &= T_j + T_{j+1},
\end{aligned} \tag{5}$$

которые расположены на расстоянии  $0,5 \cdot l_j$  от соответствующей оси (рис. 1).

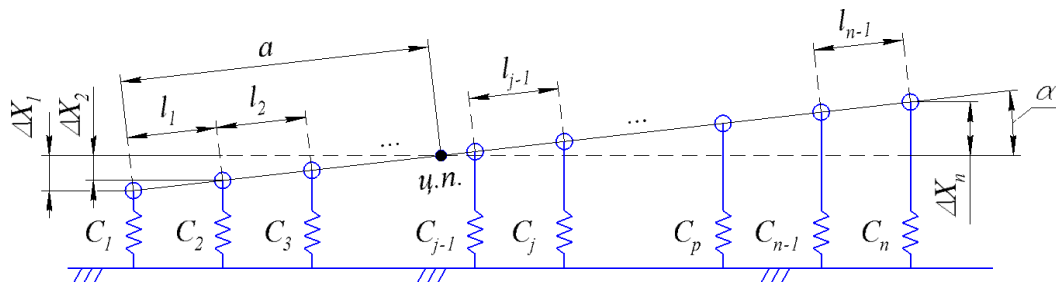
В таком случае схематично перемещение (поворот) кузова КТС при торможении можно представить в виде схемы, которая изображена на рис. 2.



$T_1, T_2, T_3, T_{j-1}, T_j, T_{j+1}, T_{n-1}, T_n$  – тормозные силы на соответствующих осях  $n$ -осного КТС;  $l_1, l_2, l_{j-1}, l_j, l_{n-1}$  – расстояния между соответствующими осями  $n$ -осного КТС;  $h$  – высота расположения центра масс (ц.м.) КТС;

$P_j$  – сила инерции тормозящего  $n$ -осного КТС

Рисунок 1 – Схема структурной физической модели  $n$ -осного тормозящего КТС



$a$  – расстояние от центра упругости (ц.н.) до первого моста;  $C_1 \dots C_n$  – жесткости подвесок соответствующих мостов КТС;  $\Delta X_1 \dots \Delta X_n$  – деформации подвесок соответствующих мостов;  $\alpha$  – угол наклона кузова относительно исходного его положения до начала торможения КТС

Рисунок 2 – Схема поворота кузова КТС при торможении

Величину  $a$  изображенную на рис. 2 можно найти из выражения:

$$a = \frac{\sum_{i=2}^n \left( \frac{C_i}{C_1} \cdot \sum_{k=1}^{i-1} l_k \right)}{1 + \sum_{i=2}^n \frac{C_i}{C_1}}. \tag{6}$$

Система уравнений, например, для четырехосного КТС с балансирной тележкой, будет иметь вид:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^4 \Delta N_i = 0; \\ \sum_{j=1}^4 \left( \Delta N_j \cdot \sum_{i=0}^{j-1} l_i \right) = -z \cdot h \cdot \sum_{i=1}^4 P_i; \\ \Delta N_3 - \Delta N_4 = 0; \\ \left( 1 - \frac{l_1}{a} \right) \cdot \frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} \cdot \Delta N_1 - \Delta N_2 = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Если рассмотреть тот же самый автомобиль, но без балансирной тележки то система уравнений (7) примет вид:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^4 \Delta N_i = 0; \\ \sum_{j=1}^4 \left( \Delta N_j \cdot \sum_{i=0}^{j-1} l_i \right) = -z \cdot h \cdot \sum_{i=1}^4 P_i; \\ \Delta N_3 - \frac{\Delta P_3}{\Delta P_4} \cdot \left( \frac{\sum_{i=1}^2 l_i - a}{\sum_{i=1}^3 l_i - a} \right) \cdot \Delta N_4 = 0; \\ \left( 1 - \frac{l_1}{a} \right) \cdot \frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} \cdot \Delta N_1 - \Delta N_2 = 0. \end{cases} \quad (8)$$

где  $\Delta P_i$  – это разница между нагрузками соответствующих мостов в груженом и порожнем состоянии КТС, Н.

Сравнительный анализ результатов расчетов выполненных по системам уравнений (7) и (8) показывает их значительное расхождение, что позволяет сделать вывод о том, пренебрежение типом подвески при расчете реализуемого сцепления многоосного транспортного средства является недопустимым, поскольку это приводит к существенным погрешностям расчета распределения тормозных сил между осями таких КТС.

Выполненные результаты расчетов реализуемого сцепления, для груженого транспортного средства по уравнениям (7) и (8) с использованием уравнений (1) и (3), так же показал существенное расхождение полученных результатов.

### Выводы

Предложенная методика расчета распределения нормальных реакций для построения кривых реализуемого сцепления  $n$ -осного транспортного средства позволяет учитывать особенности конструкции подвески, как балансирной, так и с независимыми осями.



## Литература

1. Regulation № 13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) – Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking: on condition 18.02.2016 – Official Journal of the European Union – UN/ECE, 2016. 262p.
2. ГОСТ Р 41.13-2007 Единые предписания, касающиеся транспортных средств категорий M, N и O в отношении торможения. – Москва : Стандартинформ, 2009. – 170 с.
3. Туренко А. М. Функціональний розрахунок гальмівної системи автомобіля з барабанными гальмами та регулятором гальмівних сил / А. М., Туренко В. О. Богомолів, В. І. Клименко, С. Я. Ходирев, В. І. Кирпатий, М. Г. Михалевич. – Харків : ХНАДУ, 2003. – 120 с.
4. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств / А. Н. Туренко [и др.]. – Харьков : ХНАДУ, 2002. – 400 с.
5. Методичні рекомендації з визначення осьових навантажень транспортних засобів з урахуванням сил, що діють у плямі контакту його шин з поверхнею дорожнього одягу МР В.2.3-37641918-887:2017. – Київ : Укравтодоро, 2017. – 31 с.
6. Аксёнов П. В. Многоосные автомобили. – 2-е изд., перераб. и. доп. – Москва : Машиностроение, 1989. – 280 с.
7. Провести дослідження та розробити методичні рекомендації з визначення осьових навантажень багатовісних транспортних засобів з урахуванням сил тертя в площі контакту шини з дорожнім покриттям. Звіт про науково-дослідну роботу за договором № 5/35-79-16. Науковий керівник д.т.н., проф. Жданюк В. К., – № держреєстрації 0116U005525. – ХНАДУ. – 2017. – 159 с.

Клименко Олексій Андрійович, к.т.н., доцент, ДП «ДержавтотрансНДІпроект»

### **ЩОДО ЗАПРОВАДЖЕННЯ В УКРАЇНІ СИСТЕМИ МАРКУВАННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА ЕКОЛОГІЧНОГО РІВНЯ ДОРОЖНІХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Показники енергетичної ефективності [1] та екологічного рівня дорожніх транспортних засобів з відповідними системами маркування за міжнародним досвідом є основою запровадження державою потужних інструментів [2] зменшення питомого споживання енергії та викидів забруднювальних речовин транспортом – узгоджених заходів технічного і фінансового регулювання, диференційованих обмежень та преференцій щодо доступу до інфраструктури та інших заходів, що стимулюватимуть інвестування в якісне оновлення парку і новітні технології, примушуватимуть до використання в місцях масового зосередження людей переважно техніки, що завдає мінімальної шкоди здоров'ю населення.

Запровадження в Україні дійової системи маркування енергетичної ефективності та екологічного рівня дорожніх транспортних засобів має врахувати, зокрема, викладені нижче чинники і проблемні питання, що потребують вирішення:

1. Несумісність, а також постійна зміна з часом стандартів, вимог, показників енергетичної ефективності та екологічного рівня дорожніх транспортних засобів і методів їх визначення, та багатьох інших аспектів технічного й інших форм регулювання, що застосовують в різних регіонах світу, з яких дорожні транспортні засоби імпортують в Україну.

Разом з тим, маркування енергетичної ефективності та екологічного рівня дорожніх транспортних засобів в окремій країні та узгоджені з ними заходи та в цілому система технічного і, особливо, фіскального регулювання мають базуватися на єдиній «системі координат».

2. Так звані «поза-циклові» викиди та невідповідність існуючих стандартизованих показників ефективності споживання енергії та викидів забруднювальних речовин споживанню енергії та забрудненню довкілля в умовах реальної експлуатації є значною проблемою, що нівелює зусилля урядів країн до покращення ситуації з енергетичною безпекою та забрудненням довкілля транспортом, зменшує рівень довіри споживача до «офіційних» показників енергоефективності, та у певній мірі стримує просування на ринок новітніх технологій.

3. Відносно невеликий об'єм ринку дорожніх транспортних засобів України в світовому масштабі, поточний стан вітчизняної економіки та машинобудування не дозволяють сьогодні країні грати помітну роль у формуванні глобальних вимог до показників енергетичної ефективності та екологічного рівня дорожніх транспортних засобів і методів їх визначення.

Скоріш за все мова може йти про встановлення на внутрішньому ринку вимог і правил, що стимулюватимуть споживача обирати економічні та екологічно сприятливі варіанти транспортних засобів з вже наявних на світовому та вітчизняному ринках пропозицій, і стимулюватимуть як вітчизняних виробників, так й імпортерів транспортних засобів враховувати ці вимоги у програмах виробництва та постачання.

4. Національна система регулювання енергетичної ефективності та екологічного рівня дорожніх транспортних засобів має створювати умови, що принаймні не є дискримінаційними для вітчизняних автовиробників, а в кращому випадку – стимулювати розвиток власного машинобудування.

Сьогодні масове та фактично безконтрольне ввезення так званих «євроблях» з деградованим станом систем зниження токсичності, але за ціною металобрухту, не залишає вітчизняній автомобілебудівній промисловості та в цілому машинобудуванню жодних шансів на виживання.

5. Питання належного врегулювання масового ввезення та подальшої експлуатації транспортних засобів з великим пробігом, що становлять підвищену екологічну та інші види небезпеки.

Транспортний засіб, що був в користуванні, який на момент виробництва відповідав, наприклад, екологічному стандарту «Євро-5», на момент ввезення в Україну може вже мати питомі викиди токсичних забруднювальних речовин набагато більшими, ніж за стандартами 20 річної давнини, та взагалі може бути непридатним до експлуатації. Окремі питання погіршення в експлуатації екологічних властивостей транспортних засобів, висвітлено, зокрема, в [4].

6. Питання підтримання в експлуатації рівня енергетичної ефективності та екологічного рівня, закладеного в конструкцію транспортного засобу, або принаймні об'єктивної оцінки його поточного стану з метою врегулювання його подальшої експлуатації.

7. Доступ країни до сучасних технологій і методів визначення викидів забруднювальних речовин транспортними засобами та показників ефективності використання енергії.

Висока складність і вартість обладнання, що є необхідним для випробовування транспортних засобів та їх двигунів з визначенням викидів забруднювальних речовин та показників ефективності використання енергії відповідно до вимог сучасних стандартів є суттєвим бар'єром для України.

8. В цілому обмеженість ресурсів країни, що можуть бути залучені до реалізації комплексу заходів з запровадження системи маркування енергетичної ефективності та екологічного рівня дорожніх транспортних засобів.

9. Питання визначення ефективності використання енергії електромобілями, «plug-in» гібридами, та їх порівняння з транспортними засобами з двигунами внутрішнього згоряння з врахуванням викидів забруднювальних речовин в життєвому циклі.

10. Протиріччя різних вимог до конструкції дорожніх транспортних засобів.

Пропозиції щодо запровадження регулювання показників викидів CO<sub>2</sub> та енергоспоживання нових легкових автомобілів та легкого комерційного транспорту наведено, зокрема, в [3].

Уявляється доцільним запровадження національної системи показників ефективності використання енергії та забруднення атмосферного повітря (екологічного рівня) для всіх категорій дорожніх транспортних засобів з відповідними класифікаціями і маркуванням, та системи еквівалентів, що спрощуватиме визначення в єдиній «системі координат» рівня (класу) транспортного засобу на підставі наявних даних щодо його конструкції та показників, визначених за стандартами різних регіонів світу за принципом «присвоєння мінімального гарантованого рівня», з стимулюванням виробників та імпортерів в умовах конкуренції надавати споживачеві об'єктивні, підтверджені результатами випробувань дані.

В [2] було запропоновано впровадження маркування енергетичної ефективності дорожніх транспортних засобів одночасно, тобто в рамках єдиної системи, з маркуванням саме поточного рівня екологічної небезпеки.

Уявляється доцільним розглянути можливості відмови від поточної практики (та законодавчих вимог) встановлення в Україні мінімального рівня

екологічних норм «Євро» до дорожніх транспортних засобів на момент ввезення та першої державної реєстрації в Україні на користь запровадження маркування поточного екологічного рівня транспортного засобу з врахуванням віку, технічного стану та інших чинників, з одночасним введенням справедливої фіскальної політики відповідно до практики країн ЄС з диференційованим залежно від поточного екологічного рівня та рівня енергоефективності й інших чинників оподаткуванням придбання та володіння транспортним засобом, обмеженнями та преференціями щодо доступу до інфраструктури (принциповою можливістю та/або вартістю доступу до центральних частин міст та визначених місцевими громадами «зелених зон», вартістю паркування, доступу на відокремлені смуги руху громадського транспорту тощо) з використанням принципу «забруднювач платить».

## Література

1. Development of national policy on regulation of road transport CO<sub>2</sub> emissions and energy consumption in Ukraine – Clima East project report / Ricardo Energy & Environmental (United Kingdom), State Enterprise “State Road Transport Research Institute” (Ukraine). – 2016. – 212 с.  
(<https://europa.eu/capacity4dev/climaeastpolicyproject/document/development-national-policy-regulation-road-transport-co2-emissions-and-energy-consumption->).
2. Щодо стратегії підвищення ефективності використання енергії дорожнім транспортом / Редзюк А.М., Клименко О.А. // Автошляховик України, № 4(256). – 2018 р. – С. 2-11.
3. Approaches to regulation of CO<sub>2</sub> emission and energy consumption indicators of new light-duty vehicles in Ukraine / Alexey Klimenko, Nikolas Hill, Elisabeth Windisch // Вісник Національного транспортного університету. – № 1(43). – 2019 р. – С. 66-75.
4. Аналіз результатів досліджень викидів забруднювальних речовин легковими автомобілями, що були в користуванні, та імпортовані в Україну з США / Клименко О.А., Устименко В.С., Колобов К.С., Ричок С.О., Гора М.Д., Науменко Н.О. // Автошляховик України, № 1(257). – 2019 р. – С. 2-11.

Клименко Віктор Володимирович, к.т.н., с.н.с., Військова академія (м. Одеса)  
Котов Денис Олександрович, ад'юнкт, Військова академія (м. Одеса),  
zvyagel.zt@ukr.net  
Сухін Олег Валерійович, начальник факультету підготовки спеціалістів  
матеріально-технічного забезпечення, Військова академія (м. Одеса)  
Садич Діана Григорівна, курсант, Військова академія (м. Одеса)

## **СТРАТЕГІЯ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ РАЦІОНАЛЬНОСТІ – ОСНОВА БЕЗПІЛОТНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В СУЧАСНОМУ АВТОМОБІЛЕБУДУВАННІ.**

Аналіз стану роботизації в розвинених країнах показує, що робототехнічні засоби створюються або шляхом дооснащення існуючих зразків безпілотних автомобілів модульним вбудованим та навісним обладнанням, що забезпечує їх безпілотне (безекіпажне) використання в режимі дистанційного керування, або шляхом розробки спеціалізованих дистанційно-керуючих, напівавтономних і автономних робототехнічних комплексів різного призначення.

Виходячи із специфіки задач, що вирішуються, безпілотні автомобілі будь-якого рівня автономності управління повинні бути здатні діяти в реальній обстановці за часткової або повної відсутності вихідної інформації щодо умов і середовища функціонування.

Аналіз існуючих зразків безпілотних автомобілів дає змогу стверджувати, що сучасний етап розвитку безпілотних технологій в автомобілебудуванні характеризується реалізацією широкого класу задач роботизації процесу функціонування автомобіля в різних умовах його експлуатації.

З визначених напрямків розвитку (впровадження) безпілотних технологій в автомобілебудуванні найбільш перспективними будуть напрямки, що пов'язані з рішенням проблеми роботизації функцій, притаманних виключно водію автомобіля.

При цьому, комплексність рішення задач роботизації функцій, притаманних водію автомобіля, потребує особливої уваги, як надскладна технологічна проблема в науковому та практичному сенсі.

В зв'язку з цим, розвиток безпілотних технологій в автомобілебудуванні повинен бути в рамках або з врахуванням стратегії науково-технічної раціональності, з метою виділення технологічних властивостей об'єктів, що підлягають роботизації.

На теперішній час безпілотні автомобілі з різним рівнем автономності керування мають ієрархічно-складну технічну конструкцію системи керування з інформаційно-сенсорною структурою реального масштабу часу, яка в широкому розумінні складається з двох контурів:

– контуру дистанційного керування, який об'єднує систему приймання і передачі даних, засоби зовнішнього відеоспостереження, виконавчу систему та

пристрої управління (інтерфейси);

– контуру автономного керування, який містить засоби навігації та орієнтації, систему технічного зору, сукупність локаційних каналів з телевізійними, тепловізійними, оптичними, радіолокаційними, акустичними сенсорами та іншими датчиками, систему прийняття рішень і управління рухом з бортовою електронно-обчислювальною машиною, блоками аналізу та формування моделі зовнішнього середовища та планування руху.

Зміст технології дооснащення контуру дистанційного управління робототехнічного комплексу до рівня контуру підвищеної автономності передбачає реалізацію одного з принципів побудови, функціонування та розвитку складних ієрархічних конструкцій – збереження наступності відпрацьованих технічних рішень. За цього принципу автономні робототехнічні комплекси доцільно розробляти на базі дистанційно-керованих робототехнічних комплексів зі збереженням ядра контуру дистанційного управління, як системи автономного управління нижнього (виконавчого) рівня.

Разом з тим, техніко-технологічна складність, фінансова, ресурсна і енергетична ємність, значна просторово-часова гнучкість і мобільність робототехнічних комплексів, а також специфіка виконуваних ними завдань, вимагають аналізу процесів технічного управління, не тільки під кутом ефективності функціонування окремих елементів конструкції, але й з точки зору структурно-ієрархічної організації та рівня інформаційної невизначеності поточної та очікуваної поведінки (перехідного стану) наземних робототехнічних комплексів.

Отже, змістом стратегії науково-технічної раціональності служить набір правил з прийняття рішень, які дозволяють розглядати окремі елементи (властивості) наземного роботизованого комплексу в їх співвіднесенні з об'єктом як цілим, враховуючи основні закони поведінки (функціонування, розвитку) таких цілісних об'єктів. В процесі подальшої деталізації (декомпозиції) вказаних завдань існує можливість розкрити:

– системну організацію наземних робототехнічних комплексів та їх ієрархічну будову;

– співвідношення зовнішньої і внутрішньої детермінованості;

– процеси інформаційного управління та варіанти цілеспрямованої (негентропійної) поведінки робототехнічних комплексів за несприятливого впливу середовища;

– умови стабільності (сталості) наземного робототехнічного комплексу, як складної технічної системи, за безперервної варіативності багатьох їх компонентів;

– ітераційну процедуру оптимізації колективних (зграйних) дій групи наземних роботизованих комплексів в заздалегідь невідомих, недетермінованих ситуаціях та протидіючого середовища;

– принципи комплексування різнорідних і суперечливих інформаційних каналів в єдину сенсорну систему роботизованого об'єкта.

Лиходій Олександр Сергійович, к.т.н., ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», [a\\_likhodey.78@gmail.com](mailto:a_likhodey.78@gmail.com)  
Антонов Дмитро Дмитрович, студент, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»

## РАЦІОНАЛЬНИЙ ВИБІР КІЛЬКОСТІ ПЕРЕДАЧ КЗП ДЛЯ СІДЕЛЬНОГО АВТОПОЇЗДА

**Вступ.** Основними параметрами коробки зміни передач (КЗП) є діапазон і кількість ступенів, збільшення яких є на сьогоднішній день актуальним. Збільшення кількості ступенів і діапазону КЗП автопоїздів дозволяє ефективніше використовувати потужність двигуна в залежності від відсотка завантаженості транспортного засобу при експлуатації в різних дорожніх умовах. Також, однією із задач сучасної науки в галузі динаміки машин залишається впровадження в практику методів дослідження функціонування складних динамічних систем. Комп'ютерне моделювання з використанням сучасних прикладних програм є одним із найбільш актуальних засобів для дослідження подібних систем на сьогодні. Інтенсивний розвиток імітаційного та візуального моделювання спонукає по-новому підходити до розв'язання задач динаміки машин.

**Постановка задачі.** Запропонувати методику обґрунтованого вибору кількості передач багатоступінчастої коробки зміни передач з метою вдосконалення процесу її конструювання.

**Основний матеріал.** Передаточне число першої передачі коробки передач визначається за умов подолання максимального дорожнього опору [1], забезпечення зчеплення шин з дорогою при різному ступені завантаження автопоїзда та за умови забезпечення руху транспортного засобу з мінімально можливою швидкістю. Якщо КЗП складається з основної частини і додаткової (дільника), то передаточне число першої передачі визначається тільки для граничного завантаження автопоїзда. Якщо КЗП складається з основної частини і додаткової (демультиплікатора), то передаточне число першої передачі визначається для різного ступеня завантаження автопоїзда.

Після визначення передаточних чисел першої передачі КЗП для подальших розрахунків обирається найбільше значення з передаточних чисел, визначених за умов подолання максимального опору руху та забезпечення мінімальної швидкості руху. Далі визначаються значення проміжних передаточних чисел за законом геометричної прогресії.

Для визначення параметрів руху, використовуючи параметри маршруту, що складається з 9-ти ділянок (табл. 1), відповідно до ГОСТ 22576-90 [2], за критерієм можливості реалізації параметрів руху автопоїзда на відповідних ділянках маршруту визначили режими руху. Для інженерних розрахунків рекомендовані комплексні показники такі як технічна продуктивність та паливно-швидкісний показник (1), (2) для оцінки технічних і економічних

властивостей автопоїздів.

Таблиця 1

Розподіл уклонів на досліджуваному маршруті

№ ділянки	1	2	3	4	5	6	7	8	9
довжина ділянки, м	630	1040	1500	2320	3020	2320	1500	1040	630
уклін, %	- 4	- 3	- 2	- 1	0	1	2	3	4

Технічна продуктивність визначається за формулою:

$$W_{техб} = m_a \cdot V_{сер}, \text{ т} \cdot \text{км}/\text{год}. \quad (1)$$

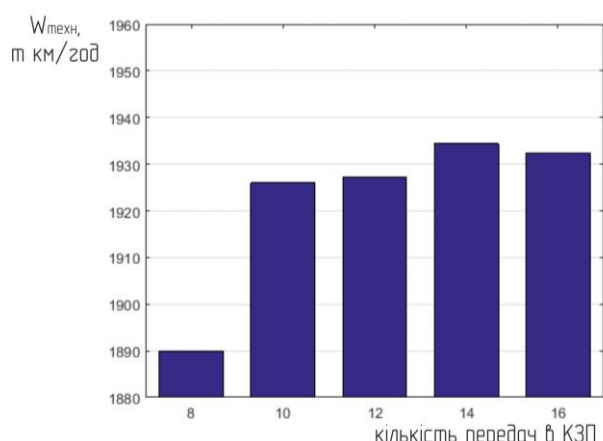
Паливно-швидкісний показник визначається за формулою:

$$K_{пш} = V_{сер} / Q_s, \text{ км}/(\text{год} \cdot \text{л}), \quad (2)$$

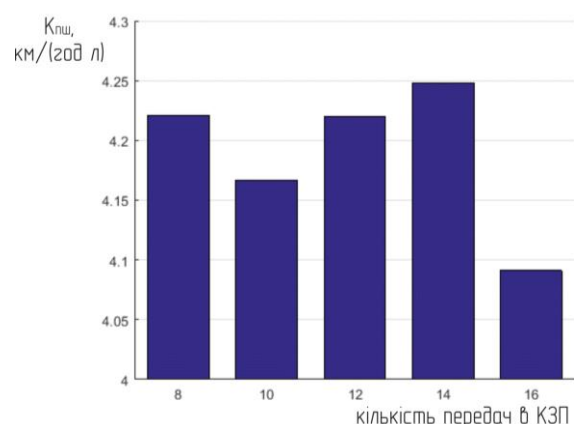
де  $V_{сер}$  – середня швидкість руху автомобіля, (км/год);

$Q_s$  – витрата палива на фіксованій ділянці, (л).

Для дослідження впливу кількості передач КЗП на параметри руху автопоїзда використані КЗП з кількістю передач від 8-ми до 16-ти, результати розрахунків параметрів руху автопоїзда представимо у вигляді стовпчикових діаграм (рис. 1).



а – технічна продуктивність



б – паливно-швидкісний показник

Рисунок 1 – Параметри руху автопоїзда.

**Висновки.** За комплексними показниками руху автопоїзда КрАЗ-5444+МТМ-9330 найбільш доцільним є використання 14-тиступінчастої КЗП. У порівнянні з базовою (8-миступінчастою) КЗП 14-тиступінчаста за технічною продуктивністю переважає на 2 %, а за паливно-швидкісним показником переважає на 0,5 %.

### Література

1. Проектирование трансмиссий автомобиля: Справочник / Под общ. ред. А. И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984, – 272 с.
2. ГОСТ 20306-90. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. – М.: Издательство стандартов, 1991. – 33 с.

Михалевич Микола



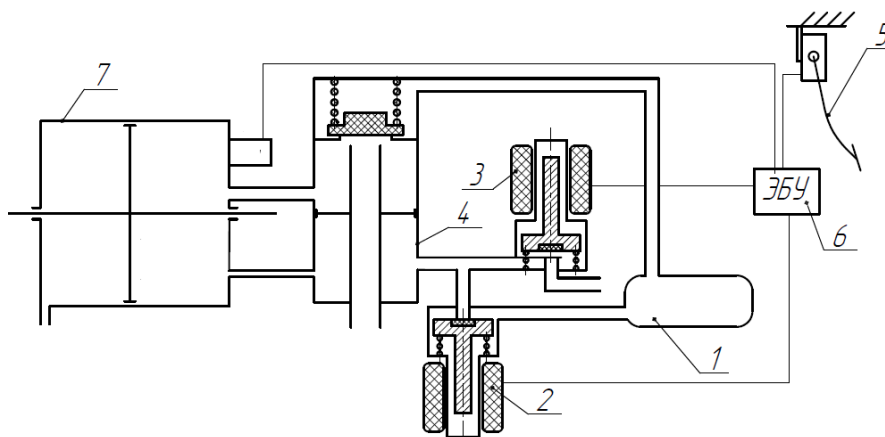
Григорович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

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

## ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК РОЗРОБЛЕНОГО ДАТЧИКА ПОЛОЖЕННЯ ПЕДАЛІ ЗЧЕПЛЕННЯ ПІД ДІЄЮ НИЗЬКИХ ТЕМПЕРАТУР

Автоматизація процесу керування зчепленням – одне із першочергових завдань на шляху полегшення роботи водіїв великовантажних автомобілів та автобусів, оскільки враховуючи велику кількість передач та інтенсивність їх перемикавання, потребує від водія особливо великих затрат енергії.

Одним із основних елементів вдосконаленого електропневматичного приводу зчеплення (рис. 1) є датчик положення педалі зчеплення.



1 – ресивер; 2 – впускний електропневматичний клапан; 3 – випускний електропневматичний клапан; 4 – прискорювальний клапан; 5 – датчик положення педалі зчеплення; 6 – електронний блок керування; 7 – підсилювач  
Рисунок 1 – Принципова схема вдосконаленого електропневматичного приводу

Під час установки вдосконаленого електропневматичного приводу зчеплення на транспортному засобі датчик положення педалі (рис. 2) монтується на місто головного циліндра зчеплення у салоні автомобіля або у підкапотному просторі.

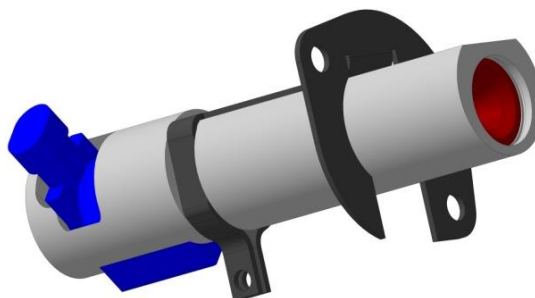


Рисунок 2 – Вдосконалений датчик положення педалі зчеплення

Принцип дії запропонованого датчика положення педалі зчеплення полягає у зміні супротиву котушки електромагніту в залежності від положення сердечника.

Незалежно від місця встановлення, датчик положення педалі зчеплення залишається вразливим до зміни температури зовнішнього середовища. Для перевірки працездатності запропонованої конструкції датчика було створено холодильну термоізовану камеру, в якій було закріплено котушку електромагніту (рис. 3). Сталевий сердечник розміщено на спеціальному кріпленні, яке дозволяє змінювати його положення ззовні термокамери.



Рисунок 3 – Розміщення макетного зразка датчика положення педалі зчеплення всередині термокамери

В ході проведення експериментального дослідження у термокамеру помістили ємкість з рідким азотом. Під час випаровування азоту температуру було знижено до відмітки  $-35^{\circ}\text{C}$ . Після цього сталевий сердечник поступово переміщували всередину котушки електромагніту, фіксуючи при цьому покази датчика (рис. 4). Заміри було проведено при різних температурах.

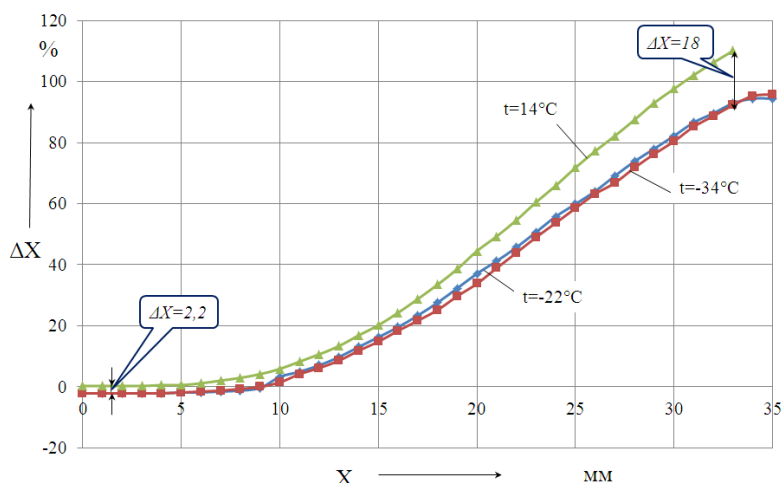


Рисунок 4 – Вплив температури на роботу датчика положення педалі

В результаті дослідження було виявлено, що на ході датчика до 15 мм температура практично не впливає на його роботу, розбіжність в результатах не перевищує 3%. При максимальному ході датчика погрішність збільшується до 18%.

Поляков Віктор Михайлович, к.т.н., доцент, професор кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, [poljakov\\_2006@ukr.net](mailto:poljakov_2006@ukr.net)  
Разбойніков Олександр Олександрович, інженер кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, [razboyn1k@ukr.net](mailto:razboyn1k@ukr.net)

## **ДОСЛІДЖЕННЯ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛЯ З ПАСИВНОЮ ТА АКТИВНОЮ ПІДВІСКАМИ ПРИ РУСІ ПО НЕРІВНІЙ ДОРОЗІ**

Рух автомобіля по нерівній дорозі супроводжується динамічними навантаженнями, що діють в контакті автомобільного колеса з нерівною поверхнею дороги. При цьому еластична шина деформується в різних напрямках, що супроводжується силами і моментами, які діють через жорсткий обід, диск та маточину на підвіску автомобіля та його систему рульового керування. Зазначені процеси можуть призвести до втрати курсової стійкості автомобіля. Актуальність цього питання на сьогодні зростає у зв'язку з використанням на автомобілях системи автопілоту.

Разом з тим, в автомобілебудуванні все частіше використовуються активні підвіски, робочі процеси яких, перш за все, спрямовані на поліпшення комфортабельності руху. Тому існує потреба в розробці алгоритму роботи активної підвіски, що спрямований на поліпшення курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі, та в досліджуванні впливу її робочих процесів на показники зазначеної експлуатаційної властивості.

Під курсовою стійкістю автомобіля в даній роботі прийнято його властивість рухатись без коригуючих дій з боку водія під дією збурюючих сил в межах коридору безпеки. Курсова стійкість автомобіля вважається втраченою, якщо його габарити вийшли за межі коридору безпеки. За основний критерій оцінювання курсової стійкості автомобіля прийнято час від початку дії збурення на автомобіль до його виходу за межі коридору безпеки. Чим довше після початку дії збурення на автомобіль останній залишається в межах коридору безпеки, тим рівень його курсової стійкості вищий, і навпаки. У випадку, якщо автомобіль протягом 1,5 с (час реакції водія) після початку дії збурення залишається в межах коридору безпеки – його курсова стійкість задовільна, інакше – незадовільна. Значення курсового кута автомобіля та поперечного відхилення його центру мас через 1,5 с після початку дії збурення прийняті за додаткові критерії оцінювання курсової стійкості автомобіля.

В теоретичних дослідженнях курсової стійкості автомобіля передбачено його рівномірний прямолінійний рух з максимально допустимою швидкістю в населених пунктах України 13,9 м/с (50 км/год), з вільним рульовим колесом, по нерівній дорозі, що на шляху коліс лівого борту має одиничну нерівність гармонічного профілю (висота нерівності обмежена амплітудою косинусоїди 0,07 м, а довжина – її періодом 1,00 м).

Для проведення теоретичних досліджень курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі розроблено розрахункову схему і математичну модель. За результатами дослідження курсової стійкості автомобіля з пасивною підвіскою при русі по нерівній дорозі визначено час виходу габаритів автомобіля за межі коридору безпеки 1.293 с та поперечне відхилення (вліво) центру мас автомобіля 0,251 м і його курсовий кут 1,170 град через 1,5 с (час реакції водія). Курсова стійкість автомобіля з пасивною підвіскою незадовільна.

Аналіз результатів досліджень свідчить про те, що основною причиною втрати курсової стійкості автомобіля при русі по нерівній дорозі є відхилення його керованих коліс від заданого положення. При чому, в наслідок недоходження повороту керованих коліс до нейтрального положення (стабілізація кута повороту керованих коліс автомобіля з пасивною підвіскою відбулась з кутом недоходження 0,083 град) поперечне відхилення автомобіля з часом зростає.

Відхилення керованих коліс від заданого положення в зазначених умовах, в першу чергу, відбувається під дією моментів від нормальних і тангенціальних реакцій опірної поверхні на керовані колеса автомобіля, а також моментів, що виникають внаслідок вертикальних прискорень керованих коліс.

З урахуванням зазначеного розроблено алгоритм роботи активної підвіски автомобіля, критерієм якості роботи якої обрано зміну значення середнього кута повороту керованих коліс після долання дорожньої нерівності (чим менше відхилення керованих коліс від заданого положення після долання збурення, тим якість роботи активної підвіски вище).

При проведенні теоретичних досліджень курсової стійкості автомобіля з активною підвіскою по нерівній дорозі в математичній моделі враховано особливості її робочого процесу. Вихід габаритів автомобіля з активною підвіскою (що працює за розробленим алгоритмом) за межі коридору безпеки в часових рамках моделювання (3,5 с після наїзду на дорожню нерівність) не зафіксовано. Через 1,5 с (час реакції водія) поперечне відхилення (вліво) центру мас автомобіля становить 0,015 м, а його курсовий кут – 0,059 град. Курсова стійкість автомобіля задовільна. При цьому, стабілізація кута повороту керованих коліс відбулась з кутом недоходження до нейтрального положення рівним -0,001 град.

З метою підтвердження адекватності розробленої математичної моделі та достовірності отриманих результатів теоретичних досліджень проведено експериментальні дослідження курсової стійкості автомобіля (з пасивною та активною підвісками). В якості об'єкта експериментальних досліджень прийнято фізичну модель автомобіля (масштаб 1:4 по вільному радіусу колеса автомобіля).

Експериментальні дослідження проводились в три етапи. На першому етапі проведені роботи по налаштуванню фізичної моделі автомобіля, розроблено і виготовлено механізм її активної підвіски та встановлено на моделі вимірювальне обладнання. На другому етапі визначено параметри

фізичної моделі автомобіля, що необхідні для математичного моделювання. На третьому етапі в лабораторії кафедри «Автомобілі» Національного транспортного університету створено випробувальну трасу, яку було обладнано трьома контрольно-реєструючими приладами-відеокамерами (рис. 1).

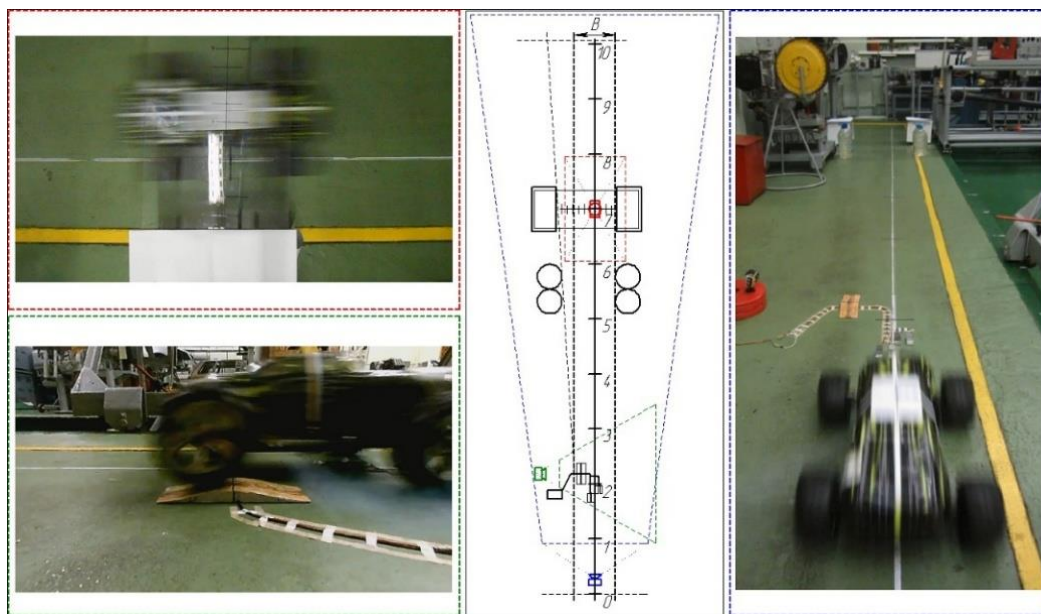


Рисунок 1 – Структура траси для дослідження курсової стійкості та положення фізичної моделі автомобіля в характерних точках її руху

Програмою експериментальних досліджень передбачено прямолінійний рух фізичної моделі автомобіля, колеса лівого борта якої долають гармонічну нерівність висотою 17,5 мм та довжиною 250 мм. На момент наїзду переднього колеса фізичної моделі автомобіля на дорожнє збурення її швидкість станове 3,5 м/с. Зазначені параметри відповідають за теорією подібності аналогічним параметрам, що використовуються при математичному моделюванні курсової стійкості автомобіля під час руху по нерівній дорозі.

Результати експериментальних досліджень підтверджують характер зміни теоретично розрахованих параметрів руху фізичної моделі автомобіля. При цьому поперечне відхилення центру мас фізичної моделі автомобіля через 1.115 с після долання початку дорожньої нерівності її переднім лівим колесом з пасивною підвіскою за даними експериментальних досліджень становить 123 мм, з активною – 45 мм, а за теоретичними – відповідно 111 мм і 49 мм. Величина відносної похибки визначення поперечного відхилення центру мас фізичної моделі автомобіля з пасивною підвіскою становить 9,8 %, з активною – 8,9 %, що підтверджує адекватність математичної моделі та достовірність отриманих результатів теоретичних досліджень.

Висновок: шляхом керування (за розробленим алгоритмом) робочими процесами активної підвіски автомобіля поліпшується його курсова стійкість при русі по нерівній дорозі, що підтверджується результатами теоретичних та експериментальних досліджень.



Посметьев Валерий Иванович, д.т.н., профессор, профессор ФГБОУ ВО ВГЛТУ имени Г.Ф. Морозова, e-mail: [posmetyev@mail.ru](mailto:posmetyev@mail.ru), тел.: +7(915) 588-83-00  
Никонов Вадим Олегович, к.т.н., доцент ФГБОУ ВО ВГЛТУ имени Г.Ф. Морозова, e-mail: [8888nike8888@mail.ru](mailto:8888nike8888@mail.ru), тел.: +7(920) 441-47-59

## **КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ И ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСНОГО МОДУЛЯ С НЕЗАВИСИМОЙ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКОЙ**

Сравнение показателей эксплуатации грузовых автомобилей (ГА) на дорогах различного качества показывает, что их низкое качество приводит к сокращению средней скорости движения ГА на 30-40 %, уменьшению их межремонтного пробега на 15-35 % и к возрастанию на 20-40 % расхода топлива по сравнению с эксплуатацией ГА на дорогах высокого качества. Также эксплуатация ГА на дорогах низкого качества является причиной быстрой утомляемости водителей, приводит к понижению безопасности дорожного движения и увеличению повреждаемости перевозимых грузов. Главным источником, вызывающим значительное снижение показателей эксплуатации ГА, является невысокая степень совершенства существующих конструкций подвесок, обеспечивающих защиту ГА от динамических воздействий. Улучшение эксплуатационных показателей подвесок является важной задачей для ГА, используемых в строительном комплексе страны. Рациональный выбор принципиальной схемы устройства подвески ГА и точный расчет параметров поддрессоривания позволит снизить количество затрат, прямо или косвенно связанных с перевозкой строительных материалов.

В настоящее время во всем мире большая часть полноприводных ГА производится по схеме с автономной зависимой подвеской передних и задних мостов, использование которой приводит: к снижению боковой устойчивости ГА, к опрокидыванию в связи с высоким расположением центра тяжести; к отсутствию возможности использования межколесного подкузовного пространства у этих ГА по причине расположения грузовой платформы на значительной высоте. Негативным следствием применения зависимых подвесок в ГА является неоправданно уменьшенный дорожный просвет, а также многочисленные выступающие вниз элементы конструкции узлов ходовой части, снижающие надежность и ухудшающие проходимость ГА в условиях бездорожья [1-3].

Для устранения перечисленных недостатков существующих зависимых конструкций подвесок ГА, авторами на основе анализа многочисленных литературных источников и патентных материалов была предложена конструкция независимой, пневмогидравлической, однорычажной подвески с передним креплением оси шарнира направляющего рычага и гидроприводом управляемого колеса, выполненная в виде колесного модуля, схема устройства которого представлена на рисунке 1. Важным достоинством предлагаемого колесного модуля является его компактность, так как размеры модуля существенно меньше аналогичных по назначению конструкций традиционных

подвесок ГА. При его применении отсутствует потребность в использовании традиционных кон-

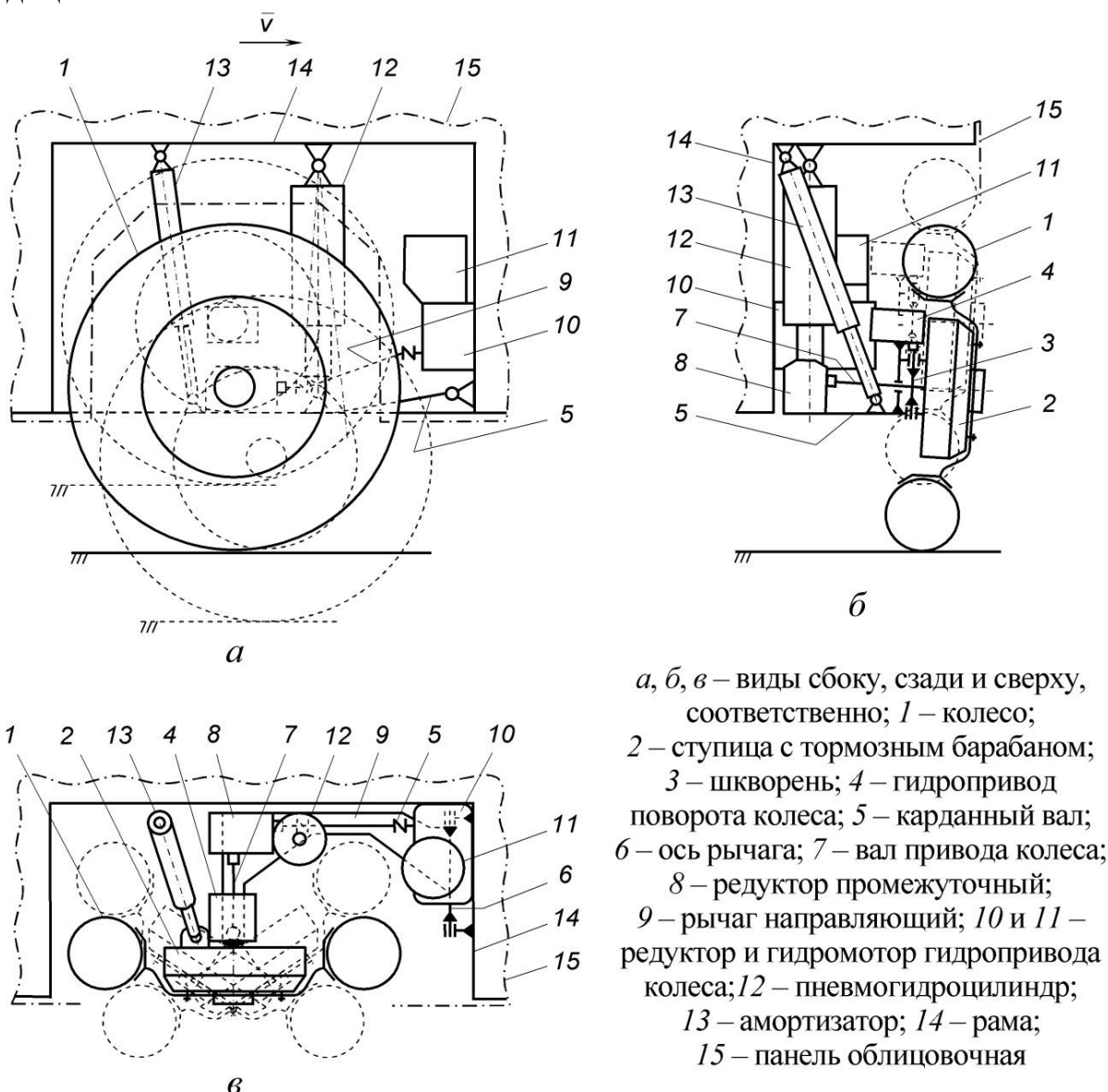
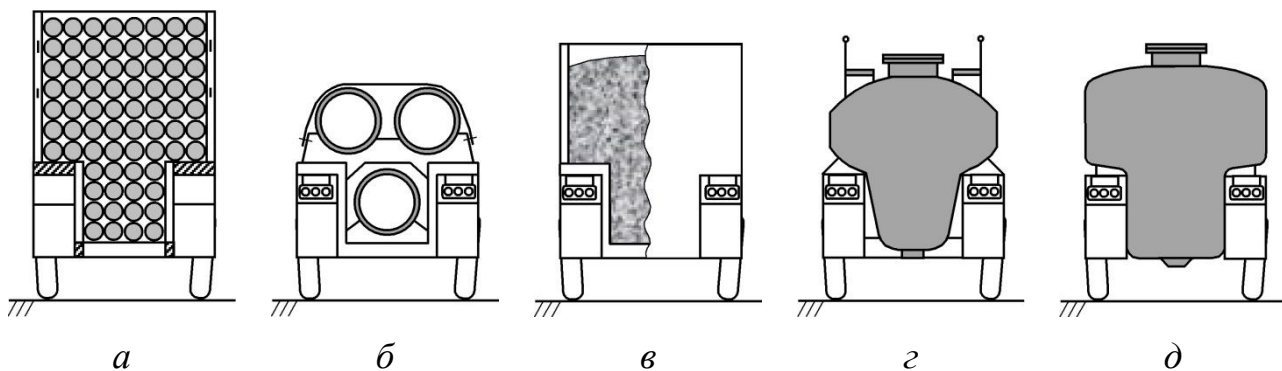


Рисунок 1 – Схема устройства колесного модуля с независимой, пневмогидравлической, однорычажной подвеской

струкций ходовой части и трансмиссии ГА, являющихся металлоемкими и недостаточно надежными элементами. Это предоставляет возможность уменьшить массу ГА, целесообразнее использовать межколесное пространство и осуществлять компоновку силового агрегата ГА. Предлагаемая конструкция колесного модуля может использоваться на ГА, полноприводных прицепах и полуприцепах для перевозки длинномерных грузов, а также жидкостей в цистернах Т-образной формы и сыпучих строительных материалов (рис. 2). Дополнительно к этому предлагаемая конструкция колесного модуля позволяет повысить эффективность ГА благодаря таким его достоинствам, как: сокращение номенклатуры парка ГА за счет возможности комплектации их требуемой конфигурации и грузоподъемности; увеличение углов поворота, а также воз-



*а* – сортименты; *б* – железобетонные и стальные трубы большого диаметра;  
*в* – сыпучие материалы; *г* – цемент; *д* – жидкости

Рисунок 2 – Схемы вариантов размещения различных типов груза на ГА, прицепах и полуприцепах, оснащенных колесными модулями

возможности управления индивидуально колесами, что повышает маневренность ГА по недостаточно оборудованным дорогам и в местах погрузки-разгрузки; компактность конструкций предлагаемых колесных модулей позволяет рационально использовать межколесное пространство, увеличить поперечную устойчивость ГА за счет снижения центра тяжести; повысить надежность ГА путем исключения от «заякоривания» плоского днища рамы ГА о препятствия на строительных площадках и дорогах низкого качества.

## Литература

1 Посметьев, В. И. Перспективная конструкция автомобильного колесного модуля с гидроприводом [Текст] / В. И. Посметьев, В. О. Никонов // Автомобільний транспорт і авто-мобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців : наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції проводиться щорічно з нагоди Дня автомобіліста і дорожника та присвячена 50-річчю кафедри ДВЗ, 19-20 жовтня 2017 р. – Харків : Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2017. – С. 33-34.

2 Никонов, В. О. Перспективная конструкция автомобильного колесного модуля с независимой торсионной подвеской [Текст] / В. О. Никонов, В. И. Посметьев // Новітні технології розвитку автомобільного транспорту. Конференція проводиться щорічно з нагоди Дня автомобіліста і дорожника 16-19 жовтня 2018 р. – Харків : Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2018. – С. 45-47.

3 Посметьев, В. И. Перспективная конструкция автомобильного колесного модуля с независимой пневмогидравлической четырехзвенной подвеской [Текст] / Посметьев В. И., Никонов В. О. // Транспортное, горное и строительное машино-строение. – Материалы международной научно-практической конференции. – Санкт-Петербург : СПбФ НИЦ МС, 2018. – № 1. – С. 19-22.



Савченко Євген Лукич, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [ev.gentleman@ukr.net](mailto:ev.gentleman@ukr.net)  
Михалевич Микола Григорович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## СИСТЕМА КЕРУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНОЮ ПІДВІСКОЮ КОЛІСНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ N3, M3

Пневматична підвіска з електронним керуванням широко застосовується у колісних транспортних засобах (КТЗ). На даний час більшість пневматичних підвісок КТЗ оснащуються системами компанії WABCO VCS.

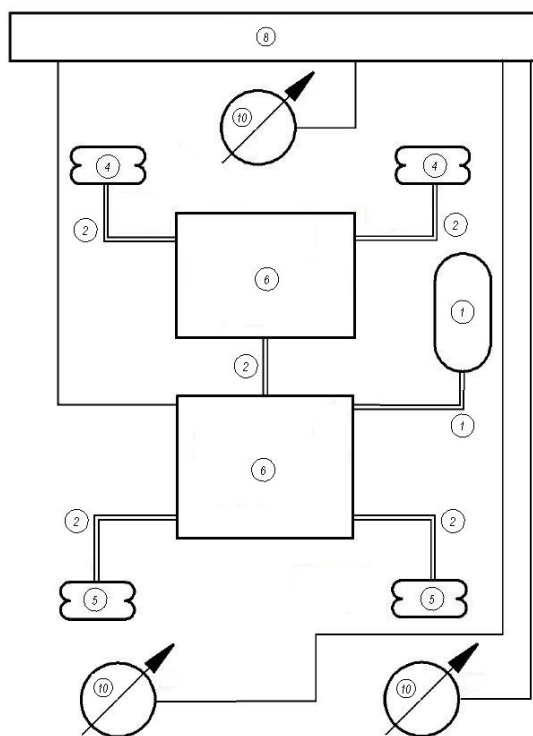


Рисунок 1 – Принципова схема системи ECAS

Система Electronically Controlled Air Suspension (ECAS), принципова схема якої розроблена компанією WABCO VCS (Рис. 1) [1], застосовується у вантажних автомобілях малої і великої вантажопідйомності, а також в автобусах і тролейбусах. Система складається з: електронного блоку керування (ЕБК) (8), електромагнітних клапанів керування передньою та задньою віссю (ЕКК) (6) (які, в свою чергу, складаються з пневматичних каскадів підсилення, що керуються електропневматичними клапанами), датчиків тиску стисненого повітря в пневматичних балонах (4 і 5) та положення (рівня) кузова КТЗ (10). Особливістю системи є єдиний ЕБК, що може бути встановлено у будь якому місці кабіни або салону КТЗ. ЕБК з'єднується з електромагнітними клапанами керування підйомом/опусканням віссю за допомогою дротів, які живлять електромагнітні клапани керування. В якості зворотного зв'язку в системі ECAS

використовуються безконтактні датчики переміщення, встановлені між мостом та кузовом.

Основною функцією системи ECAS є підтримання цільового рівня кузова КТЗ (відстані між віссю і кузовом (рамою) КТЗ, яку необхідно підтримувати) всупереч впливу зовнішніх факторів, які викликають відхилення цільового рівня. Датчики тиску використовуються для реалізації додаткових функцій системи ECAS. Для ручного керування системою ECAS передбачено виносний пульт.

Разом з тим, система ECAS має недоліки:

- велику номенклатуру електромагнітних клапанів з різним функціональним призначенням;
- електромагнітні клапани розташовано на відстані від пневматичного балону, що призводить до використання трубопроводів значної довжини та перерізу, що в свою чергу збільшує розміри модульних електропневматичних клапанів керування;
- наявність єдиного ЕБК призводить до збільшення довжини дротів, що з'єднують ЕБК з електроклапанами та датчиками. Крім того, така схема потребує розроблення складних алгоритмів виявлення помилок під час передачі інформації від датчиків до ЕБК;
- особливості робочого процесу потребують налаштування системи для кожного конкретного автотранспортного засобу; ця інформація зберігається на сайті компанії виробника для налагодження електронного блоку у разі його заміни, що знижує гнучкість всієї системи і підвищує її вартість, оскільки система продається разом з її супроводом.

Зважаючи на це, виникає задача спрощення організації системи керування пневматичною підвіскою шляхом скорочення номенклатури електромагнітних клапанів, зменшення їх розмірів, що дасть змогу встановлювати їх в місцях, якнайближче розташованих до пневматичних балонів підвіски, а також скорочення довжини пневматичних трубопроводів та електричних дротів.

Для вирішення поставленої задачі запропоновано нову принципову схему для системи керування пневматичною підвіскою (Рис. 2).

Запропонована система складається з клапанного пристрою (КП) (6) керування тиском в пневматичних балонах (4 і 5) підвіски з інтегрованим в його конструкцію ЕБК (8). ЕБК оснащений датчиком тиску (9) та датчиком положення (рівня) кузова КТЗ (10).

Для КТЗ з колісною формулою 4x2 система складається з 4-х КП (6) керування тиском у пневматичних балонах (4) та (5) підвіски та засобів керування (7) (пульта або перемикачів на панелі приладів). Ці складові системи пов'язані між собою шиною даних CAN.

В разі зменшення відстані між дійсним положенням кузова та віссю КТЗ, по відношенню до цільового рівня, індивідуальний КП (6), встановлений перед окремим пневматичним балоном (балонами) (4 або 5) подає стиснене повітря від джерела (1) через пневматичну магістраль (2) в пневматичний балон (балони) підвіски КТЗ (4 або 5). В разі збільшення відстані між дійсним

положення кузова та віссю КТЗ, по відношенню до цільового рівня, індивідуальний КП (6), випускає стиснене повітря з пневматичного балону (4 або 5) в атмосферу через вікно (3). Додатково може бути встановлено вищий або нижчий цільовий рівень за допомогою натискання кнопки або перемикача на панелі приладів або пульті керування (7). При відповідності положення кузова його цільовому рівню КП (6) знеструмлюються.

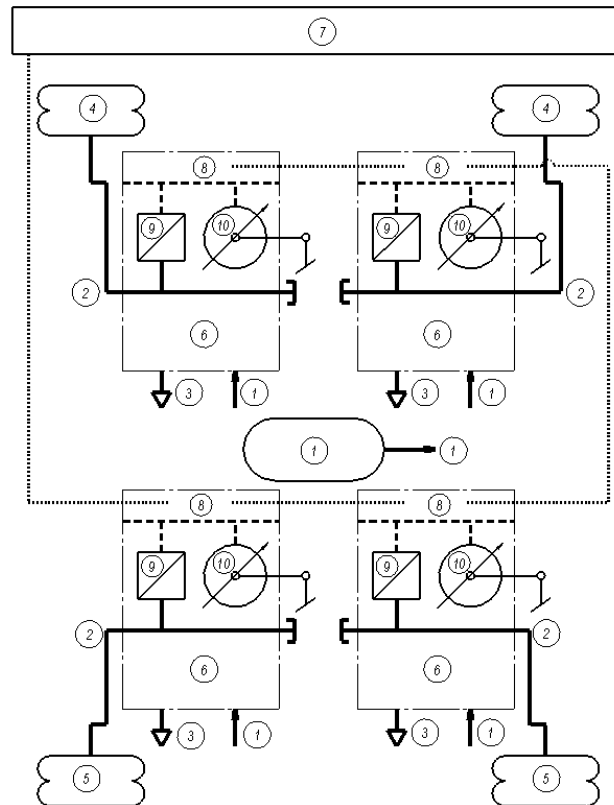


Рисунок 2 – Принципова схема запропонованої системи керування

Технічний результат полягає у скороченні довжини та необхідного перерізу пневматичних трубопроводів, а разом ними, розмірів КП. Досягнення мети можливе за рахунок встановлення КП керування тиском у пневматичному балоні підвіски у безпосередній близькості до пневматичного балону. Крім того, скорочується довжина дротів для передачі керуючих впливів від ЕБК до електропневматичних клапанів, тому що ЕБК інтегровано у конструкцію КП. З тієї ж причини відсутні дроти, що з'єднують ЕБК та датчики. Для передачі інформації між всіма складовими системи необхідно лише два дроти, оскільки для цього використовується шина CAN.

Запропонована система передбачає можливість модернізації існуючих КТЗ, не обладнаних електронними системами керування підвіскою, із збереженням структури існуючого пневматичного приводу з невеликою довжиною трубопроводів за рахунок уніфікації місць кріплення механічного крану керування пневматичною підвіскою з кріпленням електропневматичного апарату системи керування підвіскою.

## Література

1. ECAS в грузовых автомобилях. Описание системы и инструкции по установке. [Электронный ресурс]. Режим доступа до ресурсу: <http://inform.wabco-auto.com/intl/pdf/815/00/27/8150800273.pdf>

Сильченко Микола Миколайович, асистент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет.

Михалевич Микола Григорович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ МЕХАНІЧНОЮ КОРОБКОЮ ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ КАТЕГОРІЇ N<sub>3</sub> ТА M<sub>3</sub>

При пошукових експериментальних дослідженнях були записані та опрацьовані робочі процеси руху повзуна КП при перемиканні передач (рис. 1) [1].

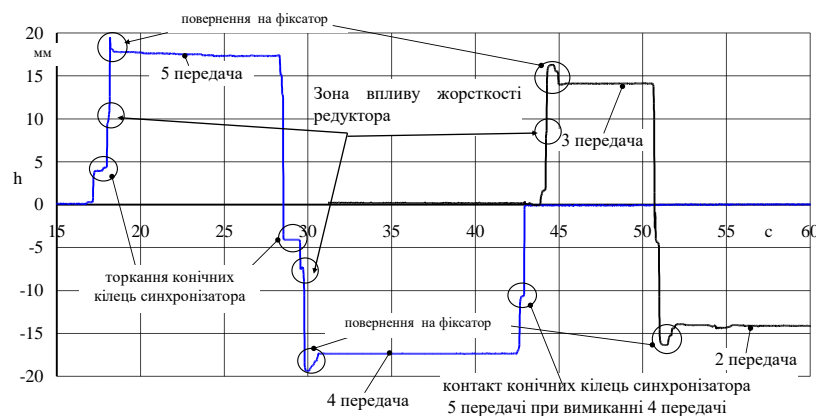


Рисунок 1 – Динаміка руху важеля при перемиканні передач яка отримана експериментально

При включенні передач на всіх режимах залежності руху повзуна мала характерні ділянки (рис. 1) не залежно від того на якому повзуні розміщена передача. Характерними ділянками є:

- торкання конічних поверхонь синхронізаторів,
- процес синхронізації,
- повернення на фіксатор включеної передачі

На кінцевому етапі включення всіх передач спостерігається не значне перевищення ходу штоку від необхідного для включення передачі (рис. 1, 2). Це обумовлено тим що при повному включенні передачі повзун КП переміщається на більшу величину за рахунок переходу через фіксатор КП після зняття живлення з електродвигуна за рахунок зворотності редуктора повзун повертається на фіксатор.

Додаткового дослідження потребує зона прискореного переміщення повзуна після синхронізації що обумовлено впливом внутрішніх функціональних зв'язків мотор–редуктора силового електродвигуна механізму перемикавання.

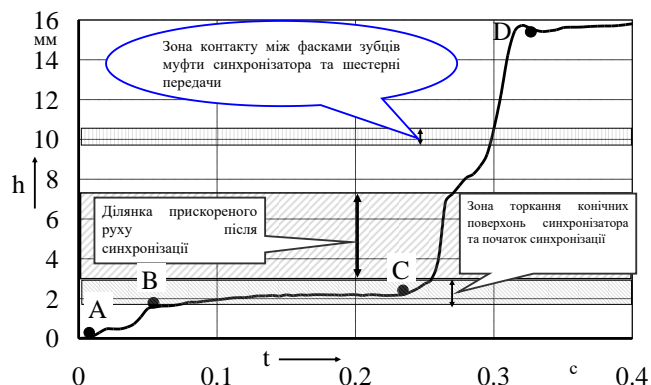


Рисунок 2 – Етапи процесу включення передачі

Аналізуючи отримані результати руху повзуна та залежності зміни сили струму на обмотках силового електродвигуна при перемиканні (рис. 2) були виділені характерні зони які потребують додаткового дослідження.

Так під час руху від т. **A** до т. **B** проходить вибирання зазорів в механізмі перемикавання та переміщення повзуна з вилкою перемикавання та корпусу синхронізатора до торкання конічних поверхонь синхронізатора.

На проміжку від т. **B** до т. **C** проходить вирівнювання кутових швидкостей вала та шестерні передачі (синхронізація).

На проміжку **CD** після вирівнювання кутових швидкостей та розблокування блокуючого пристрою проходить включення відповідної передачі. Із аналізу видно, що зона взаємодії зубців муфти із зубцями шестерні знаходиться вище ділянки прискореного руху та не впливає на прискорене переміщення. Фіксатори теж не впливають на характер переміщення повзуна на ділянці прискореного руху.

Під час експериментальних досліджень був виявлений негативний ефект впливу крутильної жорсткості редуктора на процес вмикання передачі. А саме самовільне переміщення вала з важелем перемикавання та муфтою синхронізатора в зворотному напрямку після повного включення передачі та зняття живлення з електродвигуна, що призводить до вимкнення передачі (рис. 3).

Слід також зазначити, що процес інерційного вимкнення передачі після повного включення спостерігався тільки при перемиканні передач електромеханічним механізмом перемикавання без обмеження сили струму при робочому процесі. В інших випадках при використанні обмеження сили струму і відповідно зі зменшенням ступеня закрутки редуктора силового електродвигуна ефект повністю перекривався наявністю фіксатора в КП.

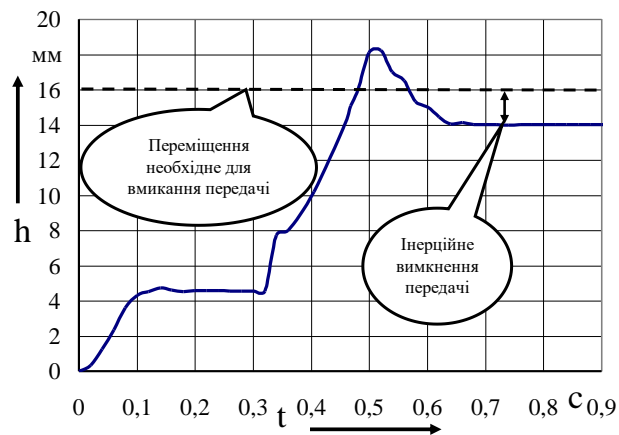
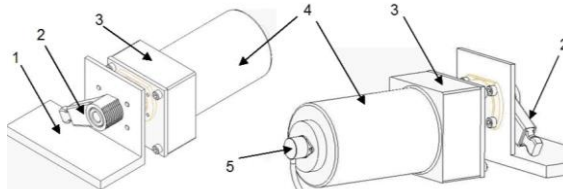


Рисунок 3 – Процес інерційного вимкнення передачі отриманий при експериментальному дослідженні

Для вивчення цього явища було проведене всебічне дослідження силового електродвигуна електромеханічного механізму перемикання передач, а саме визначення жорсткості редуктора силового електродвигуна. [2, 3]

Для визначення жорсткості редуктора силового електродвигуна був зібраний експериментальний стенд (рис 4). Який складається зі станини, силового електродвигуна з редуктором на вихідному валу якого жорстко закріплено важіль перемикання передач. На роторі електродвигуна встановлено датчик кута повороту для визначення кута його закрутки. Інший кінець важеля перемикання жорстко опирається на станину. Таким чином виключається вплив зазорів в механізмі керування коробкою на рух валу якоря.



1 – станина стенда; 2 – важіль перемикання передач; 3 – редуктор;  
4 – електродвигун; 5 – датчик частоти обертання.

Рисунок 4 – Загальний вид стенда для визначення крутильної жорсткості

Під час випробувань важіль перемикання блокувався нерухомо і на обмотки електродвигуна подавалась різна сила струму. При цьому за допомогою датчика фіксувався кут повороту вала електродвигуна. За отриманими результатами вимірювань була побудована залежність кута закрутки вала силового електродвигуна від сили струму на його обмотках (рис. 5). За отриманою залежністю була розрахована жорсткість редуктора силового електродвигуна механізму автоматизованого перемикання передач яка дорівнювала  $C_p=29$  Н/градус, та в подальшому враховувалася при моделюванні роботи механізму. Результати математичного моделювання отримані при цьому мають допустиме співпадіння з результатами експериментального дослідження.

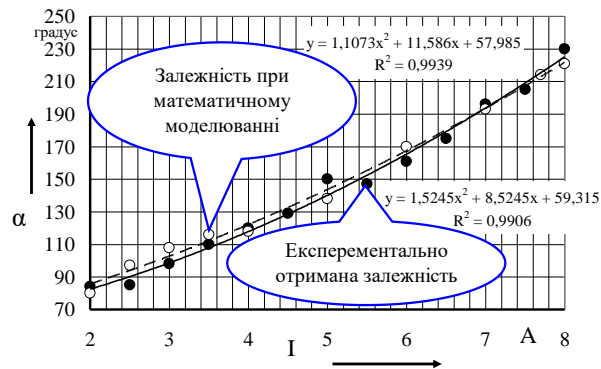


Рисунок 5 – Накладення результатів експериментальних досліджень та математичного моделювання

Провівши моделювання системи з різною жорсткістю редуктора було розкрита та пояснена природа прискореного руху повзуна КП після процесу синхронізації. Виражений процес закрутки редуктора має місце не тільки на етапі синхронізації, а й при повному включенні передачі. На відміну від етапу синхронізації, де закрутка має позитивний ефект, на етапі повного вмикання передачі закрутка валу електродвигуна призводить до негативних наслідків, а саме самовільного вимкнення передачі. Що було зафіксовано при пошуковому експерименті (рис. 3).

### Література

1. Богомолов В. А. Результаты экспериментальных исследований механизма управления коробкой передач / В. А. Богомолов, В. И. Клименко, Н. Г. Михалевич, Г. К. Кальянов, В. В. Воробьев, Н. Н. Сильченко // Автомобільний транспорт. – Х.: ХНАДУ, 2011. – Випуск №29 – С. 126–128.
2. Богомолов В.О. Розробка адаптивних систем керування трансмісією: монографія / В.О. Богомолов, В.І. Клименко, М.Г. Михалевич, Д.М. Леонтьєв, О.О. Ярита, М.М. Сильченко – Харків: ХНАДУ, 2018.– 192с.
3. Михалевич М. Г. Усовершенствование параметров модели электродвигателя механизма переключения передач в трансмиссии автотранспортных средств./ М. Г. Михалевич, Н. Н. Сильченко // Автомобіль і Електроніка. Сучасні технології, – Х.: ХНАДУ, 2018. – Випуск №13 – С. 42–47.

Туренко Анатолій Миколайович, д.т.н., професор, професор кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, Харківський автомобільно-дорожній університет

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

## ОСОБЛИВОСТІ СЕРТИФІКАЦІЇ ГАЛЬМІВНОГО УПРАВЛІННЯ АВТОБУСІВ І ВАНТАЖНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Сучасні автобуси і вантажні автомобілі, як правило, обладнуються системою активної безпеки (гальмовим керуванням) на основі пневматичного гальмового приводу [1,2].

В даний час відносно механічних транспортних засобів та їх обладнання діє понад 120 міжнародних Правил ООН. При сертифікації механічних транспортних засобів в залежності від категорії є обов'язковий перелік Правил ООН, який необхідно виконати. З обов'язкового переліку міжнародних Правил ООН на першому місці за важливістю вимог є Правила № 13 ООН [1]. Однак, особливістю цих вимог для гальмового керування з пневматичним гальмовим приводом є відсутність вимог на перевірку шумності даного гальмового керування. Досвід сертифікації та експлуатації автобусів і вантажних автомобілів показав, що пневматичне гальмове керування збільшує зовнішній шум даних транспортних засобів на 10-15 Дб. Не дивлячись на те, що заводи виробники встановлюють глушники шуму в атмосферні виводи гальмових пневматичних апаратів, досягнення нормативних вимог залишається проблемним питанням. На нашу думку, при сертифікації транспортних засобів необхідно перевіряти зовнішній шум гальмового керування, який на сьогодні окремо не перевіряється. Тому необхідно привести в правове поле цю невідповідність і тоді при проведенні сертифікаційних випробувань гальмове керування буде задовольняти сучасним вимогам по шумності.

### **Література:**

3. Regulation № 13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) – Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking: on condition 30.09.2010 – Official Journal of the European Union – UN/ECE, 2010. – 257p.
4. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом тормозном управлении транспортных средств: монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450с.;

Шуклінов С.М., доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Холодов М.П., кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [michaelkholodov@gmail.com](mailto:michaelkholodov@gmail.com)

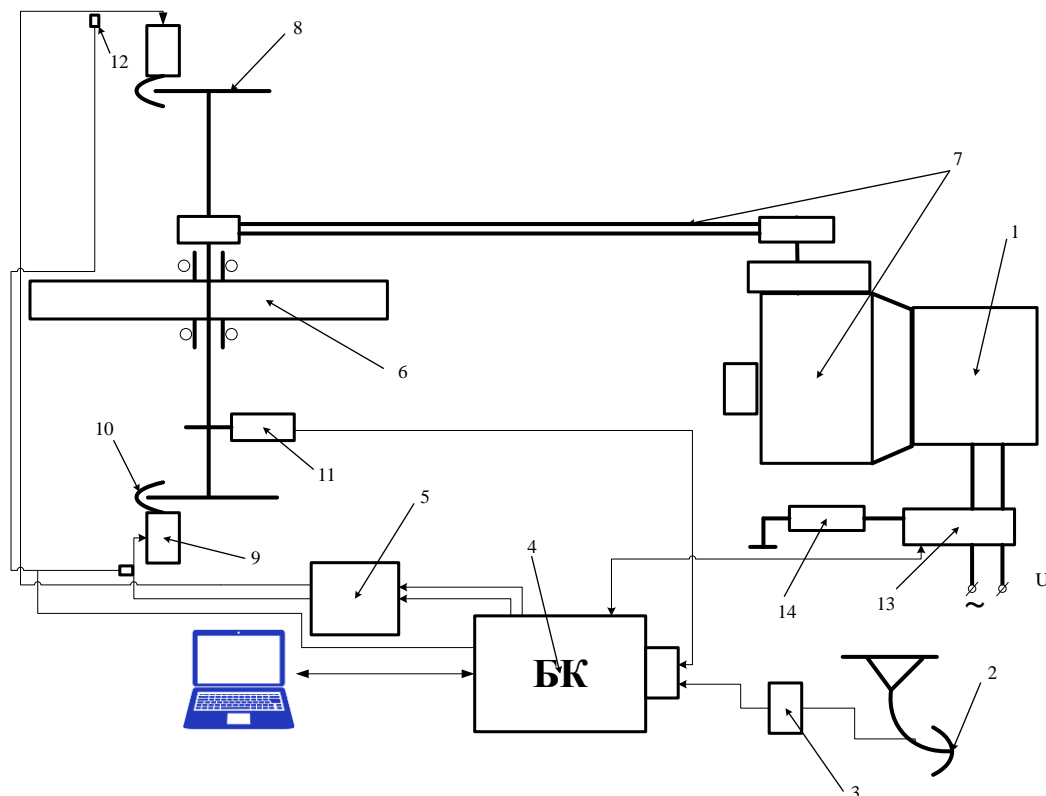
Ужва А.В., кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### **СТЕНДОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОМБІНОВАНОГО ГАЛЬМОВОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ**

Експериментальні дослідження функціональних характеристик складних технічних об'єктів доцільно виконувати на спеціалізованих стендах[1,2]. Реальний технічний об'єкт може бути замінено на його фізичну модель [3,4] , яка відображає об'єкт та предмет експериментальних досліджень.



В якості фізичної моделі електромобіля для дослідження його тягових і гальмівних характеристик пропонується використовувати стенд, представлений на рис. 1.



- 1 - електродвигун; 2 - педаль гальма; 3 - датчик вимірювання зусилля на педаль гальма; 4 - блок керування; 5 - електрогідравлічний модулятор; 6 - маховик; 7 - трансмісія; 8 - гальмівний диск; 9 - гідроциліндр; 10 - фрикційне гальмо; 11 - датчик частоти обертання; 12 - датчик тиску; 13 - силовий блок; 14 - резистор.

Рисунок 1 Схема стенду для дослідження комбінованої системи гальмування електромобіля

Інерційну масу електромобіля імітує маховик 6, момент інерції якого відповідає масі електромобіля. Тяговий привід містить електродвигун 1, трансмісію 7, яка складається з коробки передач, головної передачі та клиноремінної передачі. Передавальне число трансмісії стенду рівно передавальному числу електромобіля. Наявність коробки передач дозволить оцінити вплив параметрів трансмісії на тягові і гальмівні характеристики електромобіля. Хвостовики валу маховика обладнані фрикційними гальмівними механізмами 10.

Живлення тягового електродвигуна виконується силовим блоком 13, підключеним до мережі змінного струму. Керування в режимі гальмування виконується блоком керування 4, як електродвигуном, переключеним в генераторний режим, так і фрикційними гальмівними механізмами. Ефективність гальмування задається за допомогою педалі 2 і датчика 3, який формує задану керуючу дію для блоку керування. Керуючий сигнал блоку керування одночасно подається на силовий блок 13 і електрогідравлічний

модулятор 5. У силовому блоці 13 формується керуюча функція генератором. Електрогідравлічний модулятор 5 створює тиск рідини в гідравлічних контурах керування фрикційними гальмівними механізмами. Розподіл ефективності роботи частин комбінованого гальмівного приводу виконується відповідно до закону керування та потенційної можливості електродинамічного гальмування.

Закон керування гальмування електромобіля закладено в блоці керування. Він визначає залежність уповільнення електромобіля від зусилля (положення) педалі гальма відповідно до заданої характеристики гальмового керування. Уповільнення електромобіля на стенді оцінюється по кутовому уповільненню маховика, наведеним до ведучого шківa головної передачі. Значення параметрів руху і керування вимірює блок датчиків.

Результати дослідження на запропонованому стенді дозволять визначити раціональні параметри закону розподілу керуючої дії між керуючими компонентами комбінованого гальмівного керування електромобіля при різних початкових умовах гальмування та раціональний тип приводу керування фрикційними механізмами і його параметри.

### Література

1. <https://www.dürr-ap.de/index.php?id=139>
2. <https://www.durr.com/ru/products/testing-systems/autonomous-driving-passenger-cars/multi-function-test-stand-passenger-cars/>
3. Chen, Z.; Zhou, X.; Wang, Z.; Li, Y.; Hu, B. A Novel Emergency Braking Control Strategy for Dual-Motor Electric Drive Tracked Vehicles Based on Regenerative Braking. *Appl. Sci.* 2019, 9, 2480.
4. Wang, Z.; Lv, H.; Zhou, X.; Chen, Z.; Yang, Y. Design and Modeling of a Test Bench for Dual-Motor Electric Drive Tracked Vehicles Based on a Dynamic Load Emulation Method. *Sensors* 2018, 18, 1993.

Шуклінов Сергій Миколайович, професор, доктор технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [sn@khadi.kharkov.ua](mailto:sn@khadi.kharkov.ua)

Губін Антон Володимирович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [Anton-345@ukr.net](mailto:Anton-345@ukr.net)

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КОЧЕННЯ ЕЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА

При дослідженні динаміки кочення еластичного колеса важливо знати нормальну і поздовжню деформації шин, знесення нормальної реакції і деякі інші параметри. Визначення цих параметрів може бути виконано експериментально на установці, схема якої представлена на рисунку 1.

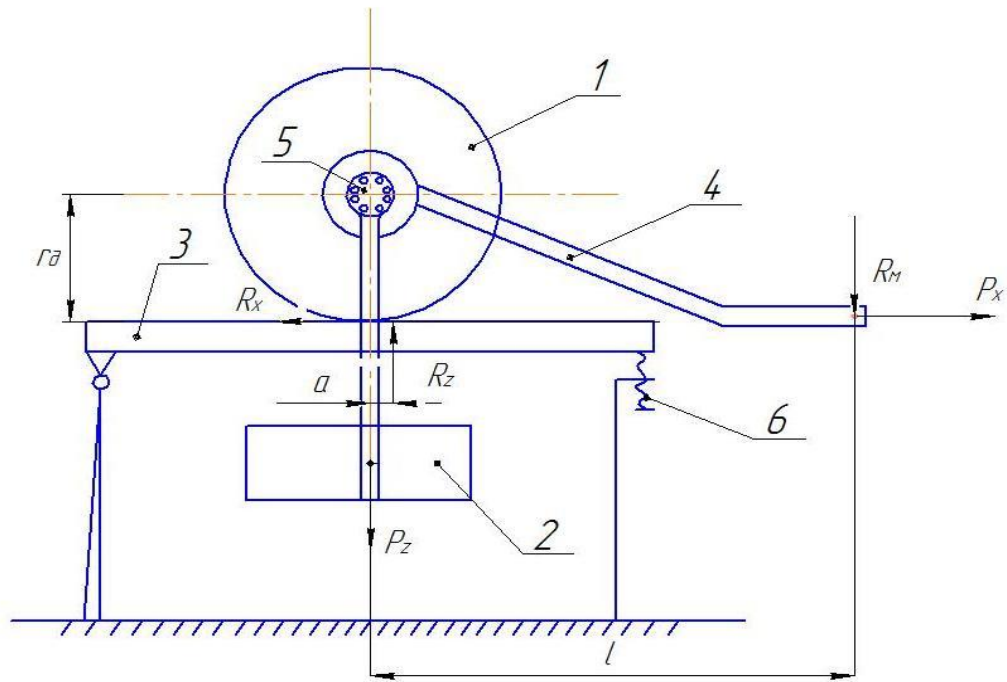


Рис.1 – Схема експериментальної установки.

Еластичне колесо 1 спирається на жорстку поверхню 3. Навантаження колеса формується за допомогою вантажів 2, розташованих нижче опорної поверхні і пов'язаних з віссю колеса. Для зменшення впливу тертя штанга вантажу з'єднується з віссю через підшипники 5.

Поздовжня сила  $P_x$  при випробуваннях прикладається до консолі 4 таким чином, що площина її дії збігається з площиною опорної поверхні. Консоль 4 з віссю колеса також пов'язана через підшипники. При коченні колеса виникає знесення нормальної реакції  $R_z$  на величину  $a$ ; виникаючий при цьому момент є моментом опору коченню шини і компенсується упором, на якому формується реакція  $R_l$ . Величина зносу  $a$  реакції  $R_z$  визначається залежністю:

$$a = \frac{R_z \cdot l}{R_x}$$

Для оцінки поздовжньої жорсткості опорна поверхня 3 має можливість змінювати кут установки 6.

При установці опорної поверхні під кутом, колесо 1 навантажується складовою сили тяжіння. При цьому його кочення запобігається поздовжньою силою  $P_x$ . Після прикладення гальмівного моменту до колеса поздовжню силу  $P_x$  зменшують до 0. При цьому складова сили тяжіння викличе навантаження шини в поздовжньому напрямку. Зміна положення кінця консолі дорівнює поздовжньої деформації шини.

При заданому зусиллі в рівноважному стані справедливим є вираз:

$$P_{\phi} = F_{\phi} = \tilde{n}_{\phi} \cdot a$$

де:  $F_{\phi}$  – сила пружної деформації шини в поздовжньому напрямку;  $c_{\phi}$  – коефіцієнт поздовжньої жорсткості шин загальмованою осі.

Дана установка може бути використана для визначення параметрів деформації шини на початку руху при підведенні крутного моменту при різних початкових умовах.

Балака Максим Миколайович, асистент, Київський національний університет будівництва і архітектури, [maxim.balaka@gmail.com](mailto:maxim.balaka@gmail.com)

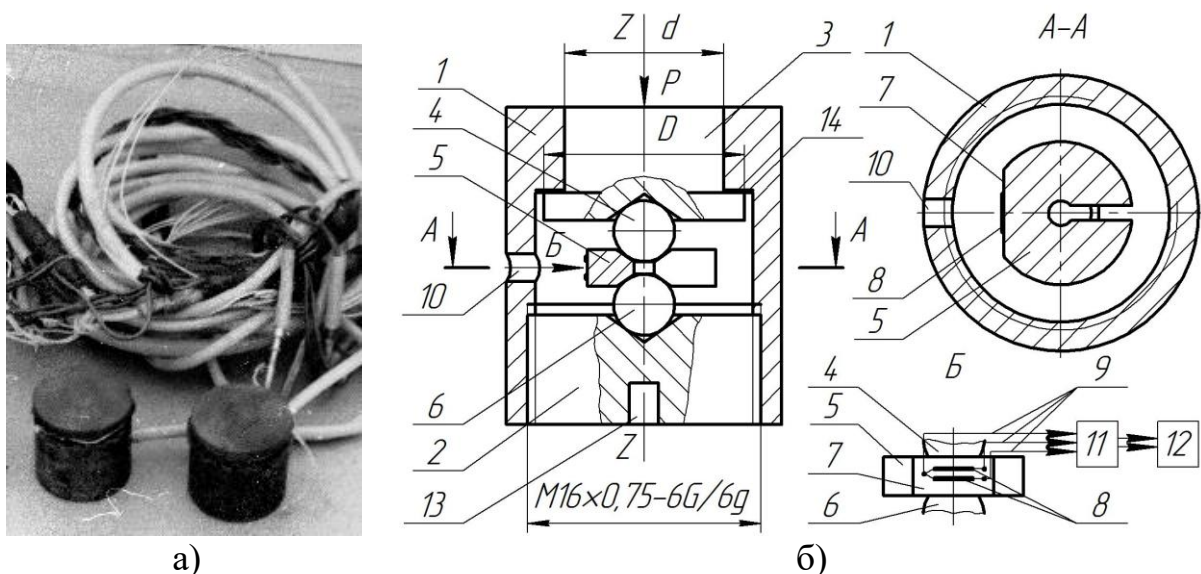
Бойченко Андрій Володимирович, студент, Київський національний університет будівництва і архітектури, [boychenko.av@ukr.net](mailto:boychenko.av@ukr.net)

## ДАТЧИК НОРМАЛЬНИХ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ

Пневматичні шини є важливими конструктивними елементами ходового обладнання, що найчастіше визначають як експлуатаційні властивості (тягово-зчіпні, швидкісні й гальмівні), так і техніко-економічні показники (питому паливну економічність, приведені витрати) транспортно-технологічних машин.

Від навантаження на шину залежать нормальний прогин, площа контакту з поверхнею руху, інтенсивність зношування протектора, величина і характер розподілення нормальних та дотичних контактних напружень [1].

Для вимірювання величини нормальних контактних напружень, що виникатимуть в області контакту пневматичної шини з опорною поверхнею під час руху транспортно-технологічного засобу, розроблено датчик напружень  $\sigma_B$  та  $\sigma_L$ . Загальний вигляд і конструктивну схему датчика наведено на рис. 1.



а)  
Рисунок 1 – Датчик нормальних контактних напружень:

а) загальний вигляд; б) конструктивна схема: 1 – корпус; 2 – кришка регулювальна; 3 – циліндр; 4, 6 – кульові опори; 5 – пружний елемент; 7 – лиска; 8 – тензорезистори; 9 – виводи вимірювального напівмосту; 10 – отвір; 11 – тензостанція; 12 – реєстратор; 13 – шліц; 14 – прокладка

Датчик містить циліндричний корпус 1 з внутрішнім упорним буртом у верхній частині та різьбовий отвір у нижній частині. В різьбовому отворі корпусу 1 встановлено регулювальну кришку 2. Між ступінчастим циліндром 3 з діаметрами  $d$  і  $D$ , з одного боку, і регулювальною кришкою 2, з іншого, послідовно розташовано кульову опору 4, пружний елемент 5 у вигляді плоского розрізного кільця та кульову опору 6. На площадку лиски 7 пружного елемента 5 наклеєні паралельно один до одного два напівпровідникових тензорезистори 8 [2], які підключено до напівмостової схеми для вимірювання деформацій стиснення волокон лиски 7 під час деформування пружного елемента 5.

Виводи 9 вимірювального напівмосту через отвір 10 у корпусі 1 з'єднуються з вимірювальним обладнанням 11 (тензостанцією) і реєстратором 12. Для забезпечення центрування пружного елемента 5 відносно повздовжньої осі  $Z-Z$  датчика в торцях елемента 5 та на торцевих поверхнях ступінчастого циліндра 3 і регулювальної кришки 2, які контактують з кульовими опорами 4 і 6, виконані відповідно фаски та конічні заглиблення. Для обертання регулювальної кришки 2 навколо центральної повздовжньої осі  $Z-Z$  датчика, на її вільній торцевій поверхні виконано шліц 13 під викрутку.

Для компенсації температурних деформацій між торцями внутрішнього упорного бурту корпусу 1 і бурту діаметром  $D$  ступінчастого циліндра 3 встановлено пружну прокладку 14 з гумового матеріалу.

Датчик працює наступним чином. При впливі на поверхню вільного кінця діаметром  $d$  ступінчастого циліндра 3 нормальних контактних напружень він переміщується вздовж осі  $Z-Z$  в корпусі 1, при цьому кульові опори 4 і 6, діючи на пружний елемент 5, змушують його розтискатись, а зовнішні волокна лиски 7 працювати на стиснення. Напівпровідникові тензорезистори 8 перетворюють деформацію зовнішніх волокон лиски 7 в зміну електричних опорів. Оскільки один з напівпровідникових тензорезисторів має позитивний, а інший – негативний тензоефект, то при деформації стиску зовнішніх волокон лиски 7 перший тензорезистор збільшуватиме електричний опір, а другий – зменшуватиме. Зміна електричного опору тензорезисторів 8 у вигляді напівмосту вимірюється обладнанням 11 і фіксується реєструвальним пристроєм 12.

Габаритні розміри датчиків вибрано з умови, щоб якнайменше змінювалися механічні властивості протектора пневматичної шини. Для встановлення датчиків у протекторі попередньо виготовляються гнізда, розміри яких відповідають габаритам датчиків. Для виходу проводів прорізаються канавки. При встановленні датчиків їх контактна поверхня закривається тонкою гумою товщиною в межах 0,2...0,3 мм, а для запобігання пошкодження

проводів канавки зашпаровуються. При монтажі колеса з пневматичною шиною вісь гнізда датчика, який знаходиться на екваторіальній лінії шини, суміщаємо з вертикальною віссю датчика вимірювання деформації.

Перевагою запропонованого датчика у порівнянні з існуючими конструкціями є суттєва зміна його поздовжніх габаритних розмірів без зниження чутливості та точності вимірювань нормальних контактних напружень.

## **Література**

1. Балака М. М. Вплив умов експлуатації на довговічність великогабаритних шин / Вестник ХНАДУ. – 2014. – Вып. 65–66. – С. 79–86.
2. Применение полупроводниковых тензорезисторов для исследования строительных и дорожных машин / Г. А. Аржаев, Е. И. Никаноров, В. И. Нилов, М. И. Щербинин // Строительные и дорожные машины. – 1974. – № 8. – С. 17–19.

Безрідний Володимир Володимирович, асистент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, ([007\\_rost@rambler.ru](mailto:007_rost@rambler.ru))

## **АЛЬТЕРНАТИВНІ ПАЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛІВ І БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ**

У зв'язку з дизелізацією вантажного автомобільного транспорту і збільшенням виробництва дизелів для тракторів, використовуваних в різних галузях народного господарства, наростає проблема забезпечення відповідним паливом величезної кількості дизельних двигунів.

Головною сировиною для виробництва дизельного палива є нафта, з якої в процесі прямої перегонки отримують газойль, який є основним компонентом дизельного палива.

Як добавку в дизельне паливо застосовують, наприклад, бензин прямої перегонки для забезпечення його фракційного складу при отриманні дизельного палива розширеного фракційного складу (РФС). Важкі фракції додають для отримання палива обтяженого фракційного складу (ОФС).

Однак останнім часом все більшу кількість різноманітних добавок в дизельне паливо використовують продукти переробки природного газу за відомим технологічним процесом Фішера-Тропша [1], такі як легкі синтетичні парафінові вуглеводні (ЛСПВ), диметилестер (ДМЕ) та інші.

Метан → синтез-газ → синтетичне паливо. Процес ведеться при високій температурі і тиску на каталізаторах.

Синтез-газ є проміжним продуктом, з якого можна отримати хороше паливо, з якого можна отримати спирти (метанол і етанол), а також ізопропіловий спирт (ІПС), бутанол, трет-бутанол. Усі оксигенати: метилтретбутиловий ефір (МТБЕ), метилтретаміловий ефір (МТАЕ), є хорошими добавками до базового бензину.

Всі вони володіють високим октановим числом, підвищеної випаровуваністю, але меншою теплотою згорання. Однак їх показники якості відповідають експлуатаційним характеристикам бензину і можуть використовуватися в якості заміників бензину. Але внаслідок зниженою теплоти згорання виникає необхідність подавати їх в більшій кількості для досягнення однакової потужності з потужністю двигуна при його роботі на бензині. Однак в даний час ці оксигенати в сучасних бензинах використовують як антидетонатори.

З природного газу (метану) в процесі Фішера-Тропша утворюються легкі синтетичні парафінові вуглеводні (ЛСПУ), які розчиняються в дизельному паливі без проблем в будь-яких співвідношеннях [2, 3].

Що стосується легких палив типу ефірів і спиртів (оксигенатних палив), то в дизель їх слід подавати на впуску до 90%, а дизельне паливо в кількості 10-20% впорскувати в кінці такту стиснення як запальне паливо.

Також слід зазначити, що на повний перехід ДВЗ на альтернативне паливо будуть впливати такі обставини:

- як довго буде тривати видобуток нафти в кількості, достатній для виробництва традиційних палив для бензинових двигунів і дизелів;

- як велика повинна бути добавка альтернативного палива в традиційне, щоб забезпечити нормальну роботу автотракторних двигунів внутрішнього згорання, не змінюючи його конструкції, а допускаючи тільки зміни конструкції паливної системи;

- які показники якості альтернативного палива викличуть ускладнення роботи двигуна, як бензинового, так і дизеля, і методи його подолання.

Якщо альтернативне паливо добре розчиняється в традиційному, і розчин зберігає стабільність в умовах експлуатації, то конструкція самого двигуна і системи його живлення може не змінюватися, при цьому об'єм паливного бака повинен забезпечувати роботу двигуна на одній заправці при однаковій енергощільності сумішевого палива. Обсяг паливного бака для роботи на сумішевому альтернативному паливі перевіряється розрахунком по енергощільності, яка залежить від теплоти згорання (енергопотенціалу сумішевого палива, кДж/кг і щільності сумішевого палива, кг/м<sup>3</sup>).

Всі рідкі легкі альтернативні палива з підвищеною теплотою пароутворення доцільно подавати на впуску з повітрям, як у бензиновому двигуні, так і в дизелі.

У бензиновому двигуні з упорскуванням палива не виникає жорстка залежність альтернативного палива від температури при такті стиснення, поскільки сам процес впорскування менш вимогливий до температурних умов в циліндрі, а займання забезпечує свічка запалювання.

Добавка альтернативного палива до традиційного дозволяє розширити ресурси як бензинів, так і дизельних палив. Оцінка розширення ресурсів традиційних палив проводиться за кількістю добавки до нафтового палива альтернативного палива при допустимості експлуатації ДВЗ існуючих конструкцій на сумішевих паливах. Розрахунок необхідних показників якості

сумішевих палив проводиться згідно із законом адитивності, якому підпорядковуються всі необхідні показники (характеристики), крім в'язкості.

Усі вуглеводневі палива, одержані з природного газу, можуть бути застосовані в двигуні, але деякі з них, такі як метанол, викликають труднощі. Слід зазначити, що метанол містить в своєму складі 50% кисню і має дуже високу теплоту випаровування  $1183 \text{ кДж/м}^3$ , а теплота згоряння зневодненого метанолу складає всього  $22315 \text{ кДж/кг}$ , незневоднений метанол має теплоту згоряння  $19600 \text{ кДж/кг}$ , тобто більш ніж в 2 рази менше, ніж у бензині. Наявність в ньому великої кількості кисню робить його хімічно агресивним до всіх металів. Висока теплота випаровування знижує температуру в камері згоряння настільки значно, що застосовувати його важко для роботи бензинового двигуна, особливо при пуску. Тому в бензин додають його як антидетонатор в кількості не більше 3%. Однак метанол є сировиною в процесі промислового синтезу диметилестера (ДМЕ), хорошого палива для дизеля [4, 5].

### Розрахунок сумішевих альтернативних палив для ДВЗ

Усі сумішеві альтернативні палива за своїми показниками якості крім в'язкості в кількісному відношенні підкоряються закону адитивності незалежно від способу їх подачі в двигун.

Визначення показників якості сумішевих палив, які містять кількість  $g_1$  - традиційного палива і  $g_2$  - альтернативного палива, причому  $g_1 + g_2 = 1$ , якщо сумішеве паливо складається з  $n$ -го числа добавок, тоді  $g_1 + g_2 + \dots + g_n = 1$ , а показники якості відповідають показнику якості кожної добавки.

1. Визначення енергоємності (теплоти згорання),  $H_u$  см,  $\text{кДж/кг}$ , сумішевого палива:

$$H_{u \text{ см}} = H_{u1} \cdot g_1 + H_{u2} \cdot g_2 + \dots + H_{un} \cdot g_n,$$

де  $H_{u1}, H_{u2}, \dots, H_{un}$  - енергоємності альтернативних палив,  $\text{кДж/кг}$ ;

$g_1, g_2, \dots, g_n$  - масова кількість (в частках одиниці) кожного компонента сумішевого палива.

2. Визначення октанового числа  $(\text{ОЧД})_{\text{см}}$  сумішевих бензинів:

$$(\text{ОЧД})_{\text{см}} = (\text{ОЧД})_1 \cdot V_1 + (\text{ОЧД})_2 \cdot V_2 + (\text{ОЧД})_n \cdot V_n,$$

де  $(\text{ОЧД})_{\text{см}}, (\text{ОЧД})_1, \dots, (\text{ОЧД})_n$  - октанові числа за дослідним методом компонентів сумішевого палива;

$V_1, V_2, \dots, V_n$  - обсяги компонентів сумішевого палива.

3. Визначення щільності сумішевого палива  $(d_{\text{см}})$  при  $20^\circ \text{C}$ :

$$d_{\text{см}} = d_1 \cdot g_1 + d_2 \cdot g_2 + \dots + d_n \cdot g_n, \text{ кг/м}^3,$$

де  $d_1, d_2, \dots, d_n$  - щільності компонентів сумішевого палива,  $\text{кг/м}^3$ ;

$g_1, g_2, \dots, g_n$  - масові частки компонентів сумішевого палива.

Особливу увагу слід звернути на кількість кисню в альтернативному паливі, оскільки його надлишок може викликати прояв його корозійної агресивності.



## Література

1. Горбунов В.В., Шкаликова В.П. Использование природного газа для производства жидкого моторного топлива для дизелей // Научно-технический сборник «Природный газ в качестве моторного топлива: РАО «Газпром».- М.: «Газпром», 1997, №2, с.7-17.
2. Газарян Г.Т., Патрахальцев Н.Н., Шкаликова В.П. и др. Возможности расширения ресурсов дизельных топлив применением легких синтетических углеводородов в качестве добавки //Двигателе-строение.- 1986, №12, с.26-29.
3. Азев В.С., Патрахальцев Н.Н., Шкаликова В.П. и др. Особенности применения в автотракторном дизеле утяжеленных топлив с добавкой легких синтетических парафиновых углеводородов //Двигателестроение, 1990, №6, с.24, 33-36.
4. Кузнецов А.В. Топливо и смазочные материалы.-М.: Колосс, 2007, 199 с. (Учебники и учебные пособия для студентов высших учебных заведений).
5. Присадки и добавки. Улучшение экологических характеристик нефтяных топлив / А.М. Данилов.-М.: Химия, 1996, 232 с.

Білоусов Євген Вікторович, к.т.н., доцент, Херсонська державна морська академія, [ewbelousov67@gmail.com](mailto:ewbelousov67@gmail.com)

Зінченко Дмитро Олександрович, к.т.н., доцент, Херсонська державна морська академія, [zinchenko010@gmail.com](mailto:zinchenko010@gmail.com)

Савчук Володимир Петрович, к.т.н., доцент, Херсонська державна морська академія, [postsavchuk@gmail.com](mailto:postsavchuk@gmail.com)

Білоусова Тетяна Петрівна, старший викладач, Херсонський національний технічний університет, [tbelousovane@gmail.com](mailto:tbelousovane@gmail.com)

Рибальченко Микола Євгенович, аспірант, Херсонська державна морська академія, [kolryb73@gmail.com](mailto:kolryb73@gmail.com)

## СИСТЕМА ПИТАНИЯ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ МАЛООБОРОТНОГО СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

В современных двухтактных двигателях используется внутреннее смесеобразование, при котором газовое топливо (ГТ) подается в рабочий цилиндр после закрытия газораспределительных органов.

К внутреннему смесеобразованию существует два основных подхода:

- газ подается в рабочий цилиндр сразу после закрытия выпускного клапана в начальной стадии такта сжатия под относительно небольшим давлением, благодаря чему такие системы получили название – *систем питания низкого давления*;

- газ подается в камеру сгорания вместе с запальным топливом в конце такта сжатия под высоким давлением, поэтому такие системы получили

название *систем высокого давления* или *прямого впрыска газа* (Direct Injected Gas (GD)).

В настоящее время, к опытной эксплуатации двухтактных малооборотных двигателей с системами низкого давления приступила фирма Winterthur Gas and Diesel Ltd. Которая унаследовала разработки фирмы Wärtsilä, являющуюся до недавнего времени правопреемницей известной Швейцарской фирмы Sulzer [1].

Разработанная для двухтопливного малооборотного двигателя технология подачи газа под низким давлением рассчитана на сжигание обедненной топливовоздушной смеси. Ранее эта технология была апробирована на четырехтактных среднеоборотных двигателях. Газ подается в цилиндр после того как все органы газообмена оказываются закрытыми, но давление остается еще сравнительно низким. На практике клапана для подачи газа устанавливаются на некоторой высоте от продувочных окон, чтобы обеспечить необходимое время на заполнение цилиндра газом.

Поступление ГТ на такте сжатия позволяет подавать его в цилиндры под относительно низким давлением 1,0...1,6 МПа.

В процессе сжатия газ хорошо перемешивается с воздухом и воспламеняется с помощью запальной порции топлива. При этом ее величина во всем диапазоне нагрузок не превышает 1 % от цикловой подачи ЖТ на номинальном режиме. По сравнению с ЖТ использование данной технологии позволяет снизить образование  $NO_x$  на 90 %, что объясняется более равномерным распределением температур по камере сгорания. Это, в свою очередь, позволяет выполнять требования Международной морской организации IMO Tier-III по выбросам  $NO_x$  без какой-либо последующей обработки отработавших газов после двигателя.

Для обеспечения двухтопливности двигатель оборудуется тремя независимыми друг от друга системами подачи топлива, каждая из которых может управляться электронным микропроцессорным модулем по отдельной программе в зависимости от используемого топлива и режима работы.

Для подачи резервного ЖТ используется штатная топливная система аккумуляторного типа характерная для всех двигателей серии RT-flex. При этом двигатель сохраняет способность работать на тяжелых сортах топлива во всем диапазоне нагрузочно-скоростных режимов.

Подача запального топлива осуществляется отдельной аккумуляторной системой малой производительности (рис. 1). Такое решение позволяет получить устойчивую подачу малых порций топлива с возможностью гибкого регулирования режима работы системы запального зажигания.

Для улучшения условий воспламенения обедненной газо-воздушной смеси на каждом цилиндре устанавливаются два запальных модуля состоящих из вихрекамеры с установленной в ней форсункой подачи запального топлива.

В качестве запального используется легкое дизельное топливо, однако рассматривается возможность применения для запального впрыска тяжелого топлива (HFO) на котором двигатель работает как на резервном.

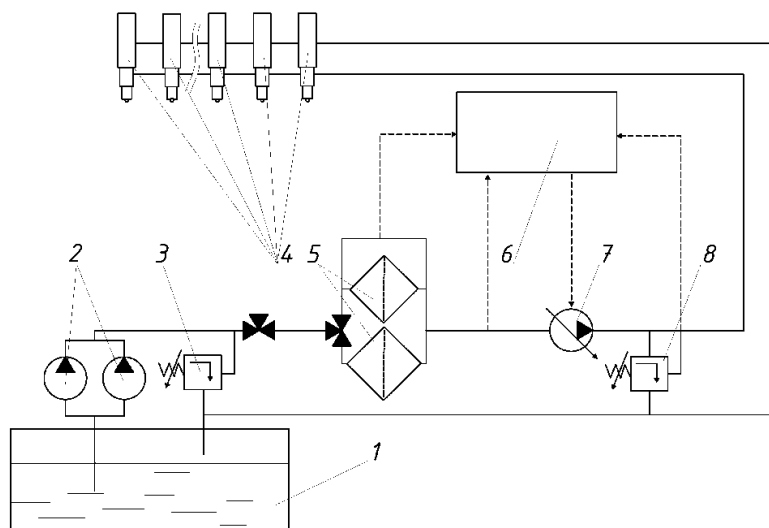


Рисунок 1 – Схема аккумуляторной системы запального зажигания газодизельного двигателя RT-flexDF: 1 – цистерна запального топлива; 2 – подкачивающие насосы; 3 – перепускной клапан линии низкого давления; 4 – форсунки; 5 – фильтры тонкой очистки; 6 – электронный блок управления; 7 – топливный насос высокого давления; 8 – перепускной клапан линии высокого давления; — — гидравлические линии; - - - - линии управления

Внутренняя полость вихрекамеры соединяется с камерой сгорания с помощью тангенциального канала. Наличие вихрекамеры способствует хорошему перемешиванию воздуха с топливом и эффективному самовоспламенению. При этом плазменные струи выбрасываются в камеру сгорания, эффективно поджигая бедную газо-воздушную смесь [1-3].

При работе двигателя на ЖТ, для предотвращения коксования распылителей запальных форсунок, они продолжают работать в режиме минимальной устойчивой подачи. Давление в аккумуляторе системы впрыска запального топлива поддерживается на уровне 120 МПа. Для предотвращения попадания топлива на элементы двигателя в случае повреждения линий высокого давления, трубопроводы помещены в защитную оболочку.

Работа двигателя на газе позволяет получить на выходном фланце мощность на уровне 80 % от номинальной мощности базового дизеля (рис. 2).

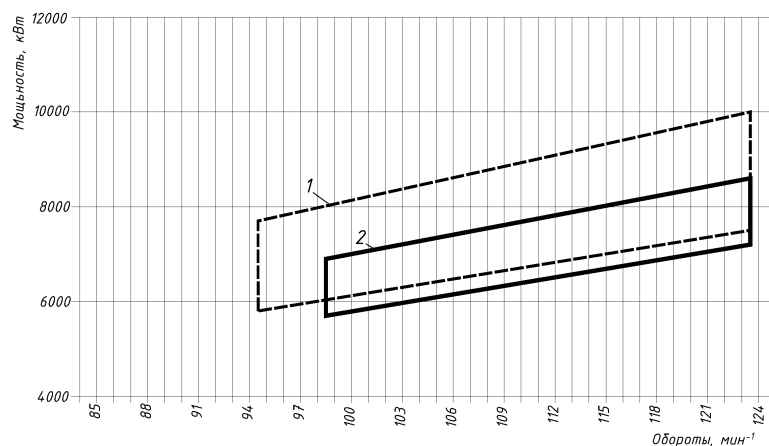


Рисунок 2 – Области рекомендуемых режимов работы двигателей RT-flex50B на ЖТ (1) и RT-flex50DF на ГТ (2)

Основним фактором обмеження потужності являється виникнення явища детонації в робочому просторі циліндра. Для роботи двигателя на номінальній потужності, метанове число газу не повинно бути менше 80, при зниженні потужності, воно може бути зменшено до 60...67 одиниць [1].

**Висновки.** Виходячи з приведеного вище аналізу, можна зробити висновок, що на сьогодні існує два принципово різних підходи до організації роботи малооборотних двигателів на ГТ, кожен з яких має свої переваги та недоліки. Переваги систем низького тиску:

- хороше перемішування газу-повітряної суміші в ході процесу стиснення;
- використання мінімальної порції запального палива для піджогу;
- подача газу в робочий циліндр при відносно низькому тиску, що дозволяє знизити ймовірність витоків, підвищити безпеку його використання.

### Література

1. Ott M. X-DF low-pressure dual-fuel engine technology. WinGD low-speed engines Licensees, Conference 2015. – 7 p.
2. Olmer N. et al. Greenhouse gas emissions from global shipping, 2013–2015. – Washington: ICCT, 2017. – 38 p.
3. Wettstein R. The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine. AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov 2014. – 31 p.
4. Wärtsilä 2-stroke dual fuel technology. CIMAC NMA Norge annual meeting 22.01.2014. – 32 p.

Булгаков Микола Петрович, к.т.н., доцент, Херсонська державна морська академія, nrbulgakov2@gmail.com

### ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДИЗЕЛІВ

**Вступ.** Технічний стан морського транспорту характеризується кількістю великою несправностей і відмов устаткування різних систем і вузлів судів. Найбільша кількість відмов припадає на дизель. З аналізу технічного стану суден видно, що кількість відмов і несправностей, пов'язаних з ушкодженням дизеля, становить близько 35% [1].

Відмови й несправності судових енергетичних установок можуть бути з вини персоналу, що займається експлуатацією, з вини ремонтного персоналу або з вини ремонтних заводів і заводів-виготовлювачів. Таке положення складається через недостатні навички й уміння персоналу, що обслуговує судно, через відсутність сучасного ремонтного й діагностичного устаткування.

**Актуальність досліджень.** В експлуатації перебувають дизелі з несправностями, які можна віднести до «схованих» відмов, що приводять до

збільшення витрати палива, зниження номінальної потужності, нерівномірному розподілу потужності по окремих циліндрах. Зазвичай це пов'язано з порушенням регулювання паливної апаратури, утвором коксу в соплових отворах розпилювачів, погіршенням технічного стану турбокомпресора, зношуванням циліндропоршневої групи й механізму газорозподілу.

Аналіз деяких опублікованих робіт показує, що в 30% обстежених дизелів потужність виявилася заниженою на 15...20% [2], а нерівномірність навантаження по циліндрах досягала 25...30%. Відмінність навантаження по окремих циліндрах залежить від нерівномірної подачі палива форсунками й нормативного значення кута випередження упорскування палива.

Кожен третій випадок непланового ремонту дизелів пов'язаний з виходом з ладу паливної апаратури (ПА). Експлуатація суден найчастіше характеризується умовами, коли окремі агрегати й двигун у цілому працюють при частковій втраті працездатності без проведення достатніх профілактичних заходів.

Якщо ПА перебуває в справному стані, але кут випередження упорскування палива встановлений невірним (наприклад, 20° замість нормативного 28°), протікання робочого процесу буде порушено, що буде видно через збільшенні витрати палива й димності відпрацьованих газів.

**Постановка задачі.** Необхідно проаналізувати різні методи діагностування паливної апаратури та дати висновок щодо їхнього використання.

**Результати досліджень.** Робота двигуна внутрішнього згоряння, його механізмів і систем супроводжується *вібрацією*. Між рівнем вібрації й технічним станом об'єкта існує взаємозв'язок. По мірі зношування деталей механізмів збільшуються зазори в сполучених парах і підвищується кінетична енергія ударних впливів.

Ударні впливи підвищуються зі збільшенням ходу голки розпилювача форсунки в процесі експлуатації. У цьому випадку визначають коефіцієнт амплітуди, який дорівнює відношенню максимального значення сигналу до його середнього значення. Середнє значення сигналу визначається для початкового значення максимального ходу голки згідно з технічними даними заводу-виготовлювача. Якщо коефіцієнт амплітуди більш 1,5, то розпилювач потребує заміни. Наприклад, у нового розпилювача максимальний хід голки 0,5 мм, у процесі експлуатації він збільшився до значення 0,8 мм. У цьому випадку потрібна заміна розпилювача.

Фазові характеристики сигналу від вібрації застосовують для визначення часу виникнення подій які супроводжуються ударними впливами в механізмах. Наприклад, при роботі дизеля ударами супроводжується робота клапанів механізму газорозподілу, насоса високого тиску, форсунки при русі голки розпилювача.

Діагностування технічного стану форсунки по параметрах вібрації може бути виконане порівнянням еталонної вібродіаграми з фактичною. Маючи набір осцилограм із заздалегідь відомими несправностями, порівняльним

способом можна визначити вид ушкодження.

*Спосіб діагностування паливної апаратури за зміною температури деталей.* У процесі роботи двигуна внутрішнього згоряння хімічна енергія палива перетворюється в теплову енергію. У камері згоряння температура досягає понад 2 000 С. Усі деталі й вузли двигуна нагріваються. На заданому встановленому режимі роботи двигуна температура його деталей досягає певного постійного значення. При справному стані всіх механізмів і систем двигуна температурне поле поверхонь двигуна досягає певного припустимого значення. Технічний стан дизель-генераторної установки залежить від зміни температури її вузлів.

У роботі [3] досліджувався вплив технічного стану форсунок ПА від зміни температури поверхні нагнітального трубопроводу. Відомо, що в процесі подачі палива трубопровід, що з'єднує насос високого тиску з форсункою, нагрівається. Температура нагріву залежить від тертя палива про стінки трубопроводу. Величина тертя залежить від шорсткості внутрішньої поверхні трубопроводу, тиску, швидкості руху й в'язкості палива. Тертя у вигляді теплоти розсіюється в навколишньому просторі.

Для проведення безконтактного теплового контролю використовувалися пірометр Raytek Minitemp, портативний комп'ютерний термограф (тепловізор) IPTIC 2000, що складається з приймальної камери, комп'ютера типу NOTERBOOK і спеціального програмного забезпечення.

При роботі двигуна 6ЧН 16/22,5 на режимі малих навантажень з потужністю 22,7 кВт при  $450 \text{ хв}^{-1}$  для всіх шести циліндрів визначалися тиск у кінці стиснення, максимальний тиск згоряння і температура поверхні нагнітального трубопроводу. Потім у двигуні була проведена заміна місцями (перевстановлення) форсунок. На циліндри 1, 2, 3 були встановлені форсунки 4, 5, 6 циліндрів, а на 4, 5, 6 – 1, 2, 3. Тиск у кінці стиснення практично залишився на колишньому рівні, тому вплив зносу циліндра і поршневих кілець було виключено. Дослідження показало, що підвищення в першому циліндрі тиску згоряння палива з 2,6 до 5,2 МПа (збільшена циклова подача палива) сприяло зростанню температури поверхні нагнітального трубопроводу з 33 до 42°. Температура змінилася й в інших нагнітальних трубопроводах [3].

Аналіз результатів дослідження показав, що по зміні температури поверхні трубопроводу можна визначити технічний стан форсунок. Якщо для відомих несправностей паливної апаратури (знос плунжерної пари, утворення коксу в розпилювачі форсунок, втрата рухомості голки, зниження тиску відкриття голки) визначити зміну температури поверхні нагнітального трубопроводу, це дозволить проводити діагностування зі зміни температури, визначати вид несправності.

Недоліками даного способу є складність проведення контролю технічного стану ПА і вплив температури інших деталей двигуна на зміну температури поверхні нагнітального трубопроводу.

*Аналіз несправностей форсунок дизельних двигунів по зміні ходу голки розпилювача форсунки.* На режимах холостого ходу або малих навантажень

спостерігається погіршення процесу згоряння через неякісне розпилювання палива [4].

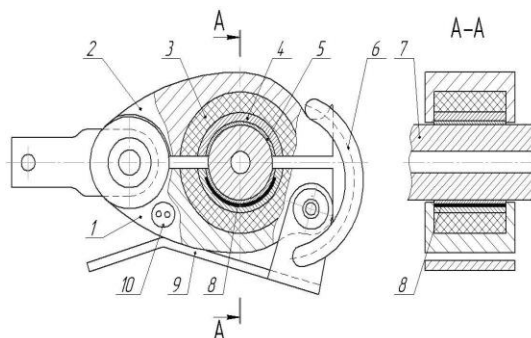
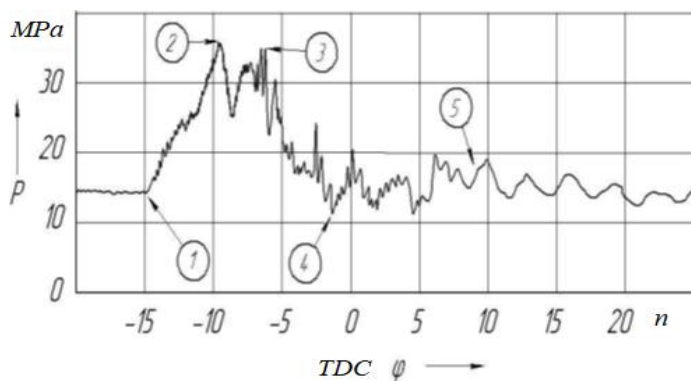
На діаграмі руху (ходу) голки виділені характерні точки й ділянки: 1 – початок підйому голки (початок подачі палива); 1-2 – ділянка підйому голки; 2-3 – ділянка максимального підйому голки; 3-4 – ділянка посадки голки на сідло; 4 – точка закінчення посадки голки. Ці точки на діаграмі ходу голки позначені меншою величиною цифр.

Пропонується наступна послідовність діагностування по аналізі ходу голки розпилювача:

- для паливної апаратури, параметри якої відповідають вимогам заводу-виготовлювача, на режимі холостого ходу або номінальної потужності фіксується хід голки з поясненням характерних точок і ділянок;

- для можливих несправностей, що зустрічаються в експлуатації (зміна кута випередження подачі палива, тривалості упорскування, швидкості підйому й посадки голки, поява додаткових упорскувань, зависання голки), фіксується форма руху (ходу) голки.

По розташуванню характерних точок на діаграмах тиску палива й ходу голки (по вертикалі й горизонталі) можна визначити технічний стан насоса й форсунки; хід голки, у поточний період експлуатації дизеля, порівнюють із еталонним (контрольним) ходом. Шляхом порівняння еталонної діаграми ходу голки з реальною оцінюється технічний стан ПА й визначається можливий вид несправності.



а

б

Рисунок 1. Осцилограми тиску, записані знімним датчиком (б) та конструкцією датчика для їх отримання, де 1 - нерухомий корпус датчика; 2 - підвісний корпус датчика; 3 - пружний елемент; 4 - зовнішній електрод; 5 - внутрішній електрод (мідна фольга); 6 - петля; 7 - паливопровід; 8 - п'єзoeлектрична плівка; 9 - ручка затискача; 10 - рознімання датчика

**Висновки.** Розглянуті методи діагностування паливної апаратури є досить інформативними та достовірними. Окрім цього вони не потребують коштовного обладнання. Усі методи можуть застосовуватися під час

експлуатації суден, але їх використання потребує високої кваліфікації обслуговуючого персоналу.

### Література

1. Костин А. К. Работа дизелей в условиях эксплуатации. / А.К. Костин, Б.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев. – Л. : Машиностроение, 1989. – 285 с.
2. Обозов А.А. Развитие методов и систем технического диагностирования / А.А. Обозов, В.И. Таричко // Двигателестроение. – 2012. – № 4 (250). – С. 30-34.
3. Балагин Д. В. Экспериментальные исследования тепловых процессов в трубопроводах высокого давления топливной аппаратуры дизелей /Д.В. Балагин // Омский научный вестник. – 2012. – № 3 (113). – С. 142 – 145
4. Михайлова Л.Ю. Диагностика форсунки дизеля по анализу хода иглы и утечкам топлива / Л.Ю. Михайлова // Вестник инновационного евразийского университета. – Павлодар, 2011. – № 3 (43). – С. 99-105.
3. Лашко В. А. Диагностика угла опережения впрыска топлива и его влияние на протекание рабочего процесса дизеля / В.А. Лашко, Ю.П. Макушев, Л.Ю. Михайлова // Материалы Межд. науч.-техн. конф. «Двигатели 2013». – Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2013. – С. 201 – 213
4. Губертус Гюнтер. Диагностика дизельных двигателей. Серия «Автомеханик»; пер. с нем. Ю.Г. Грудского. – М. : ЗАО КЖИ «За рулем», 2004. – 176 с

Вербовський Валерій Степанович, Інститут Газу Національної Академії Наук України

Грицук Ігор Валерійович, д.т.н., професор, Херсонська державна морська академія

### **ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ СИСТЕМИ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ ГАЗОВОГО ДВИГУНА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ НА ОСНОВІ АКУМУЛЬОВАНОЇ ЕНЕРГІЇ**

Стаціонарні енергетичні установки з газовими двигунами стали невід'ємною частиною систем базового, пікового та резервного енергопостачання. Крім цього вони знайшли своє широке застосування на залізничному, річковому і морському транспорті. Серед основних проблем ефективної експлуатації газових двигунів електростанцій є забезпечення гарантованого пуску холодного двигуна, довготривале зберігання прогрітого двигуна без роботи його в режимі холостого ходу. Існуючі способи забезпечення теплової підготовки двигунів як перед пуском, так і в довготривалому зберіганні, є не досить ефективними, достатньо енерговитратними, такими, що потребують підводу теплової енергії від зовнішніх джерел. Натомість 60-70% енергії палива в газовому двигуні відводиться в навколишнє середовище і не завжди використовується за основними потребами.



Утилізація невикористаної теплової енергії та її накопичення в теплових акумуляторах для подальшого одночасного прогріву (підтримання теплоти) теплоносіїв двигуна - охолоджуючої рідини та моторної оливи перед пуском системно не досліджено. У зв'язку з цим робота, що спрямована на вибір і обґрунтування параметрів теплової підготовки систем газового двигуна за рахунок власної теплової енергії є актуальною і багатоплановою.

Основною метою роботи є оцінювання ефективності використання системи теплової підготовки стаціонарного газового двигуна на основі теплових акумуляторів фазового переходу для прискорених прогрівів теплоносіїв його систем і тривалого зберігання без роботи в режимі холостого ходу в умовах експлуатації за допомогою удосконаленої методики розрахунку і моделюванні процесів прогріву.

Для оцінки можливостей використання розробленої системи СТПА з ДГД в умовах експлуатації скористались удосконаленою методикою і стандартними вимогами до енергетичних і транспортних засобів з його можливим використанням. Розглядали наступні варіанти: 1 - застосування ДГД в якості джерела енергії на залізничному транспорті (вагони рефрижератори) з режимом роботи: неперервна робота на номінальному режимі 2-3 доби після цього зупинка двигуна на 1-2 доби (1440 – 2800 хв.); на річковому або морському транспорті в якості двигуна портового або допоміжного судна з режимом роботи: за добу 2 x 3 години робота на номінальному або частковому режимі, зупинка двигуна на 6 годин або 12 годин (360 – 720 хв.); в якості стаціонарної електростанції (аварійна) з режимом роботи: робота на добу 2 години і зупинка двигуна 12 годин (720 хв.). З досліджуваних варіантів в першу чергу розглядали такі варіанти, що є найкращими для зберігання МО і ОР на протязі відповідного часу. Розглянуті в дослідженні варіанти показані на рис. 1 – 3. Використання накопичувача охолоджуючої рідини (НОРТА), запропонованого в попередніх наукових роботах, в досліджуваних варіантах використання стаціонарної енергетичної установки з ДГД не можливо з технічних і технологічних міркувань. Тому в подальшому його не розглядаємо.

На рис. 1 показаний варіант зберігання МО за допомогою різних комплектацій СТПА в період зупинки газового двигуна без роботи в режимі х.х. З 6 найкращих варіантів, відібраних в попередній частині дослідження, всі задовольняють умовам роботи ДГД у варіанті суднового двигуна в режимі зберігання через 360 хв. Обмеження у 720 хв. – забезпечують 5 варіантів крім варіанту АТ в умовах експлуатації 0 °С і – 20 °С. Для ДГД експлуатація при температурах 0 °С і – 20 °С в умовах суднової енергетичної установки (СЕУ) на річковому і морському транспорті не можлива із-за того, що такі температури

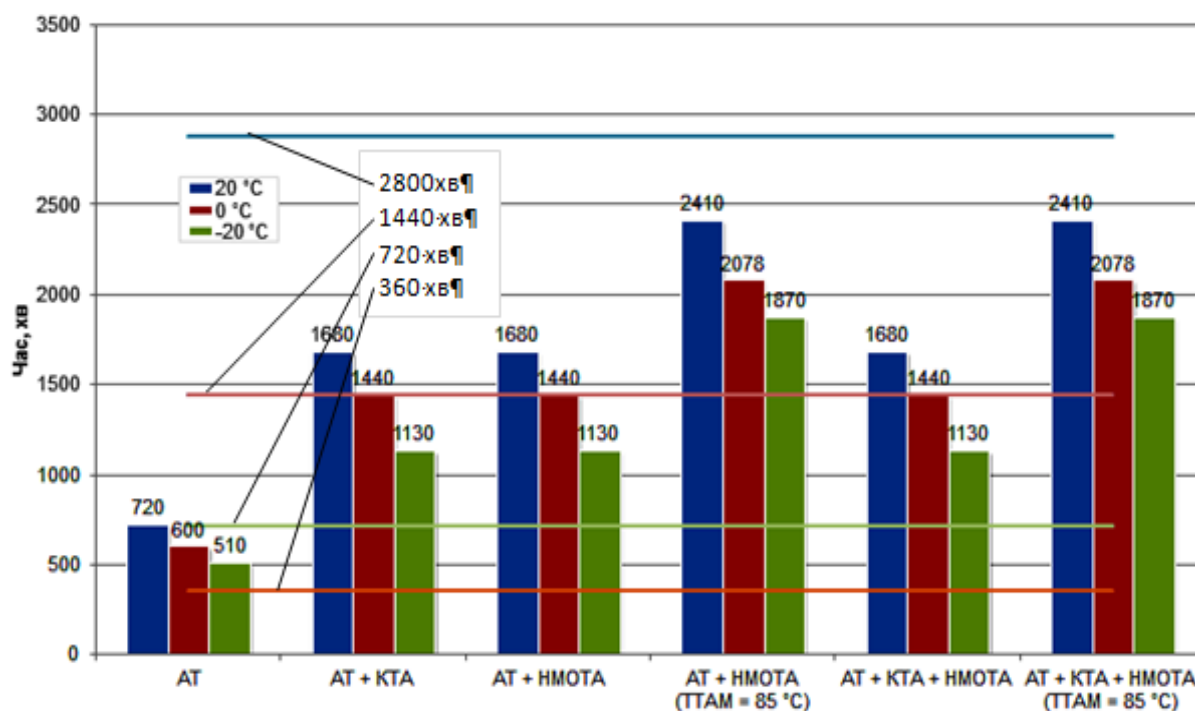


Рисунок 1 - Результати дослідження впливу варіантів комплектації СТПА на час підтримання температури МО газового двигуна в межах  $\approx 50$  °C

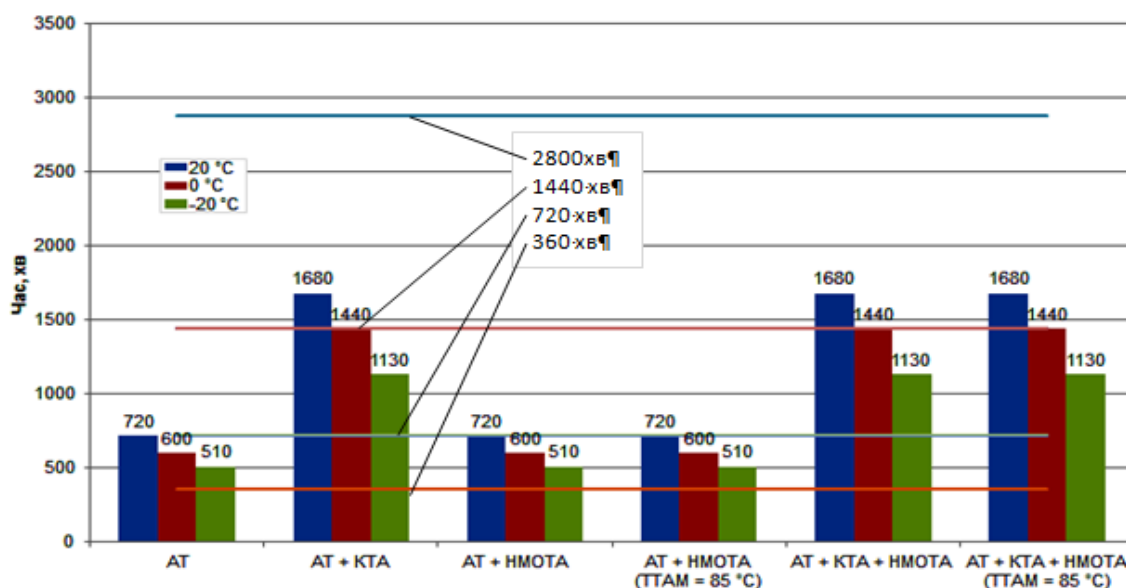


Рисунок 7 - Результати дослідження впливу варіантів комплектації СТПА на час підтримання температури ОР газового двигуна в межах  $\approx 50$  °C

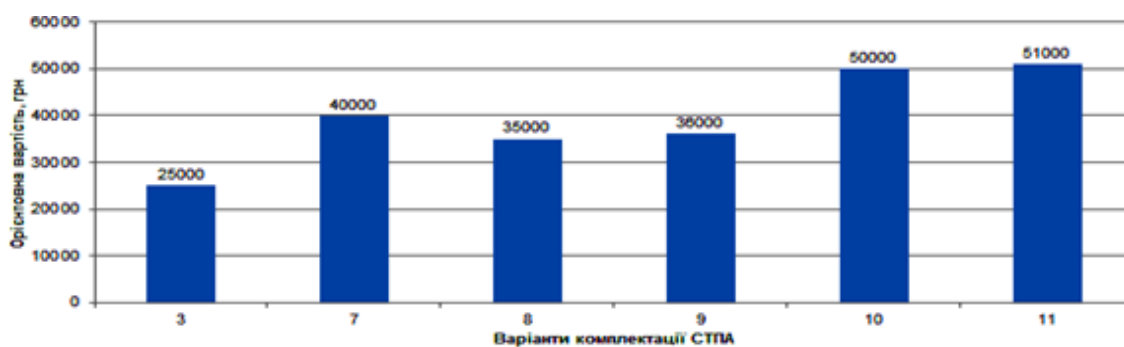


Рисунок 8 – Орієнтовна вартість варіантів комплектації СТПА ДГД

СЕУ не допускаються. Тому, можливо вважати, що АТ також можливо використовувати в означеному варіанті. Використання ж СТПА для роботи автономної стаціонарної електростанції з інтервалом зберігання двигуна 720 хв. можливо, якщо температура оточуючого середовища знаходиться в межах тільки  $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Для зберігання ДГД в межах 1400 хв. (залізничний транспорт) доступні повноцінно тільки 2 варіанти комплектації - АТ + НМОТА ( $T_{TAM} = 85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) і АТ + КТА + НМОТА ( $T_{TAM} = 85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), варіанти комплектації АТ+КТА; АТ+НМОТА і АТ+КТА+НМОТА для виконання вказаної задачі можуть використовуватись тільки в діапазоні температур  $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$  і  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Термін зберігання 2800 хв. для МО, жоден з варіантів забезпечити не зміг.

В той же час, інтервали часу зберігання ОР ДГД (рис. 2) 360 і 720 хв. забезпечується всіма варіантами комплектацій СТПА, а 1440 хв. можуть забезпечити тільки варіанти: АТ+КТА, АТ +КТА+НМОТА і АТ +КТА+НМОТА ( $T_{TAM} = 85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) в інтервалі температур оточуючого середовища  $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$  і  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Орієнтовна вартість досліджуємих варіантів комплектації СТПА ДГД показана на рис. 3.

В цілому, за результатами дослідження в частині застосування СТПА ДГД, можливо зробити висновок, що використання варіанта з АТ (при найнижчій вартості у 25000 грн. (серпень 2019 р.)) у конструкції СТПА є найкращим варіантом для забезпечення зберігання ДГД в межах 360 хв. в якості головного або допоміжного двигуна судна портового або допоміжного класу на річковому або морському транспорті. При цьому забезпечується прогрів з  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $85\text{ }^{\circ}\text{C}$  за 9,7 хв. з витратою палива на виконання операції  $0,424\text{ м}^3$ . В інтервалі часу зберігання ДГД 720 хв. можливо з обмеженнями використовувати всі інші варіанти комплектації СТПА. Для інтервалу часу зберігання ДГД 1440 хв. найкращим є варіант АТ + КТА + НМОТА ( $T_{TAM} = 85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), який може, з обмеженнями в частині ОР, в інтервалі температур оточуючого середовища  $+20\text{ }^{\circ}\text{C}$  і  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  використовуватись в умовах експлуатації.

В цілому можливо стверджувати, що використання СТПА в різних умовах експлуатації доцільно для здійснення теплової підготовки ДГД на основі акумульованої енергії, в частині забезпечення передпускової і післяпускової підготовки газового двигуна 6Ч 12/14 (К-159 М2), так і для довготривалого його зберігання при не працюючому двигуні, а особливості його комплектації при використанні залежать від експлуатаційних потреб.

Використання розробленої і скомплектованої за призначенням СТПА в різних умовах експлуатації доцільно для здійснення теплової підготовки ДГД на основі акумульованої енергії, в частині забезпечення передпускової і післяпускової підготовки газового двигуна 6Ч 12/14 (К-159 М2), так і для довготривалого його зберігання при не працюючому двигуні. Особливості комплектації СТПА при використанні залежать від експлуатаційних потреб, умов застосування і вартості конструкції.

## Література

1. **Особливості теплової підготовки двигуна стаціонарної енергетичної установки за допомогою теплових акумуляторів фазового переходу** / Вербовський В.С., Грицук І.В., Скалига М.М., Белоусов Є.В., Рудинець М.В. // Міжвузівський збірник "Наукові нотатки". Луцьк, 2018. Випуск № 62 . с.56-60
2. Особливості передпускової теплової підготовки двигуна енергетичної установки за допомогою системи прогріву з фазоперехідними тепловими акумуляторами / Грицук І.В., Вербовський В.С. // Суднова енергетика: стан та проблеми: Матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції. 8-10 листопада 2017 р. - Миколаїв: НУК, 2017. – 472с. - С. 214-217

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

Грицук Ігор Валерійович, д. т. н., професор, Херсонська державна морська академія, gritsuk\_iv@ukr.net

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

Волков Юрій Володимирович, інженер, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, yura\_volkov\_88@mail.ua

## ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ В ТЕХНІЧНІЙ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛІВ

Інформаційні (ІС) системи раніше використовувалися з метою удосконалення систем управління підприємствами і організаціями. У широкому сенсі - це будь-яке сховище інформації: архіви, бібліотеки, картотеки, досье документів, набори статистичних даних. Вони призначаються для збору, обробки і пошуку інформації, необхідної для управління підприємством або будь-якою іншою організацією, проектування, навчального процесу і т.п., для задоволення потреб індивідуального споживача інформації [1].

Раніше в ПАТ інформаційні системи і технології використовувалися в основному для удосконалення документообігу. Так наприклад [2], на ПАТ з парком 100 автомобілів щомісяця оброблялося до 3 тисяч подорожніх листів, 700-800 заявок на запчастини, 250-300 листів обліку ТО і Р і інших документів, а документообіг тільки технічної служби ПАТ включав понад 120 документів.

Передовими інформаційними технологіями для АТЗК є, перш за все, CASE-технології, а також стратегія CALS.

Новим прийомом для АТЗК в сфері технічного контролю стану автомобілів є створення інформаційних систем організаційно-функціональної підтримки процесів експлуатації автомобілів, за допомогою інформаційної інтеграції: по-перше, стадій життєвого циклу (ЖЦ) автомобілів, по-друге систем його технічного контролю (контролю і діагностики стану автомобілів).

Однак, поява на транспорті, наприклад, в авіації «систем з повною відповідальністю», типу *FADEC* (Full Authority Digital Electronic Control system) [3], дозволяє нейтралізувати труднощі.

Концепція *FADEC* спрямована на створення єдиної структури з бортових систем управління робочими процесами вузлів і агрегатів, систем контролю і діагностики, систем організаційно-функціональної підтримки процесів експлуатації автомобілів, що дозволяє формувати інформаційні системи організаційно-функціональної підтримки (збору, аналізу та управління потоками інформації) процесів експлуатації, тобто дозволяє реалізувати на практиці ІПВ / CALS / PLM-технології.

ІПВ / CALS / PLM-технології, тобто інформаційна підтримка поставок і ЖЦ продукції (або виробів) - це сучасний підхід до проектування, виробництва і експлуатації високотехнологічної та наукомісткої продукції, що полягає у використанні комп'ютерної техніки і сучасних інформаційних технологій на всіх стадіях ЖЦ виробів.

У сфері транспортних компаній АТЗК інтегроване інформаційне середовище ІПВ / CALS / PDM-технологій тільки впроваджується. Сьогодні це, лише сукупність мережевих електронних інформаційних систем у вигляді розподілених сховищ, які є гетерогенним.

Прикладом може бути програма Torque, як основа «автомобільної» концепція *FADEC*, що представляє собою перший крок до системи *FRACAS* і, відповідно ІПВ / CALS / PLM-технологій, які призначені для отримання і відображення діагностичної інформації бортової системи самодіагностики. Сьогодні вона вже «вміє» відображати поточні параметри роботи двигуна, інших систем, вузлів і агрегатів, відображати і розшифровувати «коди помилок», «стирати помилки» з електронного блоку управління (ЕБУ), автоматично відправляти значення величин параметрів, що контролюються датчиком (логи), в інтегроване електронне інформаційне метaprостранство, де протягом півроку можна подивитися не тільки поточні значення контрольованих величин в різний час, але і побачити на карті весь маршрут автомобіля за цей період [4].

Не менш значущими для ІПВ / CALS / PLM-технологій на АТЗК є такі найпростіші (з точки зору вирішуваних на АТ завдань) електронні інформаційні системи, як:

- GPS-Trace Orange, що надає на базі комерційної системи моніторингу транспорту «Wialon» послуги супутникового спостереження і контролю через Web-інтерфейс за PC, оснащеним трекером або будь-якими іншими комунікаторами з модулем GSM [4];

- M2M (машинно-машинне взаємодія або англ. Machine-to-Machine, Mobile-to-Machine, Machine-to-Mobile), що створює технології, які дозволяють досить просто, надійно і вигідно забезпечити передачу даних між «розумними» пристроями (smart devices), що представляють собою електронні машини, здатні взаємодіяти між собою [5];

- СКРТ (Система контролю витрати палива), що представляє набір сучасних «інструментів» управління РС, заснований на базі супутникової навігації моніторингу транспорту, що забезпечує контроль витрати палива, навантаження на осі, часу роботи РС та інших параметрів експлуатації [6];

- Teletrack, що представляє спеціалізований програмно-апаратний комплекс для супутникового моніторингу, який складається з бортового сканер - комунікатора (контролер - комунікатор, різні датчики, що забезпечують відкриту архітектуру, масштабованість, гнучкість системи моніторингу), ПЗ (серверного, диспетчерського «Track Control») і що дозволяє інтегрувати дані рішення для моніторингу транспорту в будь-яку керуючу систему підприємства, вирішуючи складні і нестандартні задачі [7];

- Dynafleet®, що є шведської транспортно-інформаційною системою або єдиним телематичним продуктом для тягачів (наприклад, Scania), яка працює на всій території ЄС.

Сукупність на АТЗК традиційних підприємств і абсолютно нових утворень (наприклад, GPS-Trace Orange, M2M, СКРТ і ін.), що представляють електронні інформаційні системи і технології, формує на АТЗК і АТ в цілому абсолютно нові принципи технічної експлуатації автомобілів. Під одним з таких принципів розуміється адаптивна система підтримки технічного стану РС [8], ключовим моментом якої є розробка інформаційно-комунікаційної системи і бази прогнозних моделей, що забезпечують шляхом моніторингу дистанційне отримання необхідної поточної інформації від автомобіля і її обробку, а також вироблення коригувальних впливів.

## Література

1. Информационные технологии на автомобильном транспорте / Власов В.М., Николаев В.Б., Постоит А.В. [и др.] – М.: МАДИ (ГТУ), 2006. – 283 с.
2. Аринин И.Н. Техническая эксплуатация автомобилей / И.Н. Аринин, С.И. Коновалов, Ю.В. Баженов. – Изд. 2-е. – Ростов н/Д: Феникс, 2007. – 314 с.
3. В ЗАО «Гражданские самолёты Сухого» начата эксплуатация системы «Оповещения об отказах, анализе и корректирующих действиях» (FRACAS) самолёта *SUKHOI SUPERJET 100*. [Электронный ресурс] // ООО «АвиаПорт». – Режим доступа: <http://www.aviaport.ru/digest/2011/06/14/217102.html>.
4. *GPS-Trace Orange* [Электронный ресурс] // Словари и энциклопедии на Академике. – Режим доступа: <http://dic.academic.ru/dic.nsf/ruwiki/1430780>.
5. *M2M*. Материал из Википедии – свободной энциклопедии [Электронный ресурс] // Википедия – свободная энциклопедия. – Режим доступа: <http://uk.wikipedia.org/wiki/M2M>.
6. СКРТ. [Электронный ресурс] // СКРТ – Мониторинг транспорта и контроль расхода топлива. – Режим доступа: <http://www.ckpt.ru/>.
7. Волков. В.П. Совершенствование методов и средств мониторинга работоспособности автомобилей / В.П. Волков, П.Б. Комов, И.В. Грицук, [и др.]

// Весник НТУ ХПИ. – 2014. – С. 93-97. – (Серия: Автомобиле- и тракторостроения).

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

Володарець Микита Віталійович, к.т.н., доцент, Приазовський державний технічний університет, [volodarets.nikita@gmail.com](mailto:volodarets.nikita@gmail.com)

## **ЩОДО ПИТАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕКУПЕРАТИВНИХ СИСТЕМ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З ЕЛЕКТРИЧНОЮ ПЕРЕДАЧЕЮ ПОТУЖНОСТІ**

Ефективне використання паливо-енергетичних ресурсів на транспорті можливо за рахунок збільшення коефіцієнту корисної дії енергетичної системи та зменшення енергетичних втрат. Рекуперація енергії при експлуатації тягового рухомого складу є одним з найбільш раціональних шляхів енергозбереження [1-8]. Так, для електрорухомого складу доволі ефективною є система накопичення електричної енергії в конденсаторах великої ємності на гальмових режимах (рекуперативне гальмування) з подальшим її використанням на розгінних та тягових режимах, а також накопичення електричної енергії додатково може здійснюватись при роботі дизель-генераторної установки на холостому режимі.

Ефективність використання рекуперативних систем зростає з підвищенням нерівномірності руху складу при частих гальмуваннях та прискореннях або при зміні напрямку руху [5]. Враховуючи вищесказане, можна зробити висновок, що, наприклад, на залізничному транспорті найбільший ефект від використання системи рекуперації електричної енергії може бути отриманий для електропоїздів, де спостерігається найбільша нерівномірність руху.

Найбільш прийнятними для електричних рекуперативних систем є конденсатори великої ємності, що розроблені останнім часом і не потребують постійного контролю й регулярного обслуговування [2]. Окрім цього, вони мають значно більший термін використання й можуть притерпати глибокі розряди. Впровадженню рекуперативних електричних систем на транспорті з електричною передачею потужності сприяє також поява надпотужних напівпровідникових елементів плавного регулювання електричного струму (напівпровідникових тріодів), що в порівнянні з тиристорами великої потужності діють більш надійно й мають більш високу граничну робочу частоту.

Що стосується автомобілів, то електрична потужність, споживана різними навантаженнями на борті сучасного транспортного засобу (електропідігрівання сидінь, стекол, дзеркал, кондиціонер, електричні підйомники стекол, каталізатор з електропідігріванням, підвіска, аудіосистема

та ін.), досягла декількох тисяч ватів і продовжує стрімко збільшуватися. Забезпечення такої потужності в існуючій 12 В електричній системі може приводити до збільшення сили струму до декількох сотень амперів. Для зниження струмових навантажень на електричну систему автомобіля в автомобільній промисловості в найближчі роки планується перехід на нову 42 В електричну систему.

Одним з перспективних варіантів є комбіноване джерело енергії, що складається із конденсатора й традиційної акумуляторної батареї. При цьому, батарея забезпечить живлення низькострумових тривалих навантажень (аудіосистема стандартної потужності, освітлення під час відключеного двигуна й таке інше), а конденсатор буде відігравати роль «буферного» джерела енергії, забезпечить видачу й прийом потужних короткочасних імпульсів для пуску двигуна, розгону автомобіля й рекуперації енергії гальмування. Таке застосування накладає вимоги на «буферний» накопичувач енергії за рівнем максимальної потужності, кількості циклів заряд/розряд, діапазону робочих температур і надійності.

### Література

1. Falendysh, A. Calculation of the Parameters of Hybrid Shunting Locomotive / A. Falendysh, P Kharlamov, O Kletska, N Volodarets // Transportation Research Procedia Volume 14, 2016, Elsevier B.V. Pp. 665-671. - DOI: 10.1016/j.trpro.2016.05.32.
2. Gritsuk, I.V., Mateichyk, V., Aleksandrov, V., Prilepsky, Y. et al., "Features of Modeling Thermal Development Processes of the Vehicle Engine Based on Phase-Transitional Thermal Accumulators," SAE Technical Paper 2019-01-0906, 2019, doi:10.4271/2019-01-0906.
3. Falendysh A., Volodarets M., Hatchenko V., Kletska O. The impact of the type of operation on the parameters of a shunting diesel locomotive with hybrid power plant. MATEC Web of Conferences: BulTrans-2017: 9th International Scientific Conference on Aeronautics, Automotive and Railway Engineering and Technologies. 2017. Vol. 133. Article number 03003. – 4 p. – DOI: 10.1051/mateconf/201713303003.
4. Volodarets M., Kletska O., Hatchenko V., Shuleshko D., Kosariev O. Determination Parameters of a Hybrid vehicle in Its Life Cycle. International Journal of Engineering & Technology. 2018. Vol. 7, №. 4.3. Pp. 339-343. – DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19830.
5. Фалендиш А. П., Володарець М. В., Артеменко О. В. Перспективи енергозбереження для електрифікованих транспортних засобів // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2017. – №. 4. – С. 215-218.
6. Фалендыш А. П., Володарец Н. В. Использование гибридных передач на маневровых тепловозах // Локомотив-информ. – 2010. – №. 12. – С. 4-7.э



7. Volodarets M. Assessment of vehicle effective modernization taking into account the life cycle cost, technical and environmental parameters //Автомобильный транспорт. – 2016. – №. 39. – С. 90-94.

8. Брагін М. І., Володарець М. В., Фалендиш А. П. Аналіз праць вчених по визначенню техніко-економічних показників тягових транспортних засобів //Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2017. – №. 3. – С. 31-35.

Вірченко Віктор Вікторович, к.т.н., доцент, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

Шаповал Микола Віталійович, к.т.н., старший викладач, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

Орисенко Олександр Вікторович, к.т.н., доцент, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

Скорик Максим Олексійович, старший викладач, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, [maxym.skoryk@gmail.com](mailto:maxym.skoryk@gmail.com)

## **СИСТЕМА КЕРУВАННЯ ДАХОВИМ ОБТІЧНИКОМ ІЗ ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ**

Доцільність встановлення дахового обтічника як рухомого, так і нерухомого була описана авторами у своїх працях [1, 2, 3, 4, 5, 6]. Усі автори, розглядаючи рухому конструкцію, зупинялися на лише на одному переміщенні – вертикальному. Нами було досліджено доцільність встановлення універсального обтічника, який виконуватиме два рухи – вертикальний та повздовжній горизонтальний [7]. Такий обтічник можна застосовувати на тягачах із різною висотою кабіни, бо він дає можливість змінити параметри реального процесу обтікання автопоїзду повітрям.

Тому, при подальших дослідженнях було вирішено приділити увагу гідравлічній системі керування обтічником через те, що вона забезпечує плавність рухів вихідних ланок, можливість безступінчастого регулювання швидкості у широкому діапазоні, малу інерційність, простоту керування та автоматизації, високу експлуатаційну надійність та стійкість до перевантажень.

Принцип роботи системи (рис.1) полягає в тому, що із гідробака всмоктується рідина за допомогою нерегульованого насоса з постійним направленням потоку та подається до гідравлічного розподільника з електромагнітним керуванням. У нейтральному положенні золотника гідророзподільника при працюючому насосі на ділянці трубопроводу між насосом і розподільником починає збільшуватися тиск, при цьому спрацьовує запобіжний клапан і рідина зливається назад у бак. При зміні позиції золотника відкриваються прохідні перерізи в гідророзподільнику і рідина починає надходити в поршневу порожнину гідроциліндрів. Зі штокової порожнини гідроциліндрів рідина по гідролінії зливу проходить через гідророзподільник,

регульовані дроселі із сервоприводом і очищаючись фільтром, потрапляють на злив у бак.

Швидкість поступального руху штоків гідроциліндрів регулюється дроселями. Реверсування руху штоків здійснюється шляхом перемикання позицій гідророзподільника. При аварійній зупинці штоків (наприклад, непереборне зусилля) тиск у системі зростає, викликаючи тим самим відкриття запобіжного клапана й скидання робочої рідини в бак.

Завдяки сучасним можливостям та розвитку складних електронних систем керування шляхом впровадження такої системи у процесі керування гідроциліндрами можливо забезпечити надійність роботи системи (довготривалий міжремонтний період, контроль та вимкнення під час надлишкового тиску на систему, взаємозв'язок з бортовим комп'ютером і т.п.), економічність (забезпечення роботи обладнання в межах раціональних параметрів і режимів роботи), ергономічність (зручність у використанні) та техніку безпеки (запобігання виникненню багатьох видів травматизму під час експлуатації системи).

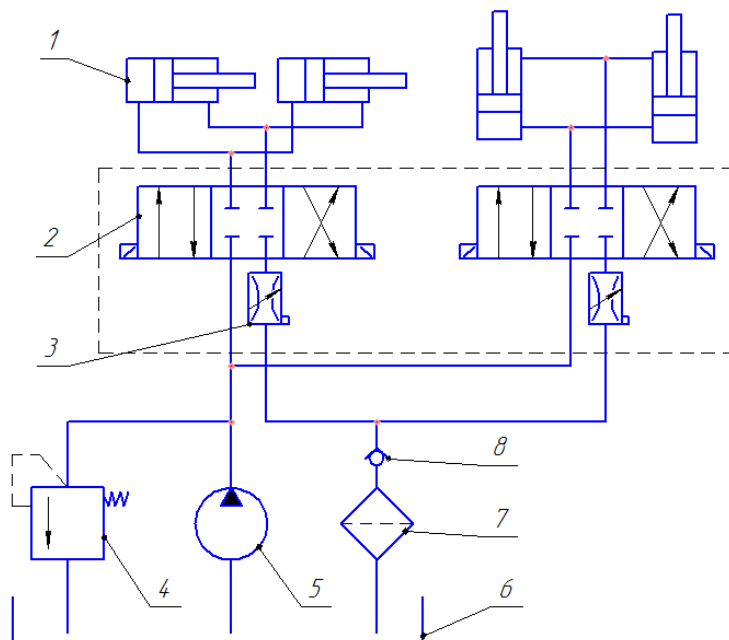


Рисунок 1 – Гідравлічна система зміни параметрів дахового обтічника під будь-який причіпний склад:

1 – гідроциліндр; 2 – гідравлічний розподільник; 3 – дросель із сервоприводом; 4 – запобіжний клапан; 5 – гідронасос; 6 – гідробак; 7 – фільтр; 8 – зворотній клапан

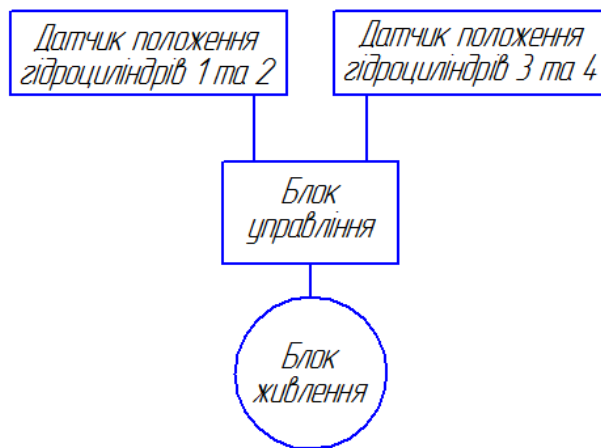


Рисунок 2 – Структурна схема гідравлічної системи зміни параметрів дахового обтічника під будь який причіпний склад

Таку гідравлічну схему можливо живити, як від двигуна так і від мережі живлення автомобіля. За рахунок сучасних електропристроїв керування можна змінювати положення обтічника не виходячи з тягача, шляхом встановлення гідророзподільника та регульованого дроселя до кабіни транспортного засобу, і поєднанні цих компонентів в єдиний блок управління. Також, при підключенні блоку управління до бортового комп'ютера сама система може задавати оптимальні параметри для відповідних умов, цим самим зменшити вплив людини на систему та не дати вийти з ладу обладнанню під час сильних поривів вітру. Датчики гідроциліндрів показують зміну вильоту штока і забезпечують точне керування зміною габаритних розмірів обтікаючого елемента.

Отже, представлена гідравлічна система керування даховим обтічником може повністю задовольнити вимоги як конструкції, так і паливної економічності вантажного автопоїзда.

## Література

1. Карабцев В. С. Аэродинамика плоскообтекаемых тел и возможности ее применения при проектировании грузовых автомобилей. Аналитический обзор / В. С. Карабцев, Д. Х. Валеев. – М.: Механика машин, механизмов и материалов. – 2011. – № 4. – С. 97 – 102.
2. Cooper K R. Commercial vehicle aerodynamic drag reduction: Historical perspective as a guide in the aerodynamics of heavy vehicles: Trucks, buses, and trains [M]// Lecture Notes in Applied and Computational Mechanics. Berlin, Heidelberg: Springer, 2004: 9 – 28. [https://doi.org/10.1007/978-3-540-44419-0\\_2](https://doi.org/10.1007/978-3-540-44419-0_2)
3. Pevitt C. A Computational Simulation of Aerodynamic Drag Reductions for Heavy Commercial Vehicles / C. Pevitt, H. Chowdury, H. Moriaand, F. Alam // 18th Australasian Fluid Mechanics Conference. – Launceston, Australia. – 3-7 December 2012. – p. 54 – 84.

4. Пилипенко, О. М. Моделювання аеродинаміки сидельного автопотягу / О. М. Пилипенко, О. В. Батраченко, І. М. Литовченко // Вісник Хмельницького національного університету. – 2017. – №2. – С. 27 – 33. <http://dspace.nuft.edu.ua/jspui/handle/123456789/25524>

5. Khosravi, M. Aerodynamic drag reduction of heavy vehicles using append devices by CFD analysis / Khosravi, M., Mosaddeghi, F., Oveisi, M // J. Cent. South Univ. (2015) 22: 4645–4652. <https://doi.org/10.1007/s11771-015-3015-7>

6. Khaled M, Elhage H, Harambat F, Peerhossaini H. Some innovative concepts for car drag reduction: A parametric analysis of aerodynamic forces on a simplified body [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2012, 107/108: 36 – 47. <https://doi.org/10.1016/j.jweia.2012.03.019>.

7. Virchenko, V.V. Streamlining influence on the long-haul trucks with an installed movable roof fairing performance properties teoretical studies / V.V. Virchenko, M.O. Skoryk, A.I. Kryvorot, O.I. Meshko // Academic Journal Series: Industrial Machine Building, Civil Engineering. – Poltava: Poltava National Technical Yuri Kondratyuk University, 2018. – Issue 2 (51). – P. 187 – 195.

Грицук Ігор Валерійович, д.т.н., професор, Херсонська державна морська академія, [gritsuk\\_iv@ukr.net](mailto:gritsuk_iv@ukr.net)

Курносенко Дар'я Вікторівна, аспірант, Херсонська державна морська академія, [dasha10021991@gmail.com](mailto:dasha10021991@gmail.com)

Скрипка Григорій Леонтійович, старший викладач, Херсонська державна морська академія

Сімагін Антон Федорович, Херсонська державна морська академія

## **ОБҐРУНТУВАННЯ КРИТЕРІЇВ ОЦІНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ**

Одним з основних шляхів підвищення ефективності використання транспортних засобів (на прикладі річкового і морського транспорту) є підвищення надійності елементів суднових енергетичних установок (СЕУ). Їх надійність впливає на безпеку експлуатації судна, на вартість і трудомісткість його ремонтів і технічного обслуговування (ТО). У зв'язку з цим розробку заходів щодо підвищення безвідмовності елементів СЕУ, оцінку рівня працездатності елементів і підготовку рекомендацій щодо можливості подальшої експлуатації елемента слід проводити на основі детального аналізу даних про їх технічний стан. Такі заходи зведуть до мінімуму ймовірність виникнення відмов елементів СЕУ в процесі експлуатації, що в свою чергу, підвищить ефективність експлуатації судна в цілому. Також такі заходи виключать передчасне списання елементів СЕУ, що не виробили свій фактичний ресурс, що підвищить рентабельність судноплавної компанії.

Питання технічної експлуатації енергетичної установки і судна в цілому присвячено багато робіт, наприклад: Блінова Е.В., Гальперіна М.М., Нікітіна АМ, Розенберга Г.Ш., аналіз яких показує, що в організації процедури технічної експлуатації СЕУ істотне місце займає інформаційне забезпечення технічних

процесів ТО. Зокрема, згідно з СОЛАС (Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі) і ПДМНВ (Міжнародна Конвенція про підготовку дипломованих моряків та несення вахти) як міжнародних угод, так і Правил технічної експлуатації суден, особливо виділяється наявність відповідного потоку інформації про все, що відбувається на судні. Щодо ТО, наявність відповідної інформації про технічний стан елемента СЕУ на увазі внесення обґрунтованих змін в обсяг і періодичність виконання відповідних робіт з підтримки працездатності елемента енергетичної установки. При підготовці робіт, пов'язаних з виконанням ТО, першочергову роль відіграє відповідне алгоритмічне забезпечення обробки даних інформації про технічний стан елементів СЕУ.

Надійність суднової енергетичної установки [1] – це здатність СЕУ забезпечувати судно всіма видами енергії, необхідними для його використання за призначенням, зберігаючи при цьому встановлені параметри роботи при дотриманні регламентованих вимог до технічного обслуговування, ремонтів та зберігання. Надійність енергетичної установки обумовлюється високим рівнем безвідмовності, ремонтпридатності, довговічності і зберігання входить в СЕУ обладнання, а також передбаченим при проектуванні резервуванням механізмів і систем. Надійність річкового і морського транспорту забезпечується при проектуванні судових механізмів і установки в цілому, досягається при їх створенні і підтримується в процесі експлуатації. Виявляється головним чином в забезпеченні максимально можливого часу експлуатації за термін служби судна. Специфічність поняття надійності енергетичної установки полягає в різноманітті виконуваних судном завдань. У деяких випадках необхідна працездатність СЕУ може забезпечуватися при відсутності можливості використовувати весь діапазон специфікаційних режимів її роботи. Це визначає специфічність таких понять, як працездатність, ремонтпридатність, довговічність судових механізмів і систем.

До основних критеріїв працездатності СЕУ відносять міцність, жорсткість, зносостійкість, а до додаткових – теплостійкість, вібростійкість та ін. Міцність – здатність деталі сприймати прикладені навантаження без руйнування або виникнення пластичних деформацій. Найчастіше міцність є головним критерієм працездатності більшості деталей та механізмів СЕУ. Жорсткість – здатність деталі чинити опір зміні форми і розмірів під дією прикладених навантажень. Іноді вирішальним є не критерій міцності, а критерій жорсткості, тому що він задає великі розміри деталей. Зазвичай розглядають поздовжню, крутильну і контактну жорсткість. Зносостійкість – здатність деталі зберігати необхідні розміри поверхонь, які труться протягом заданого терміну служби. Велика кількість деталей СЕУ виходить з ладу внаслідок зносу. Теплостійкість – здатність нормально працювати в заданому температурному режимі в межах встановленого терміну служби. Робота більшості механізмів СЕУ пов'язана з підвищеними режимами або виділенням тепла при подоланні сил тертя між окремими деталями. Вібростійкою називають здатність конструкції працювати в потрібному режимі без неприпустимих коливань, близьких до області резонансів. Цей критерій обумовлює здатність конструкції працювати в необхідному діапазоні режимів без

неприпустимих коливань і вібрацій. Вібрації викликають додаткові змінні напруги і призводять до втомного руйнування.

Важливість проблеми підвищення надійності підтверджується також економічними міркуваннями. Недостатній рівень надійності – це додаткові витрати, викликані аваріями і простоями суден, зниженням їх швидкості і збільшенням часу вантажних операцій, а також додаткові витрати на ремонт і технічне обслуговування обладнання. Збільшення міжремонтного періоду суден, скорочення чисельності суднових екіпажів (без збільшення напруженості праці) не можуть бути успішно реалізовані без істотного підвищення надійності всіх технічних засобів. У цьому полягають економічні передумови проблеми надійності. Таким чином, проблема забезпечення необхідного рівня надійності суднового устаткування відноситься до числа проблем першорядної важливості. Технічний прогрес висунув проблему надійності на перше місце і залежить від успішного її вирішення [2]. Однак недостатньо розуміти значення надійності для підвищення техніко-економічної ефективності створення і використання технічних засобів. Необхідно вміти кількісно оцінювати рівень надійності, визначати кількісну залежність надійності від режимів використання та умов експлуатації.

Терміни та визначення основних понять і показників надійності наведені в керівних документах. Доцільно навести додаткові роз'яснення деяких основних понять і вихідних положень теорії і практики надійності. Будь-який об'єкт, з точки зору відповідності пропонованим до нього вимогам, в кожен момент може знаходитися в одному з наступних станів: справному, працездатному, несправному, непрацездатному, граничному. Поняття *«справність»* ширше, ніж поняття *«працездатність»*. Працездатний об'єкт, на відміну від справного задовольняє лише тим вимогам нормативно-технічної документації (НТД), які забезпечують його нормальне функціонування з параметрами, встановленими в НТД, тобто із встановленими значеннями потужності, швидкості, напруги, точності регулювання, продуктивності, опору ізоляції. Працездатний об'єкт може бути несправним, проте його несправність при цьому не настільки істотна, щоб перешкоджати нормальному функціонуванню об'єкту (наприклад, перегорання сигнальної лампи контролю живлення на щиті за наявності вольтметра; деформація рукоятки управління, практично не впливає на процес управління тощо).

Під час розподілу об'єктів на *відновлювані* і *невідновлювані*, з одного боку, і на *ремонтвані* і *неремонтвані* – з іншого, слід мати на увазі, що термін *«ремонтвані»* характеризує пристосованість об'єкту до проведення ремонту та технічного обслуговування як внутрішня властивість об'єкта, яке визначається його конструкцією, а термін *«відновлюваний»* характеризує можливість і доцільність відновлення працездатності і справності об'єкту в конкретній ситуації під час його експлуатації. Об'єкт може бути ремонтваним, але не відновлюваним. Наприклад, багато контрольно-вимірювальних приладів та елементів автоматики за своєю конструкцією є об'єктами ремонтваними, але в умовах судна, як правило, не підлягають ремонту, тобто відновленню

працездатності після відмови, і тому розглядаються як невідновлювані. У той же час є чимало об'єктів, які однозначно можна віднести або до відновлюваних і ремонтіваних, або до невідновлюваних і неремонтіваних. Більшість судових механізмів: двигуни, насоси, сепаратори – є об'єктами ремонтіваними і відновлюваними, а такі вироби, як електричні лампи, підшипники і – неремонтіваними і невідновлюваними. Розподіл об'єктів на ремонтівані і неремонтівані є визначальним при виборі показників для оцінки їх надійності.

Сукупність властивостей, що обумовлює придатність продукції, об'єктів для задоволення певних потреб відповідно до їх призначення, називається *якістю*. *Надійність* є одним зі складових властивостей якості об'єкту. У свою чергу, надійність можна розглядати як складну властивість, що включає в себе кілька часткових властивостей, в тому числі *безвідмовність*, *довговічність*, *ремонтпридатність* і *збереженість*. На сьогоднішній день найбільш докладно досліджено показники працездатності та безвідмовності як основних властивостей надійності, що забезпечує безперервну експлуатацію суден.

*Головні малооборотні двигуни* [2]. Найбільш характерним показником надійності головного двигуна є напрацювання на одну вимушену зупинку судна в морі. Для сучасних суден цей показник змінюється від 330 до 645 год. при тривалості стоянки 70÷137 хв. Найменш надійними вузлами головних двигунів є циліндро-поршнева група (ЦПГ) ( $k_0=25\%$ ) і паливна апаратура ( $k_0=30\%$ ). Час безвідмовної роботи багатьох деталей (поршні, циліндрові втулки, підшипники і т.д.) узгоджується за законом гамма-розподілу.

*Допоміжні механізми енергетичної установки* [3]. У таблиці 1 наведено значення середнього часу безвідмовної експлуатації  $T_e$  деяких допоміжних механізмів.

Таблиця 1. Середній час безвідмовної експлуатації деяких допоміжних механізмів.

Найменування механізму	$T_e$ , тис. год.	Найменш надійні елементи та їх коефіцієнти відмов $k_0$ , %
Компресори пускового повітря	5÷9	Клапан 50-90; ЦПГ 3-14; підшипник 2-14
Відцентрові насоси	10÷26	Ущільнення 40-70; підшипник 12-30; вал 10-30; робоче колесо 3-16
Поршневі насоси	8÷13	Поршневе кільце 10-37; клапан 29-62; підшипник 5; сальник 7-17
Відцентровий сепаратор	13÷28	Прокладка барабана 10-29; черв'ячна передача 11-26; муфта 10-30; підшипник 5-28

*Гребні гвинти і валопроводи*. Гребні гвинти, як правило, не відновлюють в судових умовах. Тому показник безвідмовності (середнє напрацювання до відмови) збігається з показником довговічності – ресурсом до капітального ремонту або до заміни (списання). За даними обстеження 360 торгових суден і великої кількості військових кораблів США, для 50% судів капітальний ремонт

гребних гвинтів, виготовлених з марганцовистої бронзи, потрібен був через 10 років експлуатації і раніше, а 35% гвинтів були замінені в перші 5 років. Відмови гребних валів відбуваються, як правило, внаслідок розвитку явища втоми. Згідно з результатами обстежень одновальних морських судів США, більше 30% всіх валів мали термін служби до 3 років і лише 13% – від 9 до 12 років.

В останні роки на судах починає впроваджуватися система регламентації експлуатації і ремонту по фактичному технічному стану суден та їх енергетичних установок. В основі цієї системи лежить принцип постійного контролю поточного технічного стану судна і його енергетичної установки і прийняття рішень на проведення тих чи інших заходів з їх технічного обслуговування і ремонту, виходячи з їх фактичного технічного стану. Така система дозволяє істотно економити матеріальні та фінансові ресурси, що виділяються на потреби експлуатації та ремонту суден.

### Література

1. Морской энциклопедический справочник. В двух томах. Том 1. / Под ред. Н.Н. Исанина. - Л.: Судостроение, 2012, с.14-15.
2. Карпов Л. Н. Надежность и качество судовых дизелей. Л., «Судостроение», 1999.
3. Смирнов О. Р., Юдицкий Ф. Л., Надежность судовых энергетических установок. Л., Судостроение, 1998.

Грицук І. В, д.т.н, професор, кафедра Експлуатації СЕУ, Херсонська державна морська академія, gritsuk\_iv@ukr.net

Погорлецький Д. С, ст. викл, кафедра Експлуатації СЕУ, Херсонська державна морська академія, dimon150582@gmail.com

Адров Д.А, ст. викл, Український державний університет залізничного транспорту

Матейчик П.В, студент Національного технічного університету

Черненко В.В, ст. викл, кафедра Експлуатації СЕУ, Херсонська державна морська академія, v.chernenko18@gmail.com

### ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ, ОБЛАДНАНОГО ГАЗОБАЛОННОЮ СИСТЕМОЮ ЖИВЛЕННЯ 4-ГО ПОКОЛІННЯ, В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

**Постановка проблеми.** Ефективність функціонування транспортних засобів (ТЗ), як складної технічної системи, залежить від його технічного стану. У зв'язку з цим виникає потреба визначення його технічного стану і керування ним в умовах експлуатації на основі даних, отриманих в процесах моніторингу та при прогнозуванні основних його параметрів. Було виявлено, що умови експлуатації і навколишнє середовище можуть вносити невизначеність та випадковість вихідних даних і ситуацій, та змінювати характер взаємодії між складовими частинами агрегатів та систем ТЗ [1,2].



Моніторинг процесів прогрівання транспортного двигуна працюючого на зрідженому газовому паливі має суттєві складності, тому що потребує формування вимірювального комплексу на основі ТЗ. Ефективність роботи вимірювального комплексу при використанні в ТЗ наряду залежить від своєчасності і контролюваності теплових процесів, що потребує наявності моніторингу параметрів роботи транспортного двигуна. Для цього доцільно враховувати інформацію системи OBD (On Board Diagnostic), зокрема інформацію, отриману скануванням пам'яті електронного блоку керування (ЕБК) ТЗ спеціальними технологічними засобами (за наявності) [3].

Аналіз літературних джерел показав, що дослідження процесів прогрівання транспортного двигуна працюючого на зрідженому газовому паливі, а також розробка вимірювального комплексу для дослідження роботи транспортного засобу, який забезпечує дистанційний моніторинг засобами ITS в умовах експлуатації ТЗ, не проводились, що й підтверджує актуальність даної роботи.

**Основний матеріал.** Для дослідження температурних режимів роботи транспортного засобу з двигуном, обладнаним системою впорскування газового палива в умовах експлуатації потрібно вимірювати параметри технічного стану ТЗ, в частині витрати палива, температур технологічних рідин (охолоджуюча рідина), часу теплової підготовки, частоти обертання, швидкості і положення ТЗ. Для аналізу отриманих значень параметрів технічного стану ТЗ додатково потрібно отримати коефіцієнт надлишку повітря, температуру каталізатора, напругу на датчиках  $O_2$  каталізатора, тиск і температуру у впускному колекторі, напругу бортової мережі - зарядки акумулятора.

В частині використання системи впорскування газового палива потрібна додаткова фіксація і дослідження параметрів теплоносіїв (охолоджуюча рідина) в системі охолодження двигуна ТЗ. Проведення досліджень бензинового ТЗ, оснащеного системою впорскування газу, викликано особливостями процесів теплової підготовки ТЗ в період післяпускового прогріву і особливостями запуску системи впорскування газу. Специфічні особливості зрідженого газового палива та конструкції газової паливної апаратури для його подачі у двигун є причиною ускладнень при запуску транспортного двигуна, який працює на зрідженому газовому паливі в умовах низьких температур навколишнього середовища.

Результати, отримані в процесі моніторингу параметрів технічного стану ТЗ, за допомогою рівня інфраструктури транспорту передаються на рівень дослідження і обробки інформації про стан і положення об'єкту транспорту.

В результаті системної взаємодії складових для здійснення означених функцій бортова СМПТС ТЗ за допомогою складових елементів виконує дистанційне дослідження роботи ТЗ, обладнаного системою впорскування газового палива в умовах експлуатації засобами ITS. Обмін інформацією здійснюється через мережі отримання і передачі інформації, а саме GPS, ГЛОНАСС, GPRS, Internet або локальну мережу. У пам'ять СМПТС закладаються вихідні дані, в тому числі і параметри ТЗ і транспортного

двигуна. Фрагмент результатів проведених вимірювань у вигляді карти руху ТЗ і графіків зміни параметрів технічного стану ТЗ в часі показаний на рис. 1.

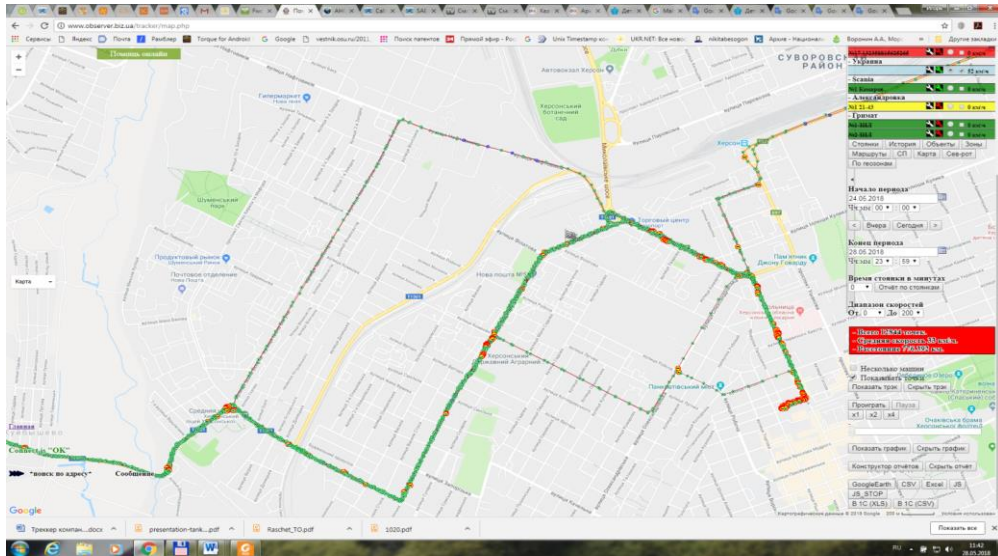


Рисунок 1 – Фрагмент звіту про результати проведених вимірювань теплової підготовки ТЗ, обладнаного системою впорскування газового палива, у вигляді карти руху ТЗ

В результаті проведеного дослідження було встановлено, що фактичний час прогріву транспортного двигуна до температури  $85^{\circ}\text{C}$  при температурі навколишнього середовища  $8^{\circ}\text{C}$  (прогрів зупиненого ТЗ в режимі х.х.) склав 22,50 хв, а в русі склав 8,2 хв (рис.2). Експериментально була отримана температура включення газової апаратури на ТЗ в умовах експлуатації  $66^{\circ}\text{C}$ .

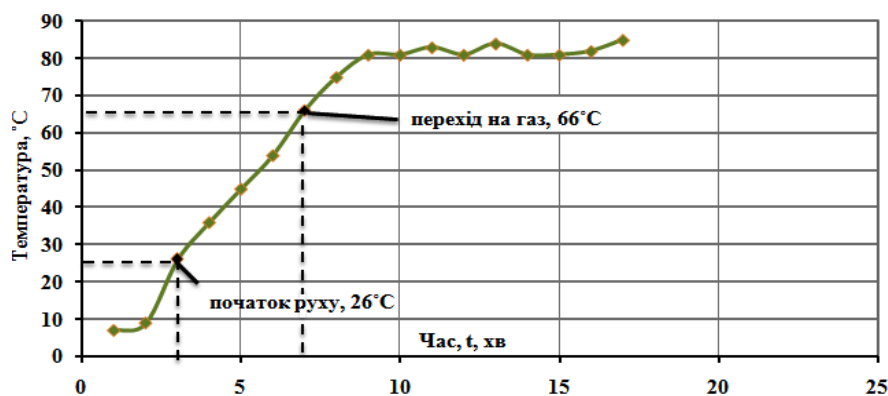


Рисунок 1 – Результати зміни температури ТЗ в процесі прогріву ТЗ

Аналогічні результати були отримані і при всіх інших варіантах прогрівання ТЗ в умовах експлуатації, за умовами експериментального дослідження.

**Висновки.** Це дозволяє зробити попередній висновок, що бензинові двигуни транспортних засобів, які обладнані газобалонним обладнанням 4-го покоління не можуть забезпечити достатнього прогріву усієї системи

охолодження двигуна ТЗ для своєчасного переходу на газове паливо (включення ГБО). Це залежить від багатьох факторів, що потребує подальших досліджень в даному напрямку. Для забезпечення одночасного з пуском забезпечення переходу транспортного двигуна на зріджене газове паливо (ГБО 4-го покоління) при низьких температурах навколишнього середовища, вважаємо доцільним встановити в систему охолодження транспортного двигуна технічний засіб для забезпечення одночасної передпускової і післяпускової теплової підготовки системи охолодження двигуна і газового редуктора-випарника.

### **Література**

1. Грицук І.В. Особливості формування предметної області і інформаційної системи оцінювання параметрів технічного стану транспортного засобу в умовах експлуатації / І.В. Грицук, Т.П. Білоусова, Ю.В. Грицук, Ю.В. Волков // Вісник Херсонського національного технічного університету, №3 (62), т.1, Херсон, 2017 - С. 302-306
2. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей/ [Н.Я. Говорущенко]. - Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1984. – 312 с.
3. Особливості формування методики застосування класифікації умов експлуатації транспортних засобів в інформаційних умовах ITS / В. П. Волков, І. В. Грицук, Ю. В. Грицук, Г. К. Шурко, Ю. В. Волков // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Х. : НТУ «ХПІ». – 2017. – № 14 (1236). – С. 10–20.

Грицук Ігор Валерійович, доктор технічних наук, професор, Херсонська державна морська академія, gritsuk\_iv@ukr.net

Симоненко Роман Вікторович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, rsym1975@gmail.com

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

Манжелей Віктор Стефанович, старший викладач, Херсонська державна морська академія, cevikman@i.ua,

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

Черненко Валентина Володимирівна, старший викладач, Херсонська державна морська академія, v.chernenko18@gmail.com

### **ОСОБЛИВОСТІ РОЗРОБКИ МОДЕЛІ БАЗИ ДАНИХ ІНФОРМАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ, ОСНАЩЕНОГО ТАХОГРАФОМ І ТРЕКЕРОМ**

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

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

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

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

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

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

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

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

де  $O_{tg} = \{o_{tgm} | m_{tg} = \overline{1, M_{tg}}\}$  – множина об'єктів автоматизації ТЗ, які

можливо представити самостійними частинами для блоків збирання і передачі інформації: про ідентифікацію ТЗ, про стан ТЗ, про час роботи ТЗ, про швидкість ТЗ, про стан причепа (додаткове обладнання) ТЗ формування опису моделі бази даних інформаційної системи моніторингу параметрів тахографа в системі технічного стану ТЗ;

$V_{tg\text{ вх.}} = \{v_{tgi} | i \in L_{tg\text{ вх.}}\}$  – множина вхідних інформаційних елементів;

$V_{tg\text{ вих.}} = \{v_{tgi} | i \in L_{tg\text{ вих.}}\}$  – множина вихідних інформаційних елементів;

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

## Література

1. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем: монография / Волков В.П., Матейчик В.П., Никонов О.Я. и др; под. ред. Волкова В.П. - Донецк: Ноулидж. 2013. - 400 с.
2. Волков В.П. Інформаційні системи моніторингу технічного стану автомобілів Монографія / Під редакцією Волкова В.П. / Волков В.П., Грицук І.В., Грицук Ю.В., Волков Ю.В., Володарець М.В. // Харків: Вид-во Панов А. М., 2018. - 298 с.
3. Волков, В.П. Особливості отримання інформації про параметри технічного стану двигуна і транспортного засобу в процесах формування інтелектуальної системи моніторингу в умовах ITS / В.П. Волков, І.В. Грицук, В.М. Павленко, Т.В. Волкова, М.В. Володарець, Ю.В. Волков, З.І. Краснокутська // Управління проектами, системний аналіз і логістика. – К., НТУ, 2016. - Вип.18 .Частина 1 Серія «Технічні науки», - С.11-23.
4. Тишковский, Д.В. Особенности методики создания информационной системы предприятий хлебопекарной промышленности [Электронный ресурс]/ Д.В. Тишковский // Современные проблемы науки и образования. – 2012. – № 4. – Режим доступа: [www.science-education.ru/104-6824](http://www.science-education.ru/104-6824) (дата обращения 13.09.2017 г.). – Название с экрана.
5. Атрощенко В.А. Технические возможности повышения ресурса автономных электростанций энергетических систем. Монография. / В.А. Атрощенко, Ю.Д. Шевцов, П.В. Яцынин, Р.А. Дьяченко, М.Н. Педько. - Краснодар: Издательский Дом - Юг, 2010. - 192 с.
6. Махаммад М.Д. Разработка информационной системы для дизельных электростанций с возможностями прогноза их технического состояния: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.13.01 / Махаммад Мааз Джасем Махаммад; ГОУ ВПО «Кубанский государственный технологический университет». – Краснодар, 2009. – 23 с.
7. Матейчик В. П. Особливості моніторингу стану транспортних засобів з використанням бортових діагностичних комплексів / В. П. Матейчик. В. П. Волков. П. Б. Комов. І. В. Грицук. А. П. Комов. Ю. В. Волков // Управління проектами, системний аналіз і логістика. Технічна серія. - 2014. - Вип. 13(1).- С. 125-137.
8. Дмитриченко М.Ф., Матейчик В.П., Волков В.П., Грицук О.К., Цюман М.П., Грицук І.В., Вайганг Г.О., Клименко О.А.. Програмне забезпечення систем моніторингу транспорту / Під редакцією Дмитриченка М.Ф. – Київ: Вид-во НТУ, 2016. – 204с.
9. Gritsuk, I., Zenkin E.Y., E., Bulgakov, N., Golovan, A. et al., "The Complex Application of Monitoring and Express Diagnosing for Searching Failures on Common Rail System Units," SAE Technical Paper 2018-01-1773, 2018, <https://doi.org/10.4271/2018-01-1773>.



Дитятьєв Олександр Васильович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [alex-dit@ukr.net](mailto:alex-dit@ukr.net)

Белов Валентин Іванович, ст. викладач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [belov.valentin45@gmail.com](mailto:belov.valentin45@gmail.com)

## **ХОЛОДОАГЕНТИ ДЛЯ АВТОМОБІЛІВ - СТАН І ПЕРСПЕКТИВИ**

Згідно з даними ВООЗ, підвищення температури повітря в салоні автомобіля до 35°C знижує здатність водія адекватно оцінювати ситуацію також, як алкоголь в крові вмістом 0,5 проміле. У зв'язку з цим, кондиціонер є важливим фактором безпеки руху. Тому потреба в кондиціонерах для автомобілів буде зростати. У 80-х роках минулого століття лише 10% автомобілів обладналися кондиціонерами, що обумовлювало відносно низьке споживання холодоагентів автомобільною промисловістю і автосервісом. В якості холодоагенту до 1992 року застосовувався Фреон R12, але відповідно до вимог Монреальського протоколу 1987 р. його випуск був повністю припинений в 1996 р.

До холодоагентів, що застосовуються в автомобілях, пред'являються вимоги ефективності, безпеки, економічної придатності, екологічної безпеки.

Ефективність визначається великим числом факторів, таких як температура кипіння, тиск насичення при температурі 30° С, критична температура, температура замерзання, теплота пароутворення і ін. Тому її неможливо для всіх варіантів застосувань висловити в кількісній формі.

Безпека включає в себе показники токсичності, горючості, тиску використання.

Економічна придатність оцінюється ресурсною базою вихідної сировини, вартістю виробництва.

Екологічна безпека складається з двох показників: Потенціалу Глобального Потепління (ПГП) і Озоно-Руйнуючого Потенціалу (ОРП). Вимоги екологічної безпеки постійно посилюються, що є причиною припинення виробництва окремих видів холодоагентів. У таблиці представлені відомі автомобільні холодоагенти і їх властивості. Як випливає з таблиці, в даний час відсутній холодоагент з ідеальними характеристиками. До того ж екологічні показники схильні до глобального та державного регулювання, в зв'язку з чим R12 через високий ПГП в даний час не може бути використаний ні за яких обставин, а R134a заборонений до застосування в багатьох країнах, включаючи Євросоюз, з 2017 р. У зв'язку з цим, до застосування в автомобільній промисловості рекомендований R1234yf, за своїми параметрами близький до R134a, але з набагато меншим ПГП. За продуктивністю новий газ поступається R134a до 10%, а по економічності, внаслідок його поки високої ціни, набагато більше. Крім того, R1234yf горючий, що накладає додаткові вимоги до конструкції кліматичних систем і устаткування для їх обслуговування. Однак для фахівців, які обслуговують кліматичні системи в ручному режимі, технологія і устаткування не зазнали істотних змін, в той час як автоматизовані установки автозаводи рекомендують інші, з більш

досконалыми характеристиками і розширеними функціями, наприклад, BOSCH ASC 651. В українських автосервісах пропонується промислове використання R1234yf починаючи з весни 2019 р.

Таблиця

Холодоагент		R12 CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	R134A CF <sub>3</sub> CFH <sub>2</sub>	R1234yf C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	R744 CO <sub>2</sub>	R717 NH <sub>3</sub>
Тип		Синтетичний	Синтетичний	Синтетичний	Природний	Природний
Ефективність		Дуже висока	Висока	Висока	Середня	Дуже висока
Безпека	Токсичність	Не токсичний	Не токсичний	Не токсичний	Не токсичний	Токсичний
	Горючість	Не горючий	Не горючий	Горючий	Не горючий	Горючий
	Тиск*	Низький, Рк<0,3МПа	Низький, Рк<0,3МПа	Низький, Рк<0,3МПа	Високий, Рк<14МПа	Низький, Рк<0,3МПа
Економічність		-	Середня	Середня	Висока	Середня
Екологічна безпека.	ПГП	10900	1430	0,31	1	0
	ОРП	1	0	0	0	0
Застосовність на автомобілях		До 1992г.	С 1991 до 2017** г.г.	С 2016 г.	С 2017 г.	Приклади не відомі

\*Рк- тиск при конденсації при температурі 30°;

\*\* - Обмеження, зокрема, для Євросоюзу.

Згодом, беручи до уваги горючість холодоагенту R1234yf, йому може знадобитися альтернатива. У зв'язку з цим, AUDI випустила в продаж модель А8 з холодоагентом R744 [1], що представляє собою двоокис вуглецю, який існує в даній кліматичній установці в понад критичному стані. Холодоагент має дуже низьку температуру кипіння і високий тиск конденсації, що накладає додаткові вимоги на процеси обслуговування і ремонту кліматичної установки. В останньому стовпчику таблиці представлена характеристика холодоагенту R717 (аміак). Відомо [2], що іншого холодоагенту з більш високою енергетичною ефективністю не існує, а небезпека R717 сильно перебільшена. До того ж аміак - єдиний холодоагент, чий запах стає нестерпним задовго до того, як концентрація речовини стає небезпечною. При його правильному використанні може бути забезпечений не тільки необхідний рівень безпеки, але і висока рентабельність установок.

### Література

1.Audi A8 (модель 4N). Новшества в климатической установке и внедрение хладагента R744. Программа самообучения 665. Volkswagen Technical Site: [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://vwts.ru>



2. О.Б. Цветков. Мировые тенденции и перспективы применения рабочих веществ низкотемпературной техники. [Электронный ресурс]. Режим доступа: [https://climatexpo.ru/files/science/pdf/2016\\_pdf/1\\_cvetkov.pdf](https://climatexpo.ru/files/science/pdf/2016_pdf/1_cvetkov.pdf)

Зыбцев Юрий Васильевич, старший преподаватель, Харьковский национального автомобильно-дорожного университета, dandz0814@gmail.com

## **ДОРОЖНЫЕ ИСПЫТАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ В ЭКСПЛУАТАЦИИ И ИССЛЕДОВАНИЯХ**

В эксплуатации показатели автомобилей постоянно меняются, чаще в сторону ухудшения. Изменения, особенно повышающие расход топлива, надо своевременно выявлять. Эта задача успешно решается при общем диагностировании автомобиля на тяговом роликовом стенде. Однако тяговые стенды дороги, СТО их не покупают, считая, что на такие услуги нет спроса: клиент уже выявил ухудшение технического состояния, и от СТО требуется лишь поиск и устранение дефекта. Другой аргумент – современный автомобиль имеет бортовые средства диагностики, например, расходомер топлива и потому не нуждается во внешнем диагностировании.

Эти доводы справедливы лишь частично. Квалификации, опыта и чувствительности водителей недостаточно, чтобы своевременно обнаружить ухудшение тяговых свойств автомобиля. В нашей практике бывало, что водитель замечал ухудшение, когда тяговые свойства снизились в 2-3 раза. Но при этом автомобиль не просто «плохо едет» – он впустую расходует топливо, т.е. невозстановимые природные ресурсы.

В этих условиях необходимо совершенствовать доступные для рядовых водителей методы диагностирования на дороге, особенно их варианты, не требующие сложного или чрезмерно дорогого оборудования.

Эта задача успешно решена в недавних работах ХНАДУ – обоснованы методы проверки автомобиля по разгону и выбегу на дороге с измерением ускорений и замедлений простыми средствами — спидометром и секундомером мобильного телефона. Эксперименты показали, что реальная картина сопротивлений не укладывается в общепринятые модели, и это следует учитывать при расчетах нормативов диагностических параметров – пути и времени выбега и разгона. Рекомендован разгон до 100...120 км/ч на прямой или близкой к ней передаче с последующим выбегом до остановки. Однако для этого нужны прямые горизонтальные участки дороги длиной 2...2,5 км. Такие участки – большая редкость.

Мы предложили испытывать автомобиль на короткой дороге, выполняя разгоны на понижающих передачах, а выбеги – с меньших скоростей.

Не менее актуальны такие испытания в научных исследованиях, например, при проверке работы автомобиля на альтернативных видах топлива. Обычно такие проверки выполняют на стендах с обязательным последующим

тестом на дороге – только реальное движение по дороге может выявить все особенности поведения двигателя и автомобиля в целом.

Процесс диагностирования включает в себя идентификацию автомобиля, выведение его на режим проверки, выполнение измерений диагностических параметров, сопоставление результатов с нормативами и постановку диагноза. При разработке метода необходимо учитывать все эти операции.

Наш анализ показал, что промах в оценке реальной массы автомобиля на 50...70 кг может вызвать ошибку диагноза – пропуск неисправности либо преждевременную браковку объекта. Проверка по выбегу мало чувствительна к неточности массы, зато неправильный выбор коэффициента сопротивления качению может недопустимо исказить расчетный норматив времени выбега.

Заложенные в первой половине XX века методы расчета используют описание крутящего момента двигателя формулой С.Р. Лейдермана. Однако у современных впрысковых двигателей с электронным управлением форма кривой момента бывает очень далека от параболы, ее приходится описывать полиномом 6-й степени или кусочной функцией с полиномами 3-4 степеней.

Сопротивление качению резко падает при скоростях ниже 20 км/ч, и описание его зависимости от скорости требует полиномов 4-5 степеней. То же можно сказать о сопротивлениях холостого хода трансмиссии.

Нуждается в пересмотре описание сопротивления воздуха квадратичной зависимостью от скорости. Фактическая картина намного сложнее. Это особенно наглядно демонстрирует анализ процессов выбега методом решения уравнений движения для последовательных пар точек с близкими скоростями (метод близких скоростей). Для практических расчетов удобно использовать постоянное значение коэффициента сопротивления воздуха  $C_x$ , но тогда приходится признать переменным показатель степени при скорости.

С учетом всего сказанного дифференциальное уравнение движения автомобиля принимает довольно сложный вид. Так, например, выглядит уравнение разгона в зоне 60 – 100 км/ч автомобиля Volkswagen Passat с двигателем 2E и шинами Michelin Energy Saver:

$$\frac{dV}{dt} = \left[ \frac{M_e u_i u_0 \eta}{r_{ko} - \lambda_M M_e u_i u_0 \eta} - 0,5 \rho C_x F \cdot \left( \frac{v}{3,6} \right)^{(8,94 \cdot 10^{-10} v^4 - 4,12 \cdot 10^{-7} v^3 + 9,24 \cdot 10^{-5} v^2 - 0,01057 v + 2,45)} - \right] \cdot \frac{1}{\delta \cdot m_a}, \quad (1)$$

$$\left[ (1,3 G_a - 1,2 q_{tp}) \cdot (1,55 \cdot 10^{-7} v^2 - 1,051 \cdot 10^{-5} v + 0,008569) \right]$$

где

$$M_e = 2,29 \cdot 10^{-19} n^6 - 5,76 \cdot 10^{-15} n^5 + 5,78 \cdot 10^{-11} n^4 - 2,94 \cdot 10^{-7} n^3 + 7,9 \cdot 10^{-4} n^2 - 1,0376 n + 65,504,$$

$$n = \frac{v \cdot u_i u_0}{0,377(r_{ko} - \lambda_M M_e u_i u_0 \eta)}.$$

Эти дифференциальные уравнения далеки от табличных интегралов. Предложено решать их как краевую задачу методом конечных разностей в пакете Microsoft Excel. Разработан алгоритм решения, приемлемый для специалиста со средним образованием. Анализ показал, что если принять шаг

сетки (т.е. дискретизации диапазона скоростей) 5 км/ч или менее; то погрешность результата составит не более 0,1 %.

В уравнении (1) не учтено падение крутящего момента в зависимости от ускорения и смещение точки максимального момента вдоль оси оборотов. Теория разгона автомобиля с современным двигателем освещена в литературе недостаточно. Она не позволяет описать указанные изменения конфигурации кривой момента не только в числах, но даже по знаку (т.е. смещение в область меньших или больших оборотов).

Анализ показал, что проверка технического состояния привода автомобиля возможна на III и II передачах, но не на I передаче – слишком мала длительность разгона, погрешность ручной засечки времени на секундомере может исказить диагноз.

Опытная проверка выполнялась на горизонтальном участке дороги длиной 1,7 км. Скорость измеряли проградуированным спидометром и параллельно приемником GPS Magellan Triton 300, время – по видеозаписи с частотой 30 кадров в секунду, путь – по разметке дороги, в качестве которой использовали стандартное барьерное ограждение с шагом стоек  $4 \pm 0,01$  м. Видеосъемку спидометра выполнял сам водитель, удерживая цифровой фотоаппарат на ступице руля (при этом изображение на видеозаписи получалось стабильнее, чем при других способах). Такую методику легко освоили все 48 водителей с самым разным стажем работы.

Для экспериментов выбирали дни без осадков, с сухой и чистой дорогой, со скоростью ветра менее 3 м/с. Загрузка автомобилей была от 2 до 5 человек. Массу автомобилей определяли при проверке тормозов на роликовом стенде Beissbarth BD 600 по показаниям весового устройства стенда.

Эксперименты на разных легковых автомобилях в целом подтвердили осуществимость и рациональность предложенного метода. Выявлены особенности работы автомобилей в испытательных режимах.

Автомобиль Honda Civic с автоматической трансмиссией не удалось испытывать на фиксированных передачах, несмотря на наличие системы Tiptronic – АКП самопроизвольно переключалась в режим D, причем на разных оборотах. В режиме S обороты в момент переключения варьировали меньше.

Испытания переднеприводных автомобилей на I передаче не удавались – ведущие передние колеса разгружал приложенный к ним момент, силы сцепления уменьшались, колеса начинали буксовать. ВАЗ-2105 не буксовал, так как приложенный момент догружает задние ведущие колеса. Ручная засечка времени давала погрешность 0,2...0,4 с по сравнению с видеозаписью.

Путь разгона на трех низших передачах с запасом укладывался в 500 м. Путь выбега с 50 км/ч до остановки доходил до 760 м. Отмечена повышенная вариация замедлений при скоростях ниже 20, особенно ниже 10 км/ч. Надежнее измерять параметры выбега с 50 или 40 до 20 км/ч.

По данным разгона и выбега восстановлены кривые эффективного крутящего момента ряда двигателей. Они позволили подобрать эмпирические

поправки, учитывающие изменение конфигурации кривой момента в зависимости от передаточного числа включенной передачи.

Описанный метод общего диагностирования может быть использован водителями легковых автомобилей для самостоятельной проверки технического состояния без закупки дорогого оборудования.

Кищун Володимир Андрійович, к.е.н., доцент, Луцький національний технічний університет, [kyshchun52@ukr.net](mailto:kyshchun52@ukr.net);

Селегейна Дмитро Олександрович, магістрант, Луцький національний технічний університет.

## **УМОВИ РОБОТИ ТА ЗАКОНОМІРНОСТІ ЗНОШУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ПАЛИВНОГО НАСОСА СИСТЕМИ COMMON RAIL**

Численними дослідженнями встановлено, що паливний насос високого тиску (ПНВТ), будучи одним з основних елементів дизеля, у ряді випадків не забезпечує його необхідну надійність в умовах експлуатації й обумовлює 25...30% всіх відмов двигуна [1].

Імовірність настання відмови елементів ПНВТ визначається безліччю факторів, які можна розділити на дві групи – конструктивні та експлуатаційні. До перших відносяться чинники, від яких залежить якість виготовлення, складання вузлів паливної апаратури, їх обкатки, а також конструкційні особливості вузлів і агрегатів. До експлуатаційних чинників відносять природно-кліматичні умови, характер і інтенсивність роботи дизеля, методи та кваліфікаційний рівень ТО і ремонту і т.д.

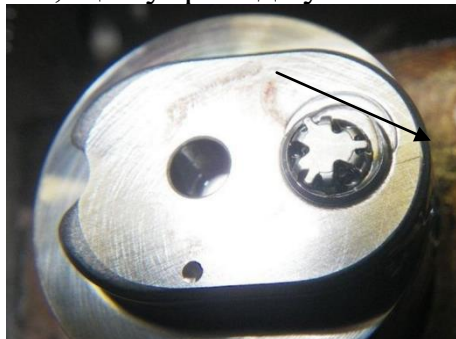
Наявність води у пальному викликає корозію деталей насоса, порушення рухливості або заклинювання плунжера, поломку елементів приводу плунжера та інше. Використання альтернативних видів палива (ріпакової олії, жирного кислотного метил-ефіру тощо) призводить до появи відкладень, смолистих утворень на деталях і вузлах ПНВТ, розпушування і руйнування неметалічних ущільнювачів. У насоса з електронним керуванням такі відкладення можуть викликати зміну характеристик керування процесом паливоподачі, що негативно вплине загалом на роботу дизельного двигуна.

У ПНВТ системи Common Rail несправності пов'язані, насамперед, із зносом плунжерів, штовхачів, поверхонь ексцентрикової обойми приводного вала і зворотних клапанів високого тиску. Як наслідок – зниження продуктивності насоса, що може викликати зупинку дизеля, або раптовим перериванням роботи за командою блоку керування через неможливість забезпечення заданого рівня тиску.

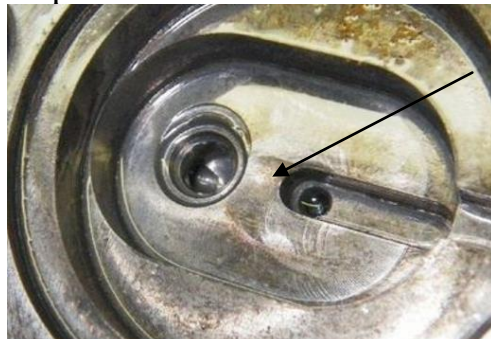
Характерними є такі несправності, зокрема, насосів типу Bosch CR:

- дефекти клапанів. Найменша негерметичність будь-якого з автоматичних клапанів (впускних або нагнітальних різних секцій) призводить до неможливості досягнення високих тисків. Через негерметичність клапанів може довгий час не працювати навіть новий насос; пізніше (через кілька годин) працездатність відновлюється.

Порушення герметичності може відбуватися через зношування клапанів і сідел (візуально під лупою спостерігається шорсткість запірних поверхонь). Внаслідок пошкодження ущільнюючого кільця клапана (див. рис. 1, а) та пошкодження посадочного місця клапана у кришці секції насоса (див. рис. 1, б), здійснюється перекачування палива з області високого тиску в область низького, що супроводжується інтенсивним нагріванням.



а)



б)

Рисунок 1 – Знос конічного ущільнення випускного клапана (а) та ударний знос кришки секції (б)

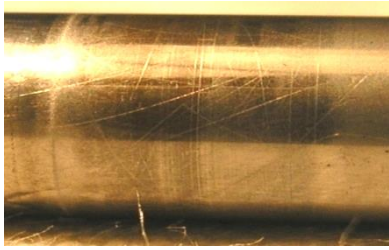
Засмічення сідла – випадковий ефект після неакуратного процесу збирання-розбирання лінії низького тиску чи появи іржі. Втрата рухливості клапанів (через корозію, механічну деформацію обмежувальної накладки кулькового клапана) викликає недостатнє наповнення плунжерної порожнини (впускний клапан), або низький тиск в акумуляторі (нагнітальний клапан). Зайвий великий хід клапана призводить до його зносу і також втрати продуктивності. Зазвичай хід клапанів становить 0,1...0,4 мм;

– зношення плунжерних пар. Відбувається з тих же причин, що й у традиційних конструкціях. Натомість, додається ще одна – навіскісний момент, який діє на плунжер у конструкціях ПНВТ без штовхачів. Відмінності полягають у менших технологічних зазорах плунжерної пари та неможливості нормальної роботи із збільшеними зазорами (принаймні, без сильного перегріву насосної секції).

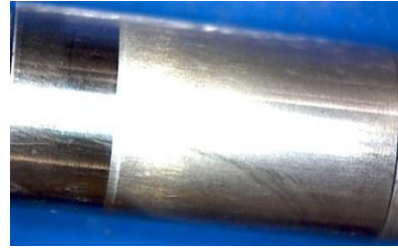
Внаслідок попадання, наявних у паливі абразивних домішок, води у зону тертя напрямних частин плунжера і гільзи, збільшується шорсткість поверхні, з'являються мікронерівності, що призводить до зростання зазору у sprzęженні та втрати гідравлічної щільності. На напрямній частині голки і корпуса розпилювачів з'являються подряпини (див. рис. 2, а), а поверхня набуває матового кольору (див. рис. 2, б).

Вирішальна обставина у зниженні зносу плунжерів – якісне очищення палива від домішок, води і усунення навіскісного моменту;

– задирки, заклинювання плунжерної пари. Вони можливі також у результаті монтажних деформацій при нештатних способах установки і



а)



б)

Рисунок 2 – Знос напрямної частини плунжера розпилювача внаслідок попадання механічних домішок (а) і води (б)

ущільнення, при виникненні режимів подачі під великими тисками з великим дроселюванням на всмоктуванні (поява великого опору на всмоктуванні або низького тиску підкачки). У цьому випадку заклинювання плунжера обумовлено його розігрівом при стисненні великого обсягу газів (див. рис. 3);



а)



б)

Рисунок 3 – Заклинювання плунжера у гільзі і обрив п'ятки (а), зношення ексцентрикової обойми (б)

– зношення, задирки у підшипниках. Вони обумовлені попаданням абразиву у пальне (або оливу), непрофесійним перебиранням, позаштатними умовами роботи або випробувань ПНВТ з подачею палива під великим тиском при недостатній частоті обертання вала. У цьому випадку не вистачає несучої здатності підшипника ковзання; такий режим заводом-виробником не допускається.

Також причиною утворення задирок на валу і втулках ПНВТ є надмірний натяг приводної пасової передачі, що призводить до збільшення радіального зусилля на задній підшипник ковзання. Оскільки цей підшипник є складовою корпусу ПНВТ, то усунення подібного дефекту передбачає дорогавартісну заміну цілого корпусу;

– руйнування ущільнюючих кілець секцій насоса і регулятора тиску палива. У насосах першого покоління СР1 ущільнення між кришками секцій і

корпусом ПНВТ забезпечується за допомогою гумових і поліпропіленових кілець. Через старіння матеріалу кільця, перевищення тиску, а також неправильного монтажу кілець під час ремонту насоса, відбувається їх руйнування, внаслідок чого пальне підтікає з роз'єму кришки і корпуса.

## **Література**

1. Кривенко П.М., Федосов И.М. Ремонт и техническое обслуживание системы питания автотракторных двигателей. – М.: Колос, 2006.–288 с.

Кищун Володимир Андрійович, к.е.н., доцент, Луцький національний технічний університет, [kyshchun52@ukr.net](mailto:kyshchun52@ukr.net);

Фіщук Сергій Віталійович, магістрант, Луцький національний технічний університет.

## **ОРГАНІЗАЦІЯ РЕКЛАМИ АВТОСАЛОНУ І СТО**

Реклама (від лат. *reclamo* – вигукую) – інформація про споживчі властивості товарів та різні види послуг з метою їхньої реалізації, створення попиту на них чи поширення відомостей про особу, організацію, твори літератури і мистецтва з метою створення їм популярності.

Відповідно, до рекомендацій міжнародної рекламної асоціації, реклама поділяється на такі види: реклама у пресі, друкована реклама, аудіовізуальна реклама, радіо- і телереклама, виставки та ярмарки (в т.ч. автосалони), рекламні сувеніри, безпосередня поштова реклама, заходи паблік-релейшнз, комп'ютеризована реклама, фірмовий стиль як реклама.

Як правило, автосалони, СТО самостійно рекламою не займаються, а роблять це через рекламні агентства. Хоча, у штаті підприємства, може бути менеджер з маркетингу і реклами.

Для успішної реалізації рекламної кампанії необхідно провести дослідження та аналіз ринку товарів (послуг), визначити потенційний попит на товари (послуги), вивчити майбутнього споживача. Відповідно, організація реклами передбачає визначення першочергових і стратегічних завдань, які стоять перед рекламою, рекламний бюджет та його використання, вибір рекламних засобів, дослідження ефективності реклами.

Після того, як підприємство визначилося відносно своєї рекламної кампанії та суми, яка на це виділяється, необхідно вибрати рекламне агентство, обговорити умови співпраці і укласти договір. Підприємство разом з рекламним агентством бере участь у підготовці вихідних матеріалів, затверджує або відхиляє рекламні макети, оплачує виконану роботу. Якщо автосалон чи СТО мають свого дизайнера (співробітника-сумісника, який відповідає за рекламну діяльність), то він розробляє оригінал-макети, після чого передає їх в ЗМІ.



У таблиці 1 перераховані окремі рекламні заходи, які можна впровадити при відкритті у місті Луцьку автосалону, наприклад, компанії FORD під назвою “Форд у Луцьку”.

Разом з тим, самотні автосалони чи окремі СТО не можуть дозволити собі витратити необхідну кількість грошей на рекламу. Інша справа, якщо вони об’єднуються у групи чи асоціації і тоді, об’єднавши кошти призначені для реклами, можна досягти значно більшого ефекту.

Наприклад, менше коло споживачів знає “Ковель-АВТО”, натомість більш відоме “Волинь-АВТО”, яке об’єднує кілька окремих підприємств у Волинській області. У той же час, по всій Україні добре відома корпорація “УкрАВТО”, можливості якої в організації рекламної кампанії незрівнянно вищі, ніж у “Волинь-АВТО”, тому остання і її подібні присутні у спільних рекламних блоках.

Таблиця 1 – Рекламні заходи автосалону “Форд у Луцьку” на Волині

Вид заходу	Місце і зміст заходу	Час проведення
1. Встановлення рекламних щитів Bid board	Місця встановлення: а) на в’їздах у м. Луцьк зі сторони Львова, Рівного, Дубно; б) у місцях найбільшого скупчення потенційних покупців м. Луцька (центр міста, торговельні центри, автомобільний ринок тощо); в) у кожному районному центрі Волинської області; г) на виїзді з митних переходів (Ягодин, Устилуг); д) на трасі “Київ-Варшава” (при в’їздах у Волинську обл.); е) у м. Шацьку чи с. Світязь (на літній період). Зміст рекламного щита: на фоні автосалону – модельний ряд FORD із зазначенням мінімальної ціни кожної моделі, гарантійні зобов’язання, сервіс, умови кредитування, реквізити салону “Форд у Луцьку”.	Постійно
2. Встановлення рекламних показників автосалону “Форд у Луцьку”	Місця встановлення: на розтяжках між тролейбусними (електричними) опорами по вулиці, на якій розташований автосалон з обох сторін руху. Зміст показника: логотип фірми FORD, назва і реквізити автосалону, стрілка і віддаль (250...500м) до об’єкта.	Постійно
3. Реклама на радіо і періодичних виданнях (ЗМІ)	Реклама на радіостанціях діапазону FM, обласному радіо, у тому числі в автомобільних випусках, ЗМІ. Зміст реклами: модельний ряд FORD із зазначенням мінімальної ціни кожної моделі, гарантійні зобов’язання, сервіс, умови кредитування, реєстраційні послуги у сервісному центрі, реквізити автосалону “Форд у Луцьку”.	Періодично
4. Реклама на телебаченні	Реклама на обласному телебаченні. Зміст реклами: відеоролик “автомобіль FORD у динаміці” із текстовим супроводом (див. зміст реклами на радіо).	Періодично
5. Реклама на автотранспорті	Рекламні тексти на задній (бічній) стінці тролейбусів і маршрутних автобусів. Зміст реклами: логотип фірми FORD, назва автосалону, реквізити на фоні популярної моделі.	Періодично
6. Участь у	Участь у виставці “Автосалон-201...” у м. Луцьку. Участь у святкуванні дня міст Луцька, Ковеля.	За календарем



виставкових і святкових акціях	Зміст акції: демонстрація модельного ряду FORD на виставковому майданчику, театральній площі Луцька, центральній площі Ковеля. Попередньо провести інформаційну підготовку.	виставок, свят
7. Презентації	Презентація нової моделі FORD або початку її продажу на регіональному рівні. Зміст акції: дійство провести у автосалоні “Форд у Луцьку” або престижному приміщенні, у якому є хол великої площі, наприклад, обласний драматичний театр. Запросити на презентацію відомих українських естрадних виконавців. Попередньо провести інформаційну підготовку	За календарем автосалону
8. Акція з участю банку-кредитора	Реклама процесу придбання автомобіля FORD в кредит. Зміст акції: провести разом з банком показове оформлення кредиту на купівлю автомобіля FORD з наступною подачею репортажу про подію у місцевих телевізійних новинах чи статті у ЗМІ.	Періодично, за участю різних банків
Вид заходу	Місце і зміст заходу	Час проведення
9. Тест-драйв	Проведення тест-драйвів працівниками салону, у тому числі, за участю потенційних покупців. Зміст акції: провести показові тест-драйви на автомобілях FORD. Виготовити і транслювати на місцевому телеканалі відеоролик за цим сюжетом.	Періодично
10. Спонсорство	Спонсорство масових заходів. Зміст акції: виступити одним із спонсорів музичних фестивалів у містах Луцьку і Володимир-Волинському.	За планом проведення фестивалів
11. Робота з громадськістю	Інформування і робота з громадськістю, формування постійного кола клієнтів, залучення молодих перспективних спеціалістів. Зміст акції: а) встановити зв'язки з організаторами концертів, фестивалів, інших культурних масових заходів з метою розміщення реклами; б) запровадити постійну у місцевому періодичному виданні рубрику “Новини від автосалону “Форд у Луцьку”; в) виступити організатором футбольного (волейбольного) турніру серед команд автомобільних дилерів м. Луцька; г) прочитати студентам і викладачам кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ лекцію про роботу автосалону “Форд у Луцьку”, перспективи його розвитку, потреби у спеціалістах і вимоги до них. Укласти договір про проходження практик студентами спеціальності 274 Автомобільний транспорт на СТО “Форд у Луцьку”.	Протягом року
12. Відкрити сайт в мережі Internet	Створення власного сайту в мережі Internet або подача інформації в український корпоративний сайт Ford Ukraine. Зміст реклами: див. зміст реклами на радіо, телебаченні.	За планом автосалону

Необхідно взяти до уваги ще одну особливість реклами підприємства, зокрема, сервісу – це його клієнти та співробітники. Клієнти, які задоволені

обслуговуванням, якістю послуг, ціною, наданими гарантіями, будуть безпосередньо поширювати хорошу інформацію про СТО і, навпаки, незадоволені нічого доброго не скажуть. Те ж саме можна сказати і про співробітників, які рекламують підприємство своєю поведінкою, розмовами, відгуками про кваліфікацію персоналу, якістю обслуговування і т. д.

Оцінка ефективності проведення рекламної компанії здійснюється за двома взаємопов'язаними напрямками:

1) шляхом встановлення кількості споживачів, що прореагували на рекламу за телефонним дзвінком, відвідуванням автосалону (СТО) або сайту;

2) встановлення залежності між витратами на рекламу і збільшенням обсягу реалізації товару і послуг.

Зв'язок між витратами на рекламу і обсягами реалізації визначається за документацією, яка проходить через економічний відділ (бухгалтерію) підприємства. Цей шлях дозволяє оцінити реальний ефект від проведення рекламної компанії у грошовому еквіваленті.

Кужель Володимир Петрович, к.т.н., доцент, Вінницький національний технічний університет, [kuzhel2017@gmail.com](mailto:kuzhel2017@gmail.com), [kuzhel\\_v@vntu.edu.ua](mailto:kuzhel_v@vntu.edu.ua)

Щерба Владислав Олегович, магістрант, Вінницький національний технічний університет

Михальчук Олесь Васильович, магістрант, Вінницький національний технічний університет

## **ФАКТОРИ ВПЛИВУ НА ОЦІНКУ ЯКОСТІ ПОСЛУГ З ПЕРЕВЕЗЕНЬ АВТОМОБІЛЬНИМ ТРАНСПОРТОМ**

Розглянемо фактори впливу на перевезення пасажирів та вантажів. Вивчення питання якості та ефективності обслуговування пасажирів міським транспортом являється однією з найважливіших задач пасажирських перевезень. Зазначимо, що підвищення якості пасажирських перевезень у системі міського пасажирського транспорту – одне з найважливіших напрямків, поставлених перед потребами суспільства у галузі транспорту.

До основних факторів якості перевезення пасажирів відноситься [1]: комфортність поїздки (наповнення транспортних засобів (ТЗ) та регулярність руху їх); час, затрачений на пересування пасажирів; безпека перевезень. А умови, що визначають ці фактори, такі: щільність маршрутної мережі, частота та точність руху міського електричного транспорту, швидкість сполучення, стан інформації та реклами про роботу пасажирського транспорту.

Як відомо, на величину попиту пасажирів впливають багато факторів, тісно пов'язаних між собою. Ці фактори можна розділити на об'єктивні та суб'єктивні (табл. 1), класифікація за типом факторів і їх характеристики наведені в таблиці 2 [2- 4].

Таблиця 1 – Фактори впливу на попит користувачів транспортних послуг

Об'єктивні	Суб'єктивні
<i>соціальні фактори: стабільність соціально-політичного положення країни, зростання чисельності населення, орієнтація населення за професією і місцем проживання (міста і сільська місцевість), міграція, розвиток культурного рівня життя населення країни (рівень освіти і культура населення), національні, релігійні особливості</i>	<i>платоспроможність пасажирів, на яку впливають такі фактори, як тарифи, якість обслуговування пасажирів та різноманітність послуг на транспорті</i>
<i>економічні фактори відображають економічну стабільність країни (ступінь інфляції), розміщення виробництва і робочої сили, розвиток виробництва в цілому по країні та по окремим галузям (туризм) і фактичний рівень доходів населення</i>	<i>наявність різноманітних видів транспорту, вартість проїзду і рівень якості перевезень</i>
<i>природні фактори: клімат, рельєф місцевості, кількість опадів і т.д.</i>	<i>рівень і характер конкуренції</i>

Таблиця 2 – Фактори впливу на попит транспортних послуг з позиції пасажирів

Тип факторів	Характеристика
<i>особистісні</i>	<i>вік, стать, професія, стиль життя</i>
<i>культурні</i>	<i>цінності, звички</i>
<i>психологічні</i>	<i>мотивація, переконання, сприйняття</i>
<i>соціальні</i>	<i>рівень доходів, етап життя, сім'я</i>
<i>що обумовлюють попит на перевезення</i>	<i>вільний час, час очікування ТЗ, якість обслуговування, платоспроможність</i>

Для кількісної оцінки якості перевезень пасажирів сукупність його характеристик розбивається на 4 категорії:

- безпека перевезень;
- рівень організації руху транспортних коштів у часі (частота, ритмічність, регулярність, точність руху, залежність від умов);
- витрати часу на поїздку, з урахуванням очікування;
- зручність користування транспортом, тобто комфортабельність.

Стосовно вантажних перевезень – тут вибір і складання маршрутів руху повинні відповідати наступним вимогам: максимально продуктивно використовувати пробіг рухомого складу за всім маршрутом; забезпечувати повне завантаження рухомого складу; час одного обороту рухомого складу на маршруті не повинен перевищувати часу однієї зміни роботи водіїв; організація руху за можливості по найкоротшій відстані; можливість організації диспетчерського керівництва і контролю за перевезеннями; забезпечувати мінімальні нульові пробіги; виключити можливість зустрічних однорідних

перевезень; добиватися виконання перевезень мінімальною кількістю рухомого складу; дотримувати встановлені правила безпеки руху.

Класифікація факторів, що впливають на ефективність роботи транспорту:

1. Технічні: 1) тип рухомого складу; 2) тип навантажувально-розвантажувальних машин; 3) тип місця розвантаження; 4) технічний стан доріг.

2. Технологічні: 1) номенклатура вантажів, розмір вантажної партії; 2) час доставки вантажів; 3) тривалість оборотного рейсу рухомого складу; 4) використання вантажопідйомності рухомого складу; 5) час простою під вантажними операціями, порожнього пробігу; 6) схеми встановлення рухомого складу під навантаження; 7) схеми перевантажувальних робіт в пунктах перевалки; 8) коефіцієнти використання робочого часу перевантажувального і складського обладнання; 9) надійність засобів транспортування, перевантажувального і складського обладнання; 10) інтенсивність перевантажувальних робіт.

3. Економічні: 1) тарифи на транспортування, перевантаження і зберігання вантажів; 2) експлуатаційні витрати на транспортування, перевантаження і зберігання вантажів; 3) вартість основних виробничих фондів, оборотних засобів у вантажах; 4) премії за дострокову обробку рухомого складу; 5) штрафи за несвоєчасну обробку рухомого складу та за не збережену доставку вантажів.

4. Організаційні: 1) рівень наукової організації праці, управління і виробництва; 2) впровадження автоматизованих систем управління; 3) оперативне планування, аналіз і облік переміщення вантажів; 4) укріплення трудової дисципліни; 5) організація перспективного планування розвитку транспорту; 6) проведення режиму економії.

При цьому, на відміну від пасажирських перевезень, заходи щодо забезпечення якості перевезень вантажів спрямовані не тільки на об'єкт або предмет перевезення, але й на їх власників, тобто вантажовласників. Основними показниками якості транспортного обслуговування вантажовласників є:

- ступінь задоволення попиту за обсягом перевезень вантажів за певний період часу (рік, квартал, місяць і т.д.);
- ступінь ритмічності або регулярності перевезень вантажів;
- рівень виконання встановлених строків доставки вантажів;
- ступінь збереженості перевезених вантажів.

Отже проведений аналіз дозволив виявити вагомість критеріїв оцінки якості автотранспортних послуг з точки зору пасажирів і вагомості факторів: рівень транспортної безпеки; комфорт перевезень; час, який пасажир готовий витратити на поїздку, співставлений з фактично витраченим; регулярність руху за маршрутами; зручність маршрутів та зупинок, тарифи на перевезення; що пропонуються; культура обслуговування; рівень екологічної безпеки. При розрахунках продуктивності роботи вантажних автомобілів на маршрутах

продуктивність залежить від показників транспортного процесу – наприклад, для кільцевих маршрутів продуктивність збільшується при збільшенні таких показників, як: номінальна вантажопід'ємність автомобіля, коефіцієнт використання пробігу автомобіля, коефіцієнт динамічного використання вантажності автомобіля та технічної швидкості автомобіля і зменшується продуктивність при збільшенні такого показника, як час простою автомобіля під навантаженням-розвантаженням. При визначенні собівартості перевезень на кільцевому маршруті - собівартість зменшується, якщо збільшуються значення таких показників, як: номінальна вантажопід'ємність автомобіля, коефіцієнт використання пробігу автомобіля, коефіцієнт динамічного використання вантажності автомобіля та технічної швидкості автомобіля.

### **Література**

- 1.Постанова Кабінету Міністрів України «Про затвердження Правил надання послуг з перевезень міським електротранспортом» №386 [від 22 квітня 1997 р.] : Режим доступу <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/386-97-%D0%BF>
- 2.Криворучко О.Н., Василенко Т.Е. Управление качеством услуг предприятий пассажирского автомобильного транспорта. – Харьков: ХНАДУ, 2006. – 155 с.
- 3.Система управління якістю. Вимоги. ДСТУ ISO 9001-2001. – Держстандарт України, 2001. – 25 с
4. Кужель В.П. Визначення рівня якості пасажирських перевезень з позиції пасажирів / Кужель В.П., Іщенко А.П., Бишко М.О. // Вісник СНУ ім. Володимира Даля. – 2013. – № 15(204), Частина 2. – С. 274 – 278.

Левківський Олександр Анатолійович, аспірант, Державний університет «Житомирська політехніка»; [oleksandrlevkovskiy@gmail.com](mailto:oleksandrlevkovskiy@gmail.com)  
Добровінський Олександр Олександрович, інженер, Державний університет «Житомирська політехніка»; [dobroalex19@gmail.com](mailto:dobroalex19@gmail.com)

### **АНАЛІЗ РОЗТАШУВАННЯ ОБ'ЄКТІВ СЕРВІСУ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ НА АВТОМОБІЛЬНОМУ ШЛЯХУ МІЖНАРОДНОГО ЗНАЧЕННЯ М-06 (Е40) В МЕЖАХ ЖИТОМИРСЬКОЇ ОБЛАСТІ**

Вибір місця розташування пунктів технічного сервісу потребує вирішення компромісу між максимально можливим одержуваним прибутком підприємств і витратами суспільнонеобхідної праці, під якими будемо розуміти витрати часу клієнтів в черзі на обслуговування, вартість транспортування несправного автомобіля до авто сервісного підприємства та еколого-економічні збитки від забруднення довкілля автомобілями при їх проходженні на пункт технічного сервісу.

Через Житомирську область проходить автомобільна дорога М-06 європейського маршруту Е40. Загальна протяжність автомобільного шляху становить 821,5 км, зокрема 196 км пролягає через Житомирську область.

Транспортний потік, що проходить по автомагістралі, складає рухомий склад транспортних засобів європейського виробництва і найбільшу частину займають автопоїзди виробників: автомобілі-тягачі Iveco, DAF, MAN, Renault, Volvo, Mercedes-Benz і причіпний склад Schmitz, Kögel, Krone та ін. Виконаний аналіз результатів обстеження показав стабільний потік автопоїздів протягом року [1].

Географія розміщення пунктів технічного сервісу відображає транспортні коридори основних вантажопотоків. Відстань між місцями розміщення пунктів технічного сервісу по можливості забезпечує заданий рівень безвідмовності транспортного потоку на перегоні. У зону обслуговування пунктів технічного сервісу входить від декількох районів міста Житомира до декількох прилеглих областей. Схема мережі пунктів технічного сервісу визначається площею даного регіону, наявністю інших пунктів технічного сервісу, що спеціалізуються на даних автомобілях, і парком обраних автомобілів в даному регіоні.

Вибір можливих пунктів базування підприємств технічного сервісу здійснюється виходячи з умови наявності транзитного потоку. Перевагу доцільно віддавати можливим пунктам базування, в яких не просто є в наявності транзитний потік рухомого складу, а існують перетини або поділиття його. Іншими словами, переважно, щоб можливе місце базування пунктів технічного сервісу було вузловим в транспортно-дорожній мережі області.

Аналіз сервісної інфраструктури автомобільного шляху М-06 (Е40) показав наявність підприємств технічного сервісу, які можуть задовільнити умови описані вище (рисунок 1).

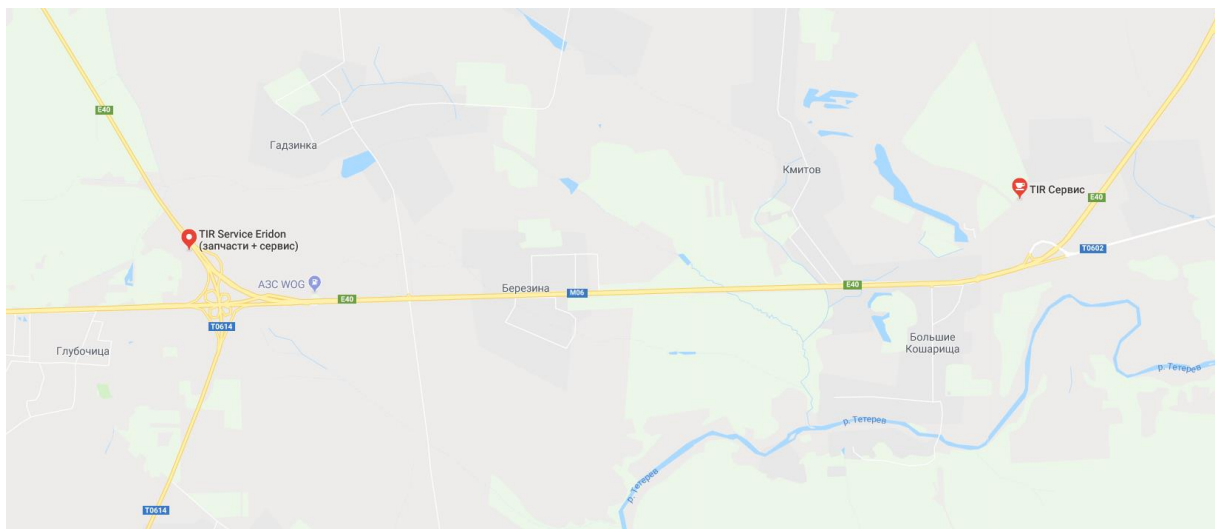


Рисунок 1 – Місця розташування пунктів сервісу транзитних вантажних автомобілів

«TIR Service Eridon» (129 км траси Київ-Чоп) проводить гарантійне та сервісне обслуговування сільськогосподарської техніки. Завдяки своєму

розташуванню на злитті транспортних коридорів, дане підприємство обслуговує та проводить ремонт вантажних автомобілів, які транзитно переміщуються автошляхом М-06, або рухаються автошляхом М-21 (по автошляху Р-18 або через м. Житомир). Поруч розташований паркінг для вантажних автомобілів та кафе.

В селі Великі Кошарища Житомирської області на 121 км траси Київ-Чоп розташований «TIR Сервіс»; на ньому проводиться технічне обслуговування та ремонт вантажного автомобільного транспорту, що рухається автомобільною дорогою М-06 (Е40). Там також знаходиться паркінг для коротко часового відстою рухомого складу та кафе.

Приймаючи до уваги аналіз інфраструктури і транспортного потоку, можна зробити висновок, що система сервісу є не досить розвинутою на ділянці автомагістралі між містами Житомир та Коростишів. Через те, що основним видом діяльності підприємства «TIR Service Eridon» є гарантійне та сервісне обслуговування сільськогосподарської техніки, дане підприємство не може в повному обсязі задовольнити потребу в технічному сервісі вантажних автомобілів. Через це виникла потреба в будівництві станції технічного обслуговування вантажних автомобілів на 127 км автотранспортної магістралі М-06 (Е40).

## Література

1. Кравченко О.П., Рафальський Є.М., Добровінський О.О. Аналіз транспортної інфраструктури на міжнародній автотранспортній магістралі М06 (Е40) / Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. №2(9), 2017. Луцьк, ЛНТУ, с. 89-92.

Мармут Игорь Арнольдович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [mia2005.62@ukr.net](mailto:mia2005.62@ukr.net)

## ОБЗОР ВАРИАНТОВ ИЗМЕНЕНИЯ КОНСТРУКЦИИ СТЕНДА ПДС-Л

Как известно, основным функциональным показателем инерционного роликового стенда является значение приведенной массы стенда. Проанализируем возможные пути увеличения приведенной массы на примере передвижного стенда ПДС-Л. Цель – получить необходимый момент инерции стенда при минимальном увеличении его веса. Изменять конструкцию стенда необходимо при условии сохранения прежних габаритов. Необходимо также отметить, что увеличение приведенной массы стенда решается по-разному в двух вариантах.

**Вариант 1** – изготовление нового стенда. Увеличить приведенную массу стенда можно разными способами. Рассмотрим несколько из них.

1. Увеличить  $m_{ст}$  можно за счет увеличения толщины стенки ролика (рис. 1).



Рисунок 1 – Доработка конструкции нового стенда путем увеличения толщины стенки ролика

Наружный диаметр существующего ролика 240 мм, толщина стенки  $H = 8$  мм. Увеличить приведенную массу стенда необходимо на 312 кг, то есть добавочный момент инерции роликов должен составлять  $1,62 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . Потребный добавочный момент инерции одного ролика  $I_p = 0,405 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

Момент инерции ролика определяется как момент инерции полого цилиндра по следующей формуле

$$I = \sqrt{\frac{L \cdot \pi \cdot \rho \cdot (R_n^4 - R_b^4)}{2}}, \quad (1)$$

где  $L$  – длина цилиндра, м;  $\rho$  – плотность материала цилиндра,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $R_n$  – наружный радиус цилиндра, м;  $R_b$  – внутренний радиус цилиндра, м.

Толщину стенки ролика необходимо увеличивать, уменьшая его внутренний диаметр. Увеличивать наружный диаметр нежелательно, так как это потребует переделки измерительной системы и ухудшит условия работы привода. Определим добавочную толщину стенки ролика по формуле

$$H' = R_n' - R_b', \quad (2)$$

где  $R_n' = R_n$  – наружный радиус нового ролика, м;  $R_b'$  – внутренний радиус нового ролика, м.

Внутренний радиус нового ролика определим из формулы (1)

$$R_b' = \sqrt[4]{\frac{L_p \cdot \pi \cdot \rho \cdot R_n'^4 - 2 \cdot I_p}{L_p \cdot \pi \cdot \rho}} = \sqrt[4]{\frac{0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,112^4 - 2 \cdot 0,405}{0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850}} = 0,1 \text{ м},$$

где  $L_p = 0,6 \text{ м}$  – длина ролика;  $\rho = 7850 \text{ кг}/\text{м}^3$  – плотность материала ролика.

Добавочная толщина стенки ролика:  $H' = 0,112 - 0,1 = 0,012 \text{ м}$ .

Общая толщина стенки ролика:  $H_{об} = H + H' = 0,008 + 0,012 = 0,02 \text{ м}$ .

При этом металлоемкость стенда увеличится на массу добавочной части роликов и составит:



$$m = 4 \cdot [L_p \cdot \pi \cdot \rho_p \cdot (R_n^{/2} - R_b^{/2})] = 4 \cdot [0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot (0,112^2 - 0,1^2)] = 150,4 \text{ кг.}$$

2. Повысить приведенную массу стенда можно, увеличивая толщину стенки ролика и увеличивая маховик (рис. 2).

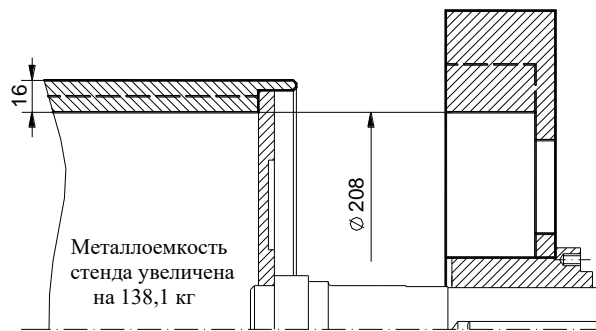


Рисунок 2 – Доработка конструкции нового стенда путем увеличения толщины стенки ролика и увеличения размеров маховика

Увеличить момент инерции маховика можно только за счет уменьшения его внутреннего диаметра. Наружный диаметр маховика нельзя увеличить, так как он ограничен габаритами стенда. Наружный диаметр маховика  $D_n = 0,16 \text{ м}$ ; внутренний –  $D_b = 0,264 \text{ м}$ . При этом металлоемкость стенда будет наименьшей, если внутренние диаметры нового ролика и нового маховика будут одинаковы. Из приведенных выше формул видно, что момент инерции возрастает пропорционально 4-й степени радиуса, а масса – пропорционально 2-й. Поэтому прибавление металла на малом радиусе увеличивает вес стенда, практически не меняя его момент инерции.

Новый внутренний диаметр определяется из следующего выражения:

$$R_b^{//} = \sqrt[4]{\frac{2 \cdot I_p - L_m \cdot \pi \cdot \rho_m \cdot R_{nm}^{/4} - L_p \cdot \pi \cdot \rho_p \cdot R_{np}^{/4}}{-L_m \cdot \pi \cdot \rho_m - L_p \cdot \pi \cdot \rho_p}} =$$

$$= \sqrt[4]{\frac{2 \cdot 0,405 - 0,055 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,132^4 - 0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,112^4}{-0,059 \cdot 3,14 \cdot 7850 - 0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850}} = 0,104 \text{ м,}$$

где  $L_m = 0,055 \text{ м}$  – ширина маховика;  $\rho_m = 7850 \text{ кг/м}^3$  – плотность материала маховика;  $R_{nm}^{/} = R_{bm}^{/} = 0,132 \text{ м}$  – наружный диаметр дополнительного маховика.

Толщина стенки нового ролика:  $H = R_{np}^{/} - R_b^{//} = 0,12 - 0,104 = 0,016 \text{ м}$ .

Металлоемкость стенда увеличится на следующую величину:

$$m = 4 \cdot [L_m \cdot \pi \cdot \rho_m \cdot (R_{nm}^{/2} - R_b^{//2}) + L_p \cdot \pi \cdot \rho_p \cdot (R_{np}^{/2} - R_b^{//2})] =$$

$$= 4 \cdot [0,055 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot (0,132^2 - 0,104^2) + 0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot (0,112^2 - 0,104^2)] = 138,1 \text{ кг.}$$

Выполненные расчеты показывают, что увеличить приведенную массу стенда лучше всего за счет увеличения стенки ролика и маховика.

**Вариант 2** – доработка конструкции существующего экземпляра. Здесь

важнейшее требование – минимум изменений существующей конструкции и простота выполнения доработки. С этих позиций удобнее всего увеличить приведенную массу установив внутри роликов стальные прутки (рис. 3).

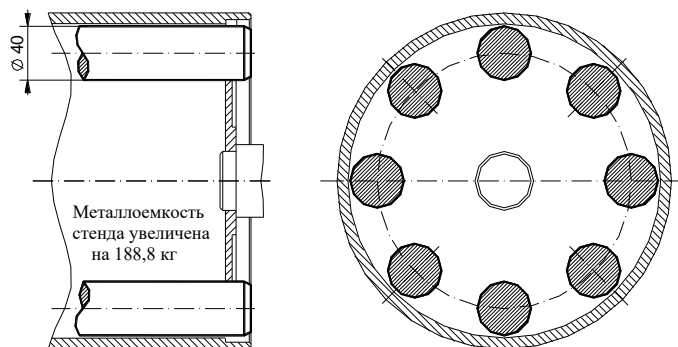


Рисунок 3 – Увеличение приведенной массы стенда существующего экземпляра  
Определим требуемый диаметр и количество прутков. Принимаем диаметр прутка 40 мм. Собственный момент инерции прутка:

$$I_0 = \frac{L \cdot \pi \cdot \rho \cdot R^4}{2} = \frac{0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,02^4}{2} = 0,0012 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где  $L = 0,6$  м – длина прутка, равная длине ролика.

Как уже отмечалось выше, момент инерции возрастает пропорционально 4-й степени радиуса. Поэтому располагать ролики необходимо максимально близко к внутренней стороне ролика. Исходя из этого, радиус установки прутков примем равным 0,09 м.

Момент инерции прутка, установленного на радиусе  $l$ :

$$I = I_0 + m_{\text{п}} \cdot l^2, \quad (3)$$

где  $m_{\text{п}}$  – масса прутка, кг;  $l = 0,09$  м – радиус установки.

Масса прутка:

$$m_{\text{п}} = L \cdot \pi \cdot \rho \cdot R^2 = 0,6 \cdot 3,14 \cdot 7850 \cdot 0,02^2 = 5,9 \text{ кг}.$$

$$I = 0,0012 + 5,9 \cdot 0,09^2 = 0,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$\text{Потребное количество прутков: } n = \frac{I_{\text{р}}}{I} = \frac{0,405}{0,05} \approx 8.$$

Металлоемкость стенда увеличится на массу установленных прутков:

$$m = m_{\text{п}} \cdot n \cdot 4 = 5,9 \cdot 8 \cdot 4 = 188,8 \text{ кг}.$$

Мисюра Микола Ілліч, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет,

Орчіков Роман Сергійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [orchikov97roman@gmail.com](mailto:orchikov97roman@gmail.com)

Фідря Антон Павлович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [toha180397@gmail.com](mailto:toha180397@gmail.com)

## УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕННЯ ВИПРОБУВАНЬ АВТОМОБІЛЯ НА ДОРОЗІ З УХИЛОМ

Метою даного дослідження є удосконалення методики перевірки швидкісних властивостей автомобіля за часом розгону і вибігання, у експерименті, який проводився на автомобілі Renault Kangoo з дизельним двигуном об'ємом 1500 см<sup>3</sup> та шинами Continental Vancococontact 2 195/65R15 95T було виконано перевірку тягово-швидкісних характеристик автомобіля за часом вибігу по дорозі з ухилом.

Обробку результатів експерименту починали з розшифрування відеозаписів на комп'ютері. Були зареєстровані моменти зміни індикації швидкості у вигляді таблиці з двома стовпчиками: значення часу від початку зйомки даного кліпу (окремого ролика) і нова швидкість. Таблиця потім доповнювалася новими стовпчиками, наприклад, апроксимовані значення швидкості, прискорення, шлях тощо. Якщо треба було отримати більш надійний результат, записували кілька процесів, скажімо, розгону в однакових умовах. Потім обчислювали відрізки часу  $\Delta t$  між сусідніми значеннями швидкості, а далі ці відрізки були усереднені у своїх інтервалах, а середні значення часу підсумовані, щоб отримати сумарний час режиму. Окремо підраховувалися розгони, окремо – вибіги.

Індикація одного значення швидкості утримувалася на дисплеї приблизно 1 секунду (а під час вибігу з малим уповільненням, а також залежно від налаштування і довше – 2 і навіть 3 секунди). Реєстрували час зміни, тобто появи нової індикації і саму нову індикацію.

Спочатку обробляли записи вибігів, щоб визначити сили опорів руху в залежності від швидкості. За цими даними визначали коефіцієнти аеродинамічного опору та опору коченню. Далі, обробивши розгони, можна було визначити силу розгону також в залежності від швидкості. Тягова сила на провідних колесах визначалася як сума сил опорів і сили розгону. Маючи залежність тягової сили від швидкості, переходили до залежності крутного моменту від обертів колінчатого вала, тобто будували основну криву ЗШХ двигуна.

Цей метод описаний у довіднику Bosch без посилання на авторів і удосконалений в подальшому. Згідно з цим методом під час вільного вибігу автомобіля фактичною масою  $m_a$  вимірюють уповільнення  $j_1$  і  $j_2$  у зонах більшої  $v_1$  та меншої  $v_2$  швидкостей і обчислюють коефіцієнти опору повітря  $C_x$  та сумарного дорожнього опору  $\psi$  за наступними формулами:

$$C_x = \frac{2 \cdot \delta \cdot m \cdot (j_1 - j_2 \cdot K_v)}{F \cdot \rho \cdot (v_1^2 - v_2^2 \cdot K_v)}; \quad \psi = \frac{\delta \cdot (j_2 \cdot v_1^2 - j_1 \cdot v_2^2)}{(v_1^2 - v_2^2 \cdot K_v) \cdot g}. \quad (1)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт урахування обертових мас при вибігу;

$K_v$  – коефіцієнт урахування впливу швидкості на опір коченню; співвідношення очікуваних коефіцієнтів опору коченню при швидкостях  $v_1$  і  $v_2$  в м/с.

Але ці формули створені для випадку випробування автомобіля на горизонтальній дорозі у безвітряну погоду. А мій експеримент проходив на дорозі з ухилом (не постійним, а з досить складним подовжнім профілем – і при відчутному вітрі – швидкістю 2...3 м/с. До того ж напрямок вітру був майже точно вздовж дороги і з півдня на північ з відхиленнями приблизно  $\pm 30^\circ$ .

Тому виміряні уповільнення треба відкоригувати, віднявши від них парціальні уповільнення від ухилу ( $J_{pc} i$ ), вітру ( $J_{pc} w$ ) та холостого ходу трансмісії ( $J_{pc} xx$ ):

$$J_{pc} i = P_i / \delta m = mg \cdot i / \delta m = g \cdot i / \delta;$$

$$J_{pc} xx = P_{xx} / \delta m = (-2,4912E-07 \cdot v^4 + 8,2796E-05 \cdot v^3 - 0,010716 \cdot v^2 + 0,89971 \cdot v + 13,049) / \delta m;$$

$$J_{pc} w = kF \left[ (v_a / 3.6 \pm v_w)^{E_w} - (v_a / 3.6)^{E_a} \right] / \delta m,$$

де  $E_a$  та  $E_w$  – показники ступеня при швидкості автомобіля та швидкості автомобіля з доданою швидкістю вітру.

Ця надійна і точна методика реалізована у табличному редакторі Excel у програмі, інтерфейс якої показаний у таблиці в стані розрахунку коефіцієнтів для Renault Kangoo:

$$C_x = \frac{2 \cdot \delta \cdot m \cdot (j_1 - j_2 \cdot K_v)}{F \cdot \rho \cdot (v_1^2 - v_2^2 \cdot K_v)}; \quad f = \frac{\delta \cdot (j_2 \cdot v_1^2 - j_1 \cdot v_2^2)}{g \cdot (v_1^2 - v_2^2 \cdot K_v)}. \quad (2)$$

Таблиця – Розрахунок коефіцієнтів опорів для Renault Kangoo

Модель автомобіля	<b>Kangoo</b>	<b>Kangoo</b>	<b>Kangoo</b>
V вітру, м/с	<b>3,12</b>	<b>2,71</b>	<b>1,79</b>
Ухил 1	<b>0,01919</b>	<b>0,01919</b>	<b>0,01919</b>
Ухил 2	<b>0,018853</b>	<b>0,018853</b>	<b>0,018853</b>
Маса автомобіля	<b>1910</b>	<b>1910</b>	<b>1910</b>
Пр. маса коліс+транс	<b>47</b>	<b>47</b>	<b>47</b>
Дельта	<b>1,02461</b>	<b>1,02461</b>	<b>1,02461</b>
Площа лобова, кв.м	<b>2,7</b>	<b>2,7</b>	<b>2,7</b>
Густина повітря $P_o$	<b>1,22</b>	<b>1,22</b>	<b>1,22</b>
<b>v1 сер, км/год</b>	<b>96</b>	<b>96</b>	<b>96</b>
<b>j1 m/s^2</b>	<b>0,566268</b>	<b>0,566268</b>	<b>0,566268</b>
<b><math>\alpha 1</math></b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>2</b>
<b>j alf=9,81*i/1,024607</b>	<b>0,1837</b>	<b>0,1837</b>	<b>0,1837</b>
<b>jw</b>	<b>0,014959742</b>	<b>0,014959742</b>	<b>0,014959742</b>
<b>jxx</b>	<b>0,034190657</b>	<b>0,034190657</b>	<b>0,034190657</b>

j1-j-j	0,3334	0,3334	0,3334
v2 <sub>сер</sub> , км/ГОД	27,36	27,36	27,36
j2 m/s <sup>2</sup>	0,328146	0,328146	0,328146
α2	2	2	2
j <sub>alf</sub> =9,81*i/1,0245	0,1805	0,1805	0,1805
V вітру, м/с	3,12	2,71	1,79
j <sub>w</sub>	0,0188	0,0160	0,0100
j <sub>xx</sub>	0,0077	0,0077	0,0077
j2-j-j	0,1211	0,1240	0,1299
Kv <sub>нижн</sub> =	1,07069	1,04937	1,07069
0,2	1,06537	1,04744	1,06537
0,4	1,06090	1,04580	1,06090
Kv <sub>середн</sub> =	1,05892	1,04507	1,05892
0,6	1,05709	1,04439	1,05709
0,8	1,05380	1,04318	1,05380
Kv <sub>верх</sub> =	1,05094	1,04211	1,05094
Cx <sub>нижн</sub>	0,37280	0,37136	0,35552
0,2	0,37380	0,37173	0,35662
0,4	0,37464	0,37205	0,35754
Cx 1 середн	0,37501	0,37219	0,35795
0,6	0,37536	0,37232	0,35832
0,8	0,37598	0,37256	0,35900
Cx <sub>верх</sub>	0,37651	0,37276	0,35959
Пси <sub>нижн</sub>	0,010758	0,011062	0,011766
0,2	0,010753	0,011060	0,011761
0,4	0,010748	0,011058	0,011756
Пси <sub>середн</sub>	0,010746	0,011058	0,011754
0,6	0,010745	0,011057	0,011752
0,8	0,010741	0,011056	0,011748
Пси <sub>верх</sub>	0,010739	0,011055	0,011745

Тут показано лише фрагмент повної таблиці. З непоказаних стовпчиків видно, що у цій програмі кращі результати дає формула опору повітря з постійним показником ступеня «2». Далі, збільшення другої швидкості до 30,94 і 35,8 км/год призводить до незначного збільшення середнього Cx (до 0,3786 і 0,3888) і відповідного зменшення середнього опору коченню (до 0,01076 и 0,01081)

Недоліком цього надійного і перевіреного методу є необхідність усувати вплив ухилу, вітру та втрат у трансмісії. Останні два фактори досить слабкі, але ухил – дуже впливовий, такого ж порядку як опір коченню. Помилка у його визначенні може спотворити решту розрахунків.

## **ВПЛИВ ЯКОСТІ ШИН НА ЗМІНУ СТІЙКОСТІ АВТОМОБІЛІВ У ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

Для зменшення схильності до розвитку заносу автомобіля і ліквідації заносу в процесі гальмування адаптують керуючий вплив гальмівної системи автомобіля в процесі експлуатації до його вагового стану і динамічної зміни вертикальних навантажень на колесах [1 – 9].

Відомо, що зміна одного з коефіцієнтів жорсткості шини робить позитивний вплив на одні експлуатаційні властивості автомобіля і негативний на інші. Тому, серед причин виникнення збурюючих сил і моментів при гальмуванні автомобіля в процесі експлуатації (поперечний ухил дороги, дія вітру, порушення геометрії ходової частини автомобіля і кутів установаження керованих коліс, виконання повороту або маневрування, нерівність гальмівних сил на колесах, викликана відмінністю приводних тисків в контурах, коефіцієнта зчеплення між шинами і опорною поверхнею і бортовою нерівномірністю вертикальних реакцій) виділяється якість шин, яка суттєво впливає на зміну кутів бічного відведення коліс та асиметричність шин внаслідок їх нерівномірного зносу.

### **Література**

1. Антонов Д.А. Экспериментальные зависимости по боковому уводу шин. – Автомобильная промышленность, 1963, № 5. – С. 21 – 24.
2. Великанов Д.П. Эффективность автомобиля. – М.: Транспорт, 1969. – 239 с.
3. Вепхвадзе М.Г. Определение зависимости величины бокового увода автомобильного колеса от боковой силы. – Труды / ГНИ, Тбилиси, 1966. – 96 с.
4. Волков В.П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: 05.05.03 / В.П. Волков. – Харьков, 1982. – 18 с.
5. ГОСТ 17697-72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – М.: Государственный комитет стандартов Совета министров СССР. – 24 с.
6. Гредескул А.Б. Экспериментальное исследование блокирования затормаживаемого колеса / А.Б. Гредескул, Н.А. Булгаков // Автомобильная промышленность. – 1985. – № 3. – С. 21 – 25.
7. Гуревич Л.В. Тормозное управление автомобиля / Л.В. Гуревич, Р.А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1978. – 152 с.
8. Колебания и устойчивость движения автомобиля и автопоезда, динамическая нагруженность их агрегатов: сб. науч. тр. – М.: МАДИ, 1983. – 132 с.

9. Литвинов А.С. Характеристики основных элементов автомобиля, влияющих на устойчивость и управляемость / А.С. Литвинов // Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – С. 28 – 340.

Назаров Александр Иванович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, hefer64@ukr.net

Леженков Виталий Анатоліевич, магистр, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Зиттманн Клаус, магистр, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## **УЛУЧШЕНИЕ ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ ИЗ АБС ОБОРУДОВАНИЕМ ДИНАМИЧЕСКИМИ РЕГУЛЯТОРАМИ ТОРМОЗНЫХ СИЛ**

Легковые автомобили должны обеспечивать требуемые показатели эффективности торможения [1] не только в начале, но и в течение всего периода эксплуатации, при любом сочетании внешних воздействий и внутренних возмущений в тормозном управлении.

К числу необратимых изменений, влияющих на эффективность торможения, относятся изменение свойств материалов вследствие интенсивного нагрева рабочего тела [2], используемого в тормозном приводе. Эти изменения оказывают влияние и на увеличение времени срабатывания тормозного привода, снижение приводного давления и, как результат, - уменьшение темпа роста тормозных моментов на колесах.

К числу изменений в тормозном управлении, устраняемых при техническом обслуживании или ремонте, относятся увеличенный зазор между поверхностями фрикционной пары вследствие их изнашивания и предельный износ последних [3].

Применение дисковых тормозов взамен барабанных на современных легковых автомобилях позволило увеличить стабильность показателей торможения [4], так как при изнашивании фрикционных накладок зазор между тормозными колодками и диском регулируется автоматически. За счет конструктивного решения повышается стабильность работы дисковых тормозных механизмов в процессе эксплуатации вследствие уменьшения времени срабатывания тормозов.

Однако в таком случае имеет место недостаток. Тормозные моменты [5], развиваемые на левом и правом колесах передней оси, равны по значению независимо от распределения нормальной нагрузки на них и условий движения (на подъеме, на спуске, в повороте, дорога с поперечным уклоном), что в свою очередь приводит к снижению эффективности торможения вследствие недоиспользования коэффициента сцепного веса автомобиля.

При статическом регулировании изменение распределения тормозных сил соответствует определенной величине давления в тормозной системе, не зависящей от условий движения [6].

При динамическом регулировании величина давления, при которой изменяется соотношение в контурах передних и задних колес, связана с нормальной реакцией, действующей на передние (задние) колеса [7]. Датчиком, определяющим эту зависимость, является прогиб упругого элемента передней (задней) подвески [8].

Применение динамических регуляторов позволяет приблизить распределение тормозных сил к идеальному [8], т.е. такому, при котором на всех колесах тормозные силы достигают величины максимально возможной по сцеплению одновременно. При этом обеспечивается не только минимальный тормозной путь, но и хорошая устойчивость и управляемость, поскольку колеса при оптимальной величине скольжения в полной мере сохраняют способность противостоять без поперечного скольжения достаточно большим боковым силам.

Недостаток - это требует определенной величины давления в тормозном приводе (приложения к педали определенной силы).

Современные регулирующие устройства [9, 10] автомобиля служат для автоматического изменения тормозных сил в зависимости от двух параметров: нагрузки на колесах и замедления.

Как правило, такие устройства регулирования тормозных сил устанавливаются в контуры задних тормозных механизмов автомобиля и ограничивают или изменяют давление рабочей жидкости в цилиндрах правого и левого заднего колеса пропорционально нормальной нагрузке на задний мост (ось), считая ее распределение по колесам равномерной.

Наибольшая эффективность торможения легкового автомобиля достигается при полном использовании сцепления всеми колесами автомобиля, что возможно только при оптимальном распределении тормозных сил по колесам [11].

Поэтому для торможения автомобиля в любых дорожных условиях с максимальным замедлением необходимо, чтобы тормозные силы на колесах автомобиля всегда были пропорциональны их нормальным нагрузкам и коэффициентам сцепления [12].

Это достигается при помощи динамических регуляторов тормозных сил [12], т.е. которые изменяют значение тормозной силы в зависимости от мгновенной нормальной нагрузки на каждом колесе переднего и заднего моста (оси). При этом исключается занос колес заднего моста (оси), повышаются эффективность торможения и устойчивость автомобиля.

Для повышения эффективности и стабильности функционирования тормозных механизмов эксплуатируемых легковых автомобилей следует применять динамические регуляторы с плавающей точкой срабатывания, пропорциональным клапаном и обратной (гидравлической, электромагнитной, радио) связью с каждым колесом автомобиля [8].



Так как условия эксплуатации легковых автомобилей существенно влияют на их тормозные свойства, то это необходимо учитывать с целью обеспечения необходимой эффективности торможения и функциональной стабильности тормозных систем в конкретных условиях эксплуатации.

## Литература

1. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N, і О стосовно гальмування (Правила ЕЭК ООН N 13-09:2000, IDT): ДСТУ UN/ECER 13-09-2002. – [Чинний від 01.07.2005]. – Офіц. вид. – (Державний стандарт України).

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

3. Говорущенко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей / Говорущенко Н.Я. – К.: Выща школа, 1971. – 232с.

4. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 403 с.

5. Степанов В.Ю. Снижение неравномерности тормозных моментов на колесах легкового автомобиля [Текст]: дисс. ... канд. техн. наук:05.22.02 / Степанов Виктор Юрьевич. – Харьков, 2006. – 156 с.

6. Ярещенко Н.В. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах [Текст]: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми» / Н.В. Ярещенко. – Харків, 1999. – 16 с.

7. Назаров В.І. Математичне моделювання перерозподілу вертикальних реакцій на осях під час екстреного гальмування на дорозі з нахилом [Збірник наук. праць] / В.І. Назаров, О.І. Назаров, І.О. Назаров // Вісник НТУ «ХП». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – №39(1082). – Харків: НТУ «ХП», 2014. – С. 134-1418.

8. Пат. №117343 Україна, МПК В60Т8/1766 В60Т8/30 (2006.01). Гідравлічний гальмівний привод легкових автомобілів / [Назаров О.І., Назаров І.О., Назаров В.І., Ємельянов В.Л.]; заявник і патентотримач Харків, національний автомобільно-дорожній університет №u201613490; заявл. 28.12.2016; опубл. 26.06. 2017, Бюл. №12.

9. Реализация интеллектуальных функций в электронно-пневматическом управлении транспортных средств: монография / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, Л.А. Рыжих и др. – Х.: ХНАДУ, 2015. – 450 с.

10. Сафонов А.И. О развитии тормозных систем [Текст] / А.И. Сафонов // Вестник машиностроения. – М.: Машиностроение, 2011. – №12. – С. 37-44. – ISSN 0042-4633.

11. Волков В.П. Оценка стабильности распределения тормозных сил между осями колесной машины / Волков В.П. // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХНАДУ, 2001. – №7. – С. 72–74.

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

Назаров Александр Иванович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [hefer64@ukr.net](mailto:hefer64@ukr.net)

Журавлев Владислав Сергеевич, магистр, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Кулиш Павел Геннадиевич, магистр, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

## **ВЛИЯНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕС С ДОРОГОЙ НА СТАБИЛЬНОСТЬ ХАРАКТЕРИСТИК ДИНАМИКИ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ**

Функциональная стабильность взаимодействия колес с дорогой определяет стабильность всех характеристик динамики автомобиля: тормозной и тяговой эффективности, курсовой, траекторной устойчивости и управляемости [1–4].

Нарушение этой стабильности происходит, как правило [5], из-за ошибок водителя при воздействии на органы управления автомобилем, вследствие которых к колесам прикладываются тормозные или крутящие моменты, превышающие максимально возможные моменты продольных реакций в контакте колес с дорогой, определяемые нагрузочно-сцепными условиями [6].

Нарушение стабильности заключается в блокировании колес в тормозном режиме или в буксовании – в тяговом. И в том, и в другом случае наблюдается снижение величины продольных реакций в контакте колес с дорогой, т.е. частичная потеря тормозной либо тяговой эффективности, и практически до нуля падает способность колеса воспринимать боковые силы без срыва в боковое скольжение, т.е. полностью теряется устойчивость и управляемость [1, 7, 8].

Процессы блокирования колеса и срывы в буксование протекают настолько быстро, что водитель в силу ограниченности своих психофизиологических возможностей не может самостоятельно исправить ошибки управления, а тем более предотвратить их.

Корректировка действий водителя с целью предотвращения ошибок управления возможна только с помощью систем автоматического управления [9], известных как антиблокировочные и противобуксовочные системы (АБС и ПБС). Такие системы серийно выпускаются и устанавливаются на автомобилях уже более 30 лет. Однако, алгоритмы их функционирования требуют для

реализации применения сложных и дорогих бортовых контроллеров и исполнительных элементов-модуляторов давления в исполнительных аппаратах тормозного привода.

При качении колеса по недеформируемой поверхности в зоне контакта, при передаче тормозного момента происходит проскальзывание элементов протектора по опорной поверхности. Чем больше величина передаваемого тормозного момента, тем больше количество элементов шины участвует в скольжении. В предельном случае все пятно контакта скользит по опорной поверхности [10].

Коэффициент сцепления шины с мокрой дорогой уменьшается по сравнению со сцеплением с сухой дорогой на величину, пропорциональную параметру, который характеризует форму и размеры элемента в плане [11].

Тип и состояние дорожного покрытия изменяют коэффициент сцепления шин с дорогой от наименьших (0,05) до максимальных (1,0) значений, применяемых на практике [12].

Из литературных источников [1–12] следует, что тормозной путь во многом зависит от коэффициента сцепления шин с дорогой. Такой вывод используется для улучшения сцепных качеств шин без заметного ухудшения износостойкости протектора, так как коэффициент сцепления шины, например, с мокрой дорогой возрастает при уменьшении размеров элемента рисунка [11].

Таким образом, в процессе эксплуатации влияние конструктивных факторов на реализацию коэффициента сцепления в пятне контакта шины с опорной поверхностью можно характеризовать в общем случае следующими показателями [11, 12].

Рисунок протектора. На твердых и сухих покрытиях коэффициент сцепления увеличивается при увеличении коэффициента насыщенности контакта. На мокрых дорогах с твердым покрытием коэффициент сцепления увеличивается при улучшении выхода воды и грязи с поверхности контакта. На деформируемых дорогах коэффициент сцепления увеличивается при увеличении площади среза элементов грунта и очищении рисунка протектора [11].

Динамический диаметр колеса. Увеличение динамического диаметра [12] колеса приводит к увеличению коэффициента сцепления незначительно на дорогах с твердым покрытием и существенно на деформируемых дорогах, что объясняется увеличением угла наклона реакции плоскости дороги, в результате чего уменьшается отрицательная составляющая продольной реакции [28].

Влияние эксплуатационных факторов на реализацию коэффициента сцепления в пятне контакта шины с опорной поверхностью можно характеризовать в общем случае следующими показателями.

Тип и состояние покрытия. Сцепление шины с дорогой определяет величину тормозной силы на всех колесах и оказывает влияние на продольную и боковую устойчивость автомобиля [1–4].

Шероховатость покрытия. При износе дороги коэффициент сцепления снижается, поэтому необходима специальная обработка покрытий, для восстановления сцепных свойств.

Скорость движения. С увеличением скорости коэффициент сцепления снижается [13], причем в большей степени на мокрой и грязной дороге (пленка воды, гидродинамическое давление, аквапланирование). Рекомендуется [12] в качестве расчетного принимать значение коэффициента сцепления, соответствующее начальной скорости торможения.

Износ протектора. При износе протектора коэффициент сцепления уменьшается [11, 12], причем более интенсивно при износах превышающих 50%. При полных износах и недостаточной шероховатости покрытия  $\varphi$  снижается до 0,2-0,25. Требованиями установлена предельная глубина рисунка протектора для легковых автомобилей – до 1,6 мм.

Давление воздуха в шине. На сухих чистых и твердых покрытиях увеличение давления приводит к некоторому уменьшению коэффициента сцепления [11]. На деформируемых дорогах уменьшение давления приводит к росту коэффициента сцепления.

Нормальная нагрузка. На деформируемых дорогах при увеличении нагрузки увеличивается отрицательная составляющая продольной силы, являющаяся проекцией реакции на плоскость дороги [12]. На дорогах с твердым покрытием увеличение нагрузки приводит к увеличению коэффициента сцепления.

Если значения коэффициентов сцепления на всех колесах обеих осей легкового автомобиля одинаковы, то оптимальное соотношение между тормозными силами равно соотношению между нормальными реакциями, действующими на левом и правом колесе каждой оси [12]. Это обстоятельство объясняется тем, что, во-первых, коэффициент сцепления достигает своего максимального значения при определенном коэффициенте скольжения. Если такая величина скольжения достигается одновременно у всех колес, то тормозная сила на каждом из них будет предельно возможной. При этом будет достигаться максимально возможное замедление и соответственно, минимально возможный тормозной путь. Если у колес какой-либо из осей оптимальная величина скольжения будет достигнута раньше, то на остальных колесах предельная тормозная сила по сцеплению еще не достигнет своего максимального значения. Дальнейшее нажатие на тормозную педаль с целью увеличения давления в контурах тормозного привода соответствующих колес (тормозных сил), которые еще не достигли оптимальной величины скольжения, приведет к увеличению скольжения у колес, достигших оптимального скольжения первыми.

Такой процесс торможения оказывает существенное значение на способность затормаживаемых колес противостоять действию внешним боковым силам, к которым относятся поперечная составляющая силы веса, возникающая в результате поперечного наклона дороги, поперечная сила ветра, поперечные силы, возникающие вследствие движения по дороге с

фиксированным радиусом кривизны, приводящие к неравности тормозных сил левого и правого бортов легкового автомобиля.

Поэтому для стабильного торможения автомобиля в любых дорожных условиях с максимальным замедлением необходимо, чтобы тормозные силы на колесах автомобиля всегда были пропорциональны их нормальным нагрузкам и коэффициентам сцепления.

Эта проблема может быть решена двумя способами [12]: автоматической регулировкой силы воздействия тормозных колодок на диски или барабаны (автоматическое регулирование давления в контурах тормозного привода) и уменьшением размеров тормозных дисков задних колёс или радиуса качения колес, что является невозможным.

### Література

1. Подригало М.А. Устойчивость колесных машин при торможении / Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И. – Харьков: Издательство ХГАДТУ. – 1999. – 93 с.
2. Подригало М.А. Причины снижения курсовой устойчивости легковых автомобилей в процессе эксплуатации / М.А. Подригало, В.И. Назаров // Автомобильный транспорт. – Харьков, 2010. - №26. – С. 39-42.
3. Литвинов А.С. Характеристики основных элементов автомобиля, влияющих на устойчивость и управляемость / А.С. Литвинов // Управляемость и устойчивость автомобиля. – М.: Машиностроение, 1971. – С. 28-340.
4. Бобошко А.А. Анализ факторов, влияющих на управляемость и устойчивость автомобиля / А.А. Бобошко // Автомобильный транспорт. – Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 1998. – Вып. 1. – С. 62-63.
5. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / [Хачатуров А.А., Афанасьев В.Л., Васильев В.С., Гольдин Г.В. и др.] /под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
6. Совершенствование способов регулирования выходных параметров тормозной системы автотранспортных средств / [Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. и др.]. – Харьков: Изд-во ХНАДУ (ХАДИ), 2002. – 400 с.
7. Бобошко А.А. Оценка предельных по условиям сцепления колес с дорогой, показателей управляемости автомобилей и тракторов / Бобошко А.А. // Автомобильный транспорт. – Харьков, 2001. – Вып. 7. – С. 92-94.
8. Бобошко А.А. Оценка предельных по сцеплению колес с дорогой показателей поворотливости автомобилей / Бобошко А.А. // Вестник СевГТУ. – Севастополь, 2002. – Вып. 36. – С. 131-134.
9. Ломака С.И. Автоматизация процесса торможения автомобиля: учеб. пособ. [для студ. высш. учеб. завед.] / Ломака С.И., Алекса Н.Н., Гецович Е.М. – Киев: УМК ВО, 1988. – 88 с.
10. Зотов Н.М. Применение  $\varphi-s_x$  диаграммы при расчете динамики затормаживаемого колеса [Текст] / Н.М. Зотов, Е.В. Балакина // Проблемы машиностроения и надежности машин. – М.: Наука, 2007. – №2. – С. 103-109. – ISSN 0235-7119.

11. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме/ Петров М.А. – Омск: Западно-сибирское кн. изд-во, 1973. – 224 с.

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

13. Ярещенко Н.В. Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах [Текст]: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми» / Н.В. Ярещенко. – Харків, 1999. – 16 с.

Назаров А.И., к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, hefer64@ukr.net

Шпинда Евгений Михайлович, аспирант, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, z1103mzaq@gmail.com

Синицын А.О., магистр, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Sinsandru@gmail.com

## **ИЗНАШИВАНИЕ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Одной из задач современной науки о трении и износе, является подбор оптимального сочетания материалов и прогнозирование поведения их в различных условиях по режиму работы и конструкции [1–3], в том числе и расчет рабочих характеристик фрикционных пар в заданных условиях эксплуатации.

При трении происходят значительные изменения свойств фрикционных материалов в приповерхностных слоях. Эти изменения в ряде случаев оказывают решающее влияние на процессы трения и изнашивания поверхностей трения тормозных механизмов.

Дисковый тормоз имеет ряд принципиальных конструктивных производственных и эксплуатационных особенностей [4, 5]. Прежде всего, фрикционные накладки дискового тормоза должны выполняться из высококачественного фрикционного материала. Это требование вытекает из того, что активная площадь накладки в несколько раз меньше, чем у барабанного тормоза. Например, для легкового автомобиля малого класса накладка барабанного тормоза имеет поверхность 90–100 см<sup>2</sup>, накладка дискового тормоза для автомобиля такого класса порядка 30 см<sup>2</sup>. Поэтому удельная энергонагруженность фрикционных накладок дискового тормоза (энергия, приходящаяся на 1 см<sup>2</sup> поверхности накладки) будет в несколько раз выше, чем барабанного тормоза. Вследствие этого резко возрастает температура диска, достигающая даже при единичном торможении 160–500°С, а при многократном циклическом торможении 450–500°С и более. Появление полимерных материалов (высокомолекулярных смол) позволило создать на их

основе фрикционные материалы, пригодные для работы в условиях высоких температур и давлений.

Основное положительное качество дискового тормоза, определившее его повсеместное распространение, – высокая стабильность тормозного момента в условиях интенсивного торможения [6, 7]. Дисковые тормоза дают меньшую неравномерность в тормозных силах на правых и левых колесах, поэтому применяются, прежде всего, на передних колёсах легковых автомобилей. Дисковый тормоз на передних колесах позволяет сохранить хорошую устойчивость автомобиля при торможении с большой начальной скоростью движения автомобиля.

Технологически изготовление диска более сложно, чем барабана. Необходимо обеспечить высокую точность плоскостей диска (плоскостность) и их перпендикулярность к оси колеса. С этой целью окончательная обработка поверхностей диска иногда ведется в сборе со ступицей колеса, вместе они проходят и балансировку. В условиях эксплуатации нельзя допускать разборку диска и ступицы колеса. Нарушение правильности сборки может привести к большому биению плоскости диска, значительному увеличению зазоров между диском и колодками и, как следствие, – к резкому увеличению хода педали при торможении и вибрации.

Требование малого зазора фрикционной пары, отсутствия биения диска вынуждает правильно регулировать подшипники ступицы колеса. Эти подшипники при дисковых тормозах устанавливаются несколько больших размеров, вследствие чего темп износа и потребность в регулировках меньше, но и в этих условиях необходимо своевременно устранять повышенный зазор в ступице колес.

Кроме того, колодка дискового тормоза представляет собой металлическую пластинку с приформованной к ней фрикционной накладкой. Форма накладок весьма разнообразная. Преобладают накладки в виде кольцевого сегмента. Форма накладки подбирается для каждого тормоза из условий равномерного износа. Для взаимозаменяемости правых и левых колодок накладки и металлическая часть колодок делаются симметричными относительно средней радиальной плоскости.

Боковые поверхности колодки сделаны взаимно параллельными. Боковые поверхности пазов в суппорте (опоры колодок) выполняются плоскими под углом  $90^\circ$  к плоскости диска. Вследствие ортогональности опорных поверхностей силы трения фрикционной пары практически не отражаются на величине тормозного момента, поэтому характеристика дискового тормоза линейная. Передаточное отношение тормоза численно принимается равным коэффициенту трения. Эффективность дискового тормоза наименьшая по сравнению с барабанными тормозами всех типов. В этом проявляется один из существенных недостатков дисковых тормозов, требующих высокоэффективных приводов.

Известны предложения сделать дисковый тормоз с самоусилением. Для этого достаточно опорную поверхность колодки наклонить к плоскости диска.

Например, при угле  $\alpha = 45^\circ$  степень усиления достигает двух. Однако дисковый тормоз с самоусилением не получил распространения, так как при этом нарушается главное преимущество дисковых тормозов – меньшая чувствительность к изменению коэффициента трения и равномерность действия тормозов правых и левых колес, положительно влияющая на устойчивость автомобиля при торможении.

Колодки свободно вставлены в паз скобы (суппорта) и не требуют специального крепления для удержания их в пазу при работе тормоза. Силы трения, возникающие при торможении, прижимают колодки к плоским опорным поверхностям паза скобы; эти силы уравниваются нормальными реакциями опоры. Возможная некоторая радиальная составляющая тормозных сил воспринимается силами трения в опоре колодки, а также штифтами (шпильками), удерживающими колодку в пазу в нерабочем состоянии тормоза. Для фиксации колодок в радиальном направлении применяются пружины.

Но все эти факторы, как конструкционные, так и эксплуатационные, можно отбросить и смело заявить, что процесс неравномерности изнашивания тормозных накладок зависит от совершенства конструкций тормозной колодки и тормозного механизма. Если исследовать все колодки и тормозные механизмы, существующие в мире (любая корпорация пытается выделиться на рынке и выставить что-то свое), то можно прийти к идеальной конструкции и отбросить проблему неравномерного износа тормозных накладок, повысив эффективность торможения.

Анализ полученных результатов показал следующее:

- подавляющая часть накладок имеет в радиальном направлении клиновидный износ, причем наименьшая его величина наблюдается на наружном радиусе;
- для тормозных механизмов отечественных автомобилей степень клиновидности фрикционных пар выше, чем для зарубежных;
- практически все накладки имеют неравномерный износ в тангенциальном направлении;
- для тормозных механизмов некоторых зарубежных автомобилей имеют место фрикционные накладки с практически равномерным износом.

## Литература

1. Хрущов М.М. Повышение износостойкости и срока службы машин. Новые методы определения износа деталей машин / Хрущов М.М. – М.: Машгиз, 1953. – с. 22-26.
2. Расчетные методы оценки трения и износа: сб. научн. трудов; под. ред. И.В. Крагельского]. – Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. – 234 с.
3. Назаров О.І. Математична модель зношування дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів в умовах експлуатації / Назаров О.І., Клец Д.М., Назаров І.О. // Вісник НТУ «ХП». Серія: «Математичне моделювання в техніці та технологіях». - №6(1115). - 2015. - С.91-101.



4. Автомобиль. Особенности конструкции / [Скляров В.Н., Волков В.П., Руденко И.Д. и др.]. – Харьков, 2013. – 928 с.

5. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funtion; Pruf- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. – 3. – uberarb. und erw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme).

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

6. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 614 с.

7. Волков В.П. Оценка стабильности распределения тормозных сил между осями колесной машины / Волков В.П. // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХНАДУ, 2001.– №7. – С. 72–74.

Павленко В'ячеслав Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [vp.khadi@gmail.com](mailto:vp.khadi@gmail.com)

## МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМ І ПРОЦЕСІВ ПРИ ОБСЛУГОВУВАННІ АВТОМОБІЛЯ

Модель системи з обслуговування автомобілів, побудована на основі мультиагентного підходу (рис. 1), складається з наступних елементів:

- база знань – являє собою сховище даних;
- словник проектування – нормативно-методична та проектно-технічна документація;
- мультиагентна система – програмна оболонка (інтерфейс), інтелектуальні агенти.

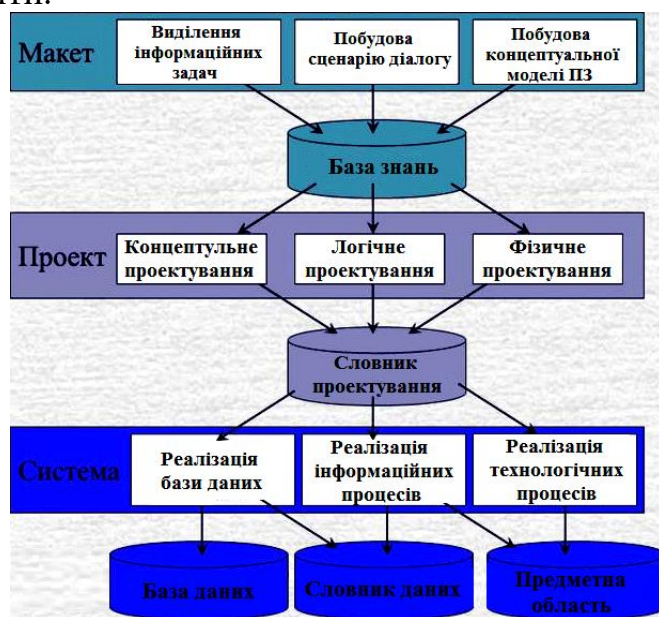


Рисунок 1 – Модель мультиагентної системи

Центральна ланка системи – база знань, що виступає по відношенню до інших елементів в якості змістовної підсистеми, яка включає знання та технології з обслуговування автомобілів. Основним принципом цієї системи є певна компоновка агентів і їх взаємодія.

Початок моделювання мультиагентної системи з обслуговування автомобілів починається зі створення її імітаційної моделі. Сутність імітаційного моделювання полягає в побудові комп'ютерної моделі, яка за допомогою комп'ютерних технологій відтворює формалізований процес функціонування складної системи. При цьому складна система розбивається на окремі елементи, функціонування яких моделюється програмою-імітатором з урахуванням їх узгодженості, взаємодії та можливості об'єднання в єдиний процес функціонування системи в цілому. В цьому проявляється системний підхід, як до дослідження складних систем, так і до побудови комп'ютерної моделі, тобто – імітаційного моделювання.

Таким чином, імітаційна модель являє собою алгоритм функціонування системи, програмно реалізований на комп'ютері [1].

Далі створюється концептуальна модель автомобіля, яка складається з елементів, організованих у системі (рис. 2), де вихід одного елемента або системи є входом іншого елемента або системи, утворюючи функціональні зв'язки. Усі елементи й системи пов'язані просторовими відносинами, за якими можна визначати взаємозв'язки відмов з їхніми проявами, а також прогнозувати вплив різних подій (зміни умов експлуатації, заміни блока, що відмовив, неідентичним аналогом, відмов суміжних або інакше пов'язаних вузлів і агрегатів і т.д.) на зміну динаміки відмов.

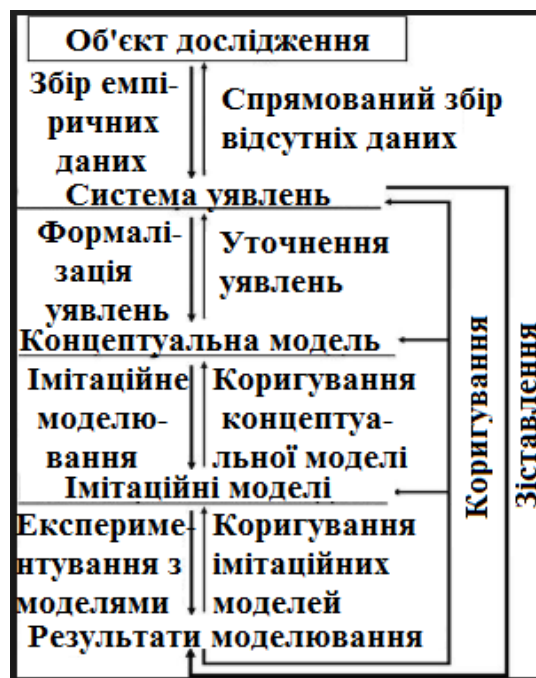


Рисунок 2 – Загальна схема моделювання системи

Кожна система автомобіля складається з вузлів і компонентів, які в онтології описуються атрибутами: щільністю розподілу відмов, середнім напрацюванням до відмови, забезпечуваням коефіцієнтом надійності, ресурсом роботи, строком експлуатації та ін. На підставі інформації про можливі види відмов виробу і його компонентів прогнозується ймовірність виникнення відмов в автомобілі, які перебувають в експлуатації, виділяються можливі види відмов на різних рівнях структури (відмова елемента, відмова пристрою, відмова системи), простежуються причинно-наслідкові зв'язки, що зумовлюють виникнення відмов і можливі наслідки. Унікальні особливості кожного виробу будуть відображатися в його концептуальній моделі, яка є поданням складного об'єкта в навколишньому середовищі за допомогою опису в онтологічному ядрі, й з наступним одержанням моделі у формі, максимально зручній для сприйняття користувачем.

Прикладом концептуальної моделі може бути докладна кібернетична модель, яка супроводжує реальний об'єкт протягом усього його життєвого циклу – від проектування до утилізації [2]. Протягом свого життя будь-який автомобіль зазнає ряд змін, що мають вплив на його характеристики: заміна різних деталей, внесення змін в електропроводку, проведення позапланового технічного обслуговування тощо. Зміна умов експлуатації автомобіля призводить до того, що навіть випущені одночасно серійні екземпляри починають суттєво відрізнятися за своїми характеристиками після декількох років експлуатації.

За допомогою закріплення за кожним автомобілем його концептуальної моделі пропонується створити інструмент, що дозволяє: вчасно фіксувати, які фактичні зміни відбуваються з об'єктом, з метою отримання знань; враховувати фактичні особливості кожного автомобіля під час проведення планового ТО; прогнозувати вплив особливостей автомобіля на надійність його окремих вузлів і виявляти джерела потенційних відмов; проводити оцінку витрат під час технічного обслуговування і ремонту та виявляти можливі шляхи оптимізації витрат за збереження необхідного рівня надійності.

Наприклад, зі збільшенням відмов за певний період, порівняно з таким же попереднім періодом, можна зробити висновок, що або минув фактичний строк працездатності вузла (який може не збігатися з номінальним через особливості експлуатації), або відмови викликаються зовнішніми умовами (середовищем експлуатації або сусідніми агрегатами) чи особливостями проведення планового ТО (від зміни використовуваного типу змащення аж до порушення методики проведення ТО одним зі співробітників ремонтної бригади). Оскільки спостерігається зміна динаміки одного з контрольованих параметрів, концептуальна модель виробу повинна на основі онтологічних зв'язків проаналізувати варіанти виникнення проблеми й запропонувати можливі способи її вирішення.

Планований результат створення такої системи: розв'язок складного завдання прогнозування й попередження відмов на ранніх стадіях в умовах невизначеності; забезпечення оперативної й гнучкої реакції на непередбачені

події; зниження складності й трудомісткості роботи персоналу; підвищення ефективності робіт під час ТО і Р та оптимізація запасу запасних частин за збереження необхідного рівня надійності; можливість прогнозування ймовірностей варіантів виникнення, протікання й розвитку відмов.

### Література

1. Лычкина Н.Н. Технологические возможности современных систем моделирования./ Лычкина Н.Н. Банковские технологии, 2000. № 9. – с. 60–63.
2. Говорущенко Н.Я. Экономическая кибернетика транспорта / Н.Я. Говорущенко, В.Н. Варфоломеев. – Х.: РИО ХГАДТУ, 2000. – 218 с.

Павленко В'ячеслав Миколайович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [vp.khadi@gmail.com](mailto:vp.khadi@gmail.com)

Павлік Андрій Вадимович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [pavlik.andrew21@gmail.com](mailto:pavlik.andrew21@gmail.com)

Щетінін Микола Геннадійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [kolya\\_usb@mail.ru](mailto:kolya_usb@mail.ru)

### САМООРГАНІЗАЦІЯ МУЛЬТИАГЕНТНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ АВТОСЕРВІСУ

Мультиагентна система – складна система, в якій функціонують два або більше інтелектуальних агентів. Процес самоорганізації в мультиагентних системах – внутрішня впорядкованість, узгодженість, взаємодія більш або менш диференційованих і автономних агентів мультиагентної системи, зумовленої її будовою [1]. Таким чином, в МАС кілька агентів можуть спілкуватися, передавати один одному деяку інформацію, взаємодіяти між собою і вирішувати поставлену задачу. У такій системі завдання (або підзавдання) розподілені між агентами, кожен з яких розглядається як член групи або організації. Розподіл завдань передбачає призначення ролей кожному з членів групи, визначення міри його «відповідальності» і вимог до «досвіду». Всі ці властивості притаманні структурі автосервісних підприємств, тому питання використання МАС в автомобільній галузі є дуже актуальним [2].

МАС відносять до самоорганізованих систем, оскільки у них відбувається пошук оптимального рішення задачі без зовнішнього втручання. Під оптимальним рішенням розуміється рішення, на яке витрачена найменша кількість енергії в умовах обмежених ресурсів.

Головна перевага МАС – це гнучкість. Мультиагентна система може бути доповнена і модифікована без переписування значної частини програми. Також ці системи мають здатність до самовідновлення і володіють стійкістю до збоїв, завдяки достатньому запасу компонентів і самоорганізації.

Характеристиками мультиагентної системи є залежність від умов зовнішнього середовища (здатність реагування) і правила поведінки агентів. Агенти, в свою чергу, володіють деяким властивим їм набором атрибутів, що

визначає тип і реакцію всієї системи на обурення зовнішнього середовища. Здатність агентів функціонувати в умовах нечіткої, динамічної і суперечливої інформації передбачає не обов'язкове виконання функцій, покладених на них будь-яким іншим агентом або об'єктом, а просто залежність від поведінки, цілей та інших агентів і умов середовища. Системи, побудовані на принципах самоорганізації, мають високі показники надійності і масштабованості, але, з іншого боку, дані переваги оскаржуються їх зростаючою складністю, пов'язаною не тільки з архітектурною побудовою, а й, наприклад, властивою їм неоднорідністю компонентів, динамічним змінним зв'язкам всередині структури і т.д.

До того ж, існують задачі, успішне вирішення яких в принципі неможливе без використання механізмів самоорганізації, а централізоване управління є безпосередньою причиною виникаючих проблем. Використання мультиагентного підходу до побудови подібної системи і самоорганізація інтелектуальних агентів дозволяють системі значно швидше адаптуватися і, відповідно, реагувати на зміни зовнішнього середовища, які проявляються в результаті впливу на неї збурень – поломок автомобіля.

Розподілена система передбачає наявність у децентралізованих інтелектуальних агентів спільних інтересів. В даному випадку це датчики в автомобілі і спільне використання ресурсів за допомогою різних видів взаємодії, в тому числі і конкуренція за ресурси. Кожен датчик автомобіля може прийняти рішення, виходячи з наявності у нього власної інформації, і жоден з датчиків не має доступ до повної інформації. В зв'язку з цим вони повинні адаптуватися один до одного, щоб правильно координувати свої дії. Таким чином, утворюється взаємодія, зв'язкова агентна мережа, тобто тут «адаптивність» і є прикладом самоорганізації інтелектуальних агентів за допомогою комунікацій, спільного навчання, співпраці і т. д. [3].

В даній системі (рис. 1) для реалізації самоорганізації необхідна наявність як мінімум трьох типів інтелектуальних агентів. Агенти першого типу оцінюють якість керування системи і її стан за допомогою вимірювання набору параметрів  $B_1 \dots B_n$ ;  $U_1 \dots U_m$  – деяких характеристик системи, що описують її функціонування. Агенти другого типу при виявленні агентами першого типу будь-яких підозрілих змін в результаті зовнішніх збурень  $Z_1, Z_2, \dots Z_j$  (наприклад, відмова трансмісії, зарядних пристроїв або контрольних датчиків) аналізують і прогнозують різні варіанти вирішення проблеми шляхом прогнозування подальшої поведінки системи  $Y_1 \dots Y_i$ .

Інтелектуальні агенти першого типу відбирають серед інтелектуальних агентів другого типу оптимальний варіант поведінки для повідомлення про проблему, що з'явилася, і в результаті обрані інтелектуальні агенти другого типу трансформуються в інтелектуальних агентів третього типу, які змінюють свою поведінку, усуваючи несправність та не дозволяючи йому подальше поширення, тобто в результаті взаємодії двох типів інтелектуальних агентів система адаптується, змінюючи свою поведінку, щоб впоратися зі змінами, що

відбуваються в ній, утворюючи нову групу інтелектуальних агентів третього типу.

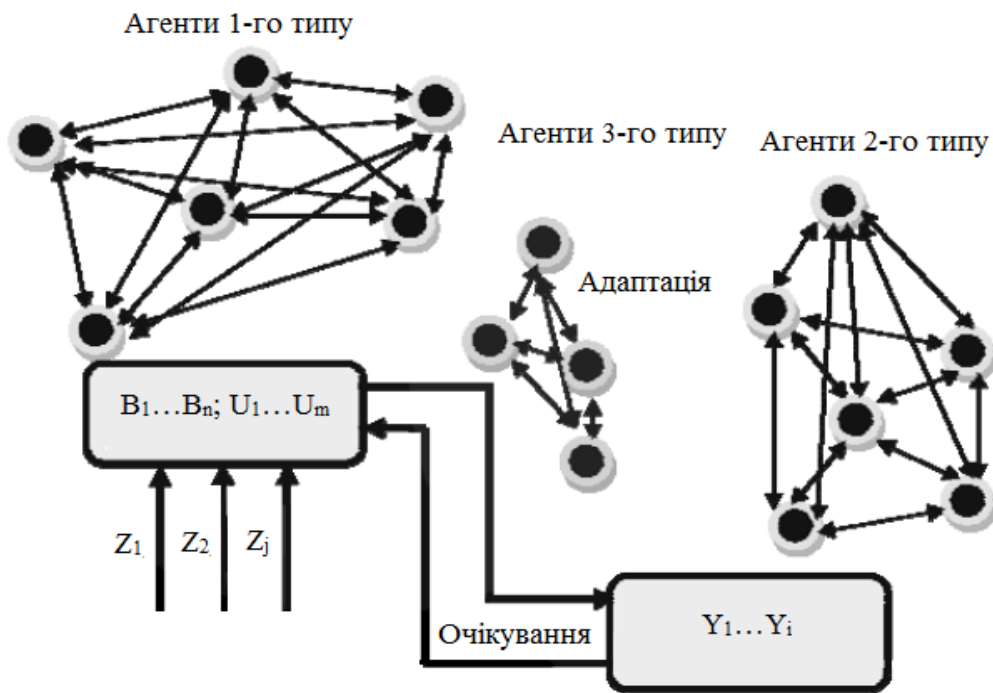


Рисунок 1 – Взаємодія 3-х типів агентів мультиагентної системи

Необхідно відзначити, що зазначений на рисунку процес «очікування» – це окремий випадок адаптації, коли система за допомогою обміну інформацією між інтелектуальними агентами прогнозує зміни і регулює свою поведінку, щоб відреагувати на несправність. Такий підхід захищає всю систему комплексно, а не окремі її компоненти і допомагає повідомити про проблему до сервісного центру і вирішити її. Уся система в цілому являє собою неподільний об'єкт, який зберігає свою цілісність і функціонує в умовах збурень, і тому володіє більш високим ступенем надійності.

Найбільш складною з точки зору практичної реалізації в даній системі є побудова механізмів багатоагентних співробітництв і спільного навчання для колективного виконання поставлених завдань. Побудова інтелектуальних агентів з новими властивостями, які протидіють виявленій загрози і, безпосередньо, формалізація цих властивостей – є ключовими моментами побудови МАС, що визначають саму можливість її створення.

Отже, МАС – це система, яка здатна самостійно вирішувати завдання та організовувати свою діяльність, без втручання людини здійснювати діагностику та обслуговування автомобіля, прогнозувати роботу систем автомобіля, контролювати відмови та напруження автомобіля під час експлуатації завдяки децентралізованій системі керування. При цьому інтелектуальні агенти повинні слідувати упорядкованій поведінці та взаємодії один з одним для цілісної організації МАС.



## Література

1. Рассел С. Искусственный интеллект. Современный подход / С. Рассел, П. Норвиг // Москва, Изд. 2-е., 2006. – 1408 с.
2. Павленко В.М. Мультиагентний підхід при побудові системи технічного обслуговування і ремонту автомобіля / В. М. Павленко, Ю. Ю. Свіріна // Новітні технології розвитку автомобільного транспорту. – Харків, 2018. – с. 187.
3. Печеркин С.А. Взаимодействие агентов в мультиагентных системах / Печеркин С.А. // Инновации в науке: сб. ст. по матер. LV междунар. науч.-практ. конф. № 3(52). Часть I. – Новосибирск: СибАК, 2016. – 144 с.

Савчук Володимир Петрович, к.т.н, доцент, Херсонська державна морська академія

Бойко Максим Олександрович, аспірант, Херсонська державна морська академія

Кавун Віталій Іванович, ст. викладач, Херсонська державна морська академія

Сімагін Антон Федорович, Херсонська державна морська академія

## РОЗРАХУНОК ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДВИГУНІВ HUNDAI-HIMSEN ТИПУ H21/32 ТА 25/33

Для дослідження показників надійності циліндрових втулок (ЦВ) нами були використані статистичні дані щодо швидкості зношування ЦВ дизельних двигунів типу H21/32 та H25/33, які були зібрані при обслуговуванні 513-ти ЦВ. Полігон розподілення такої величини у логарифмічній системі координат представлено на рис. 1.



Рисунок 1 – Полігон розподілення швидкості зношування циліндрових втулок двигунів Hyundai-Himsen типу H21/32 та H25/33

В роботі проведено аналіз можливості використання статистичних законів Вейбулла та закону нормального розподілу для опису процесів зношування робочої поверхні ЦВ. Показники двопараметричного закону нормального розподілу наступні:  $\bar{x} = 0,0176$  мм/тис.год, та  $\sigma = 0,003$  мм/тис. год, то теоретична щільність розподілу швидкості зносу ЦВ набуде виду:

$$f(x) = \frac{1}{0,003\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(x_j - 0,0176)^2}{2 \cdot 0,003^2}\right] = 132,98 \cdot \exp\left[-\frac{(x_j - 0,0176)^2}{18 \cdot 10^{-6}}\right]. \quad (1)$$

Інтегральна функція розподілу Вейбулла має вигляд:

$$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{x_i}{0,018}\right)^{6,78}\right]. \quad (2)$$

За результатами розрахунків побудовано криві ймовірності швидкостей зношування ЦВ із використанням представлених законів (рис. 2).

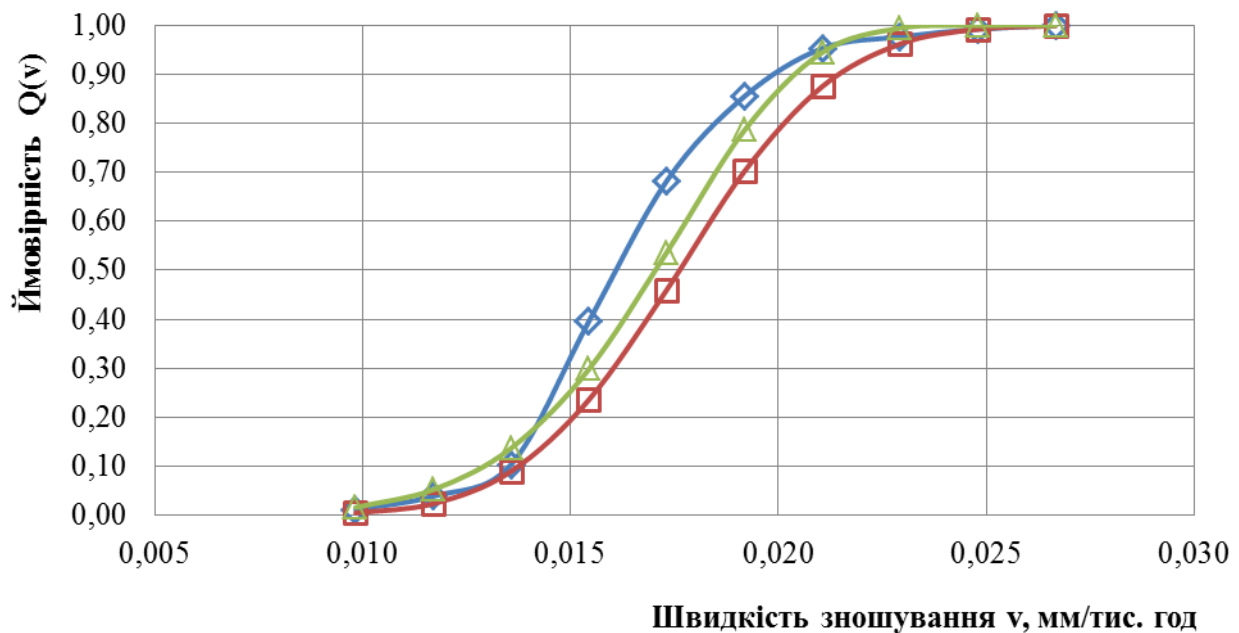


Рисунок 2 – Функції ймовірності набуття швидкості зносу циліндрових втулок:

◆ – емпірична функція; ▲ – функція закону Вейбулла; ■ – функція закону нормального розподілу

Результати проведених розрахунків вказують на необхідність використання закону нормального розподілу для математичного вираження очікування швидкості зношування ЦВ.

**Нормування середньої та граничної швидкості зносу.** Для проведення розрахунків використаємо відомі значення середньої швидкості зношування циліндрових втулок та її середньоквадратичне відхилення:



$\bar{x} = 0,0176$  мм/тис. год,  $\sigma = 0,003$  мм/тис. год. Плече середньої швидкості зношування визначимо за виразом  $a = x_i - \bar{x}$ . Тоді для першого інтервалу

$$a = x_i - \bar{x} = 0,0089 - 0,0176 = -0,0087 \text{ мм/тис. год.} \quad (3)$$

Аналогічним чином проведемо розрахунки і для інших інтервалів. Результати розрахунку приведено в табл. 1.

Моменти першого  $M_1$  та другого ступеня  $M_2$  розрахуємо за наступними виразами:

$$M_1 = \frac{\bar{n} \cdot a}{100}; M_2 = M_1 \cdot a. \quad (4)$$

Середня та гранична швидкості зносу визначаються за виразами:

$$\bar{V} = \bar{x} + \sum M_1 = 0,0176 + 1,3 \cdot 10^{-3} = 0,0189 \text{ мм/тис. год.} \quad (5)$$

$$V_{\text{гр}} = \bar{V} + \sigma = 0,0189 + 0,0027 = 0,0216 \text{ мм/тис. год.} \quad (6)$$

Таблиця 1 – Розрахунок показників для визначення середньої та граничної швидкості зношування

№ інтервалу	Межа інтервалу $x_j$ , мм/тис.год		Середина інтервалу $x_i$ , мм/тис. год	Кількість деталей		швидкості зносу $a = x_i - \bar{x}$	Моменти	
	min	max		$n_i$ , шт	$\bar{n} = \frac{n_i \cdot 100}{N}$ , %		Першого ступеня $M_1$	Другого ступеня $M_2$
1	0,0089	0,0108	0,010	1,18	1,18	-0,006	-7,25E-05	4,47E-07
2	0,0108	0,0126	0,012	2,75	2,75	-0,004	-1,18E-04	5,06E-07
3	0,0126	0,0145	0,014	6,47	6,47	-0,002	-1,57E-04	3,81E-07
4	0,0145	0,0164	0,015	29,22	29,22	-0,001	-1,62E-04	9,00E-08
5	0,0164	0,0183	0,017	28,63	28,63	0,001	3,76E-04	4,95E-07
6	0,0183	0,0201	0,019	17,25	17,25	0,003	5,50E-04	1,75E-06
7	0,0201	0,0220	0,021	9,80	9,80	0,005	4,96E-04	2,51E-06
8	0,0220	0,0239	0,023	2,35	2,35	0,007	1,63E-04	1,13E-06
9	0,0239	0,0257	0,025	1,57	1,57	0,009	1,38E-04	1,21E-06
10	0,0257	0,0276	0,027	0,78	0,78	0,011	8,36E-05	8,92E-07
Сума				510	–	–	1,30E-03	9,41E-06

Аналізуючи приведені дані, та враховуючи величину граничного зносу циліндрових втулок 0,4 мм, при встановленому значенні граничної швидкості зношування  $V_{\text{гр}} = 0,0216$  мм/тис. год. ресурс до капітального ремонту ЦВ складе  $T_k = 18,5$  тис. год. Також, виходячи із даних (рис. 3), можна сказати, що близько 0,2 % циліндрових втулок мають ресурс менше 16 тис. год.

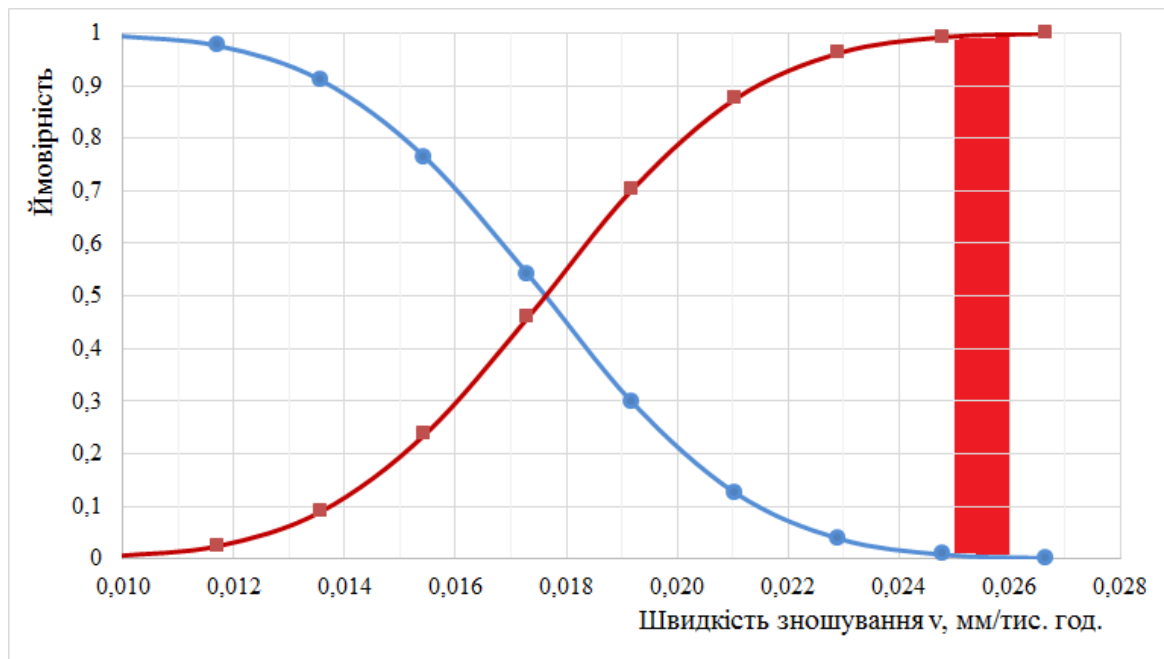


Рисунок 3 – Криві ймовірності: ● – ймовірність безвідмовної роботи  $P(x)$ ; ■ – ймовірність відмов  $Q(x)$

Для знаходження параметрів функції, що описує залежність зносу від напрацювання, використаємо інформацію щодо граничного значення зносу  $\Delta_{\text{гр}}$  та нормований строк експлуатації  $t_{\text{гр}}$  ЦВ двигунів Hundai-Himsen. Для двигунів H25/33 ці параметри становлять:  $\Delta_{\text{гр}} = 0,4$  мм,  $t_{\text{гр}} = 16$  тис. год і  $\alpha = 0,45$ . Маючи дані значення можна спрогнозувати значення нормального зносу на протязі нормованого періоду експлуатації. Таким чином, розрахункова залежність прийме вид:

$$\Delta(t) = 0,115 \cdot t^{0,45}. \quad (7)$$

Згідно (7) будемо графічну залежність, що представлена на рис. 4. Крива, що демонструє допустимий знос циліндрових втулок, що забезпечить ресурс до середнього ремонту 18,5 тис. год. також представлено на цьому рисунку. В такому випадку, апроксимуюча залежність має вид:

$$\Delta(t) = 0,108 \cdot t^{0,45}. \quad (8)$$

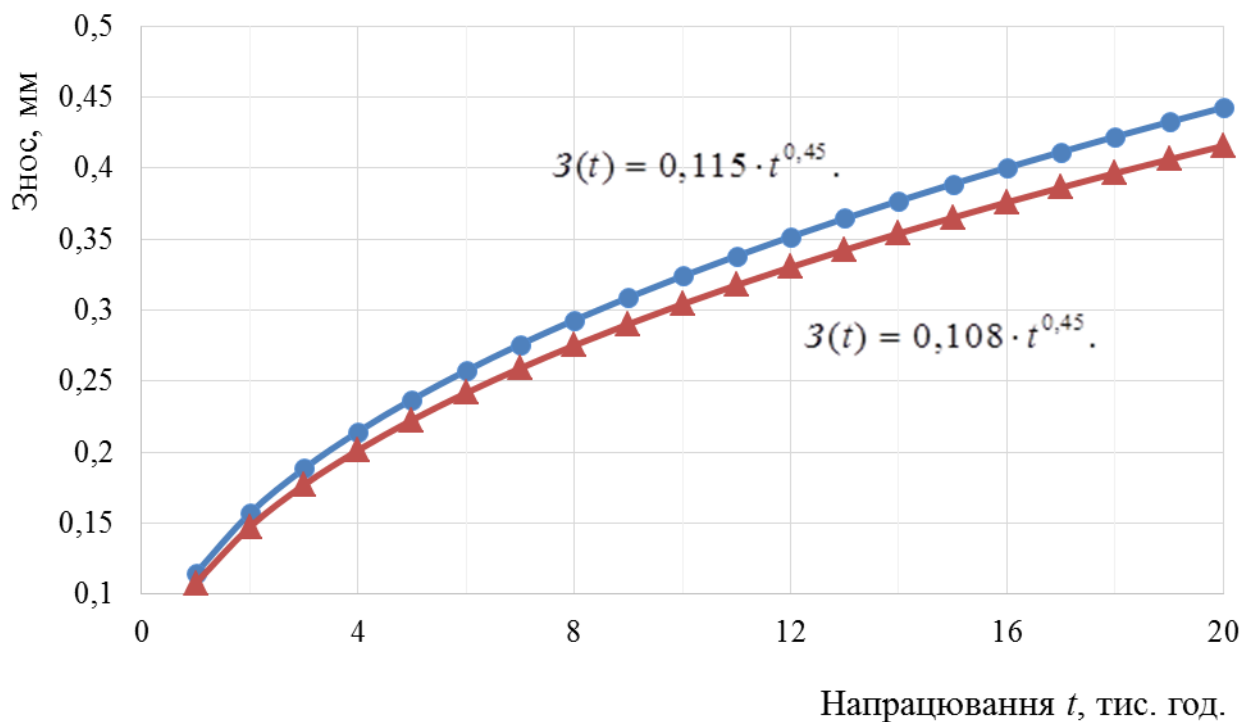


Рисунок 4 – Залежність нормального зносу циліндрових втулок двигунів Hyundai-Himsen H21/32 та H25/33 від напрацювання

Таким чином, знаючи величину реального зносу циліндрових втулок, можливо із великим ступенем ймовірності отримати значення їх залишкового ресурсу. Це надасть можливості корегувати план-графік технічного обслуговування ЦПГ, та проводити ТО і Р за фактичним станом.

Савчук Володимир Петрович, к.т.н, доцент, Херсонська державна морська академія

Білоусов Євген Вікторович, к.т.н., доцент, Херсонська державна морська академія

Скрипка Григорій Леонтійович, ст. викладач, Херсонська державна морська академія

Сатулов Анатолій Іванович, ст. викладач, Херсонська державна морська академія

## ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПОРШНІВ СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО ДВИГУНА HYUNDAI HIMSEN H25/33

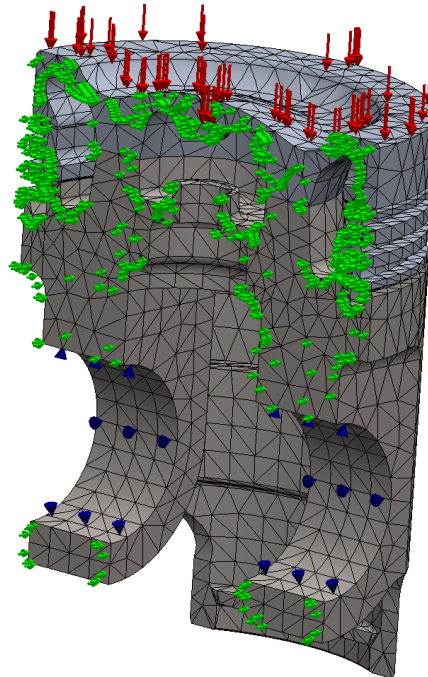
Двигун HiMSEN H25/33 був розроблений на основі загальної філософії конструювання двигунів HiMSEN, що є компактними, простими і надійними. Висока питома потужність двигунів сприяє їх широкому застосуванню як у складі судових енергетичних установок, так і в стаціонарних умовах. У цьому двигуні застосовуються найсучасніші технології Hi-touch, завдяки чому двигун має чудові експлуатаційні характеристики, низьку витрату палива та низькі показники емісії шкідливих речовин.

Поршень, що застосовується в даних двигунах, складеного типу зі сталеву головою та спідницею з високоміцного чавуну. Охолодження поршня здійснюється за допомогою мастила двигуна і застосовується коктейльний ефект, що забезпечує оптимальний розподіл температур деталей камери згоряння. Поршень має два компресійні кільця та одне маслоснижальне. Кепи поршневого кільця загартовуються, а верхнє поршневе кільце покрите керамічним матеріалом для забезпечення високої зносостійкості та низької витрати палива.

Для дослідження напружено-деформованого стану поршня двигунів, нами розроблено його спрощену твердотільну модель (рис. 1а).



а



б

Рисунок 1 – Твердотільна модель поршня двигуна Himsen H25/33 (а) та його поперечний переріз із сіткою скінчених елементів та схемою навантаження (б)

Пропоновану модель за допомогою програмного комплексу SolidWorks розділено на скінчені елементи формою тетраедру. Зображення твердотільної моделі поршня із сіткою скінчених елементів представлено на рис. 1б.

Показники сітки приведено у табл. 1.

При дослідженні напруженого стану нами використовувалась схема навантаження, що імітує режим роботи поршня в циліндрі двигуна. Сили, що діють на поршень, представлено на рис. 2.

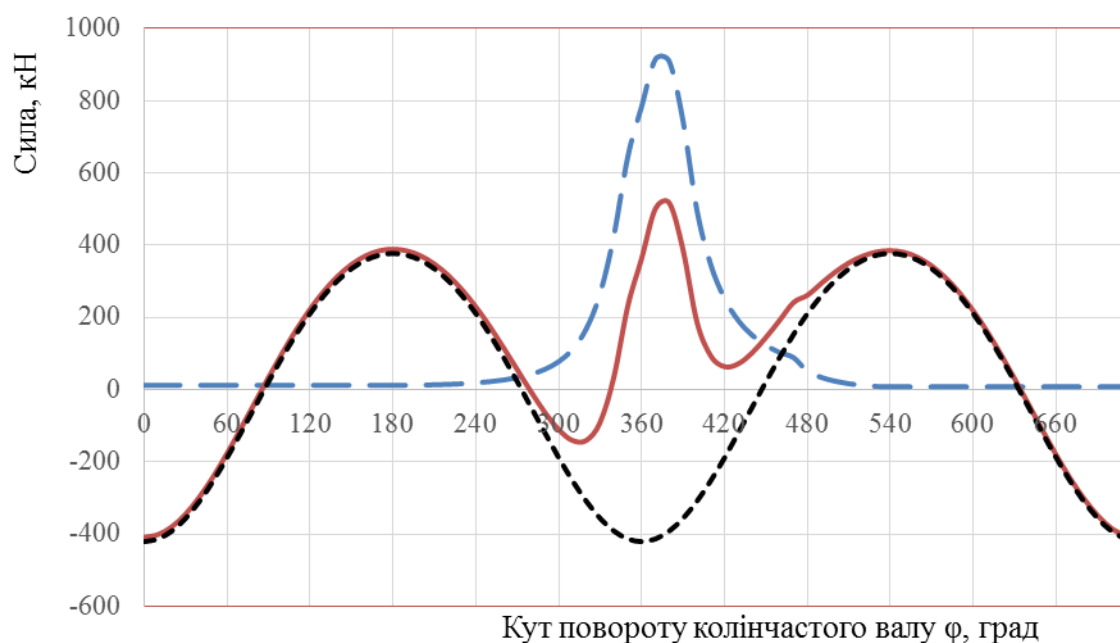


Рисунок 2 – Сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна:

— — — — —  $P_g$ ; — — — — —  $P_j$ ;  
 —————  $P$

В якості матеріалу днища поршня використовується спеціальної термообробленої легованої сталі із наступними фізико-механічними властивостями:

- модуль пружності  $E = 210$  ГПа;
- коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,28$ ;
- межа міцності на розрив  $\sigma_B = 723,8$  МПа;
- межа текучості  $\sigma_T = 620,4$  МПа.

Таблиця 1 – Параметри сітки скінчених елементів розрахунку

Показник	Значення
Тип сітки	Сітка на твердому тілі
Точки Якобіана	4 точки
Розмір елемента, мм	10,6428
Кількість вузлів	47988
Кількість елементів	28562
Максимальне співвідношення сторін	36,295

Для проведення спрощення процесу розрахунку, було використано половину досліджуваного поршня, застосувавши опцію «симетрія» для деталей, що мають симетричну форму.

Фіксація поршня здійснювалась в отворах для установки поршневого пальця. При цьому використовувались кріплення деталі типу «опора підшипника».

Було здійснено імітацію навантаження за рахунок створення

максимального тиску згоряння  $p_z = 19,0$  МПа, що рівномірно діє на днище поршня. Всі вказані граничні умови на рис. 1б показано у вигляді стрілок.

В результаті проведених розрахунків було встановлено, що максимальні сумарні напруження за критерієм фон Мізеса становлять 125 МПа, які спостерігаються в зоні порожнин для надходження масла, що охолоджує поршень (рис. 3а). Загалом епюра розподілу напружень по іншій частині поршня демонструє рівномірне розподілення напружень по днищу поршня (в середньому 650 МПа) та по його бічній поверхні (40 МПа).

З метою детального визначення найбільш навантажених ділянок поршня було застосовано інструмент епюри «обмеження ISO». Це надає можливості виділити ділянки деталі в деяких межах напружень. В даному випадку встановлено мінімальну межу напружень 40 МПа. Епюра із напруженнями, що перевищують вказане значення представлено на рис. 3б.

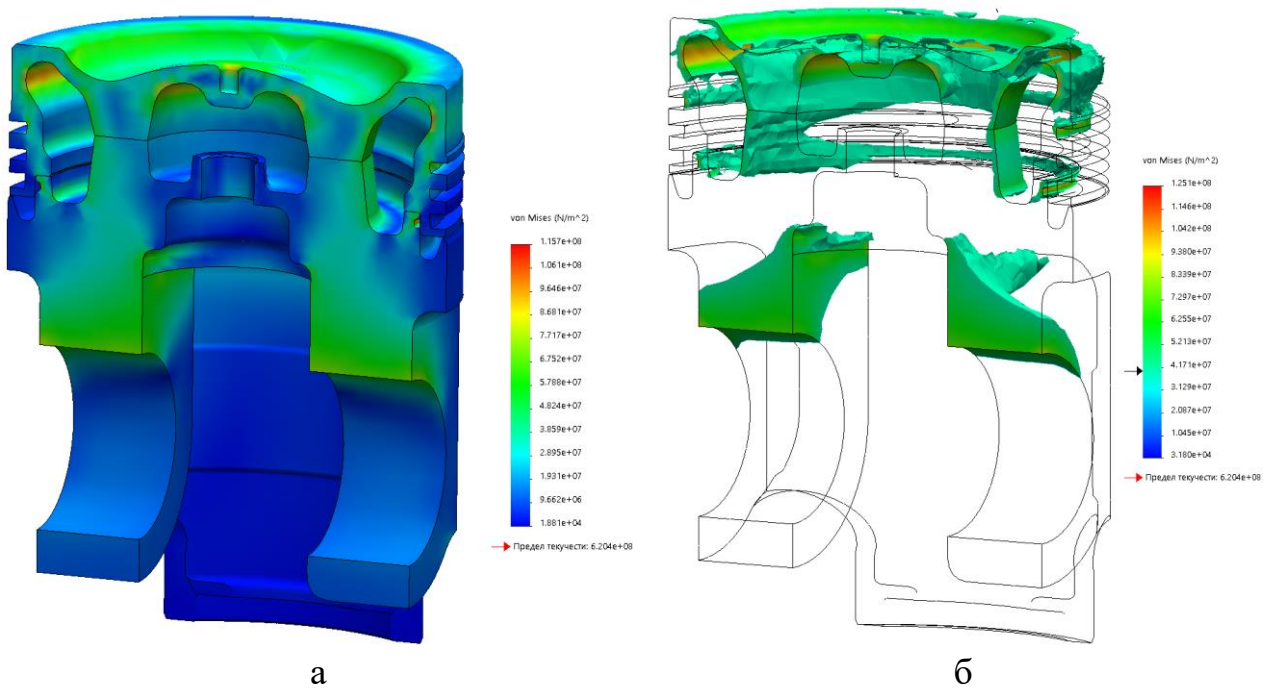


Рисунок 3 – Епюри розподілу напружень в матеріалі поршня (а), та напруження значення яких перевищує 40 МПа (б)

Проведений розрахунок переміщень елементів днища поршня під впливом тиску газів вказує на наявність максимального переміщення центру поршня на величину 0,048 мм, що не є критичним (рис. 4а). Інша частина головки поршня демонструє однорідність значень, які складають не більше, ніж 0,016 мм.



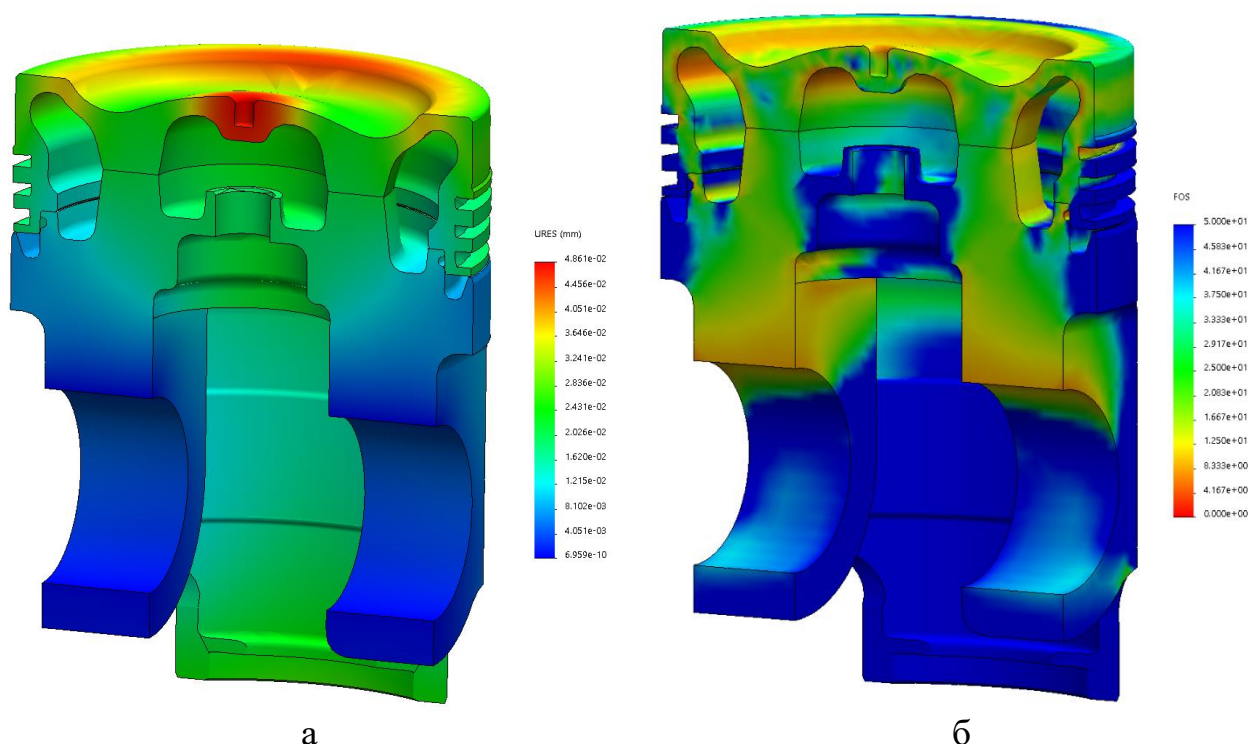


Рисунок 4 – Епюри переміщень (а) та розподілу коефіцієнта запасу міцності (б)

На відсутність перевантажень поршня за механічними напруженнями вказує проведений розрахунок розподілу коефіцієнта запасу міцності. Епюру розподілу коефіцієнта запасу міцності приведено на рис. 3б. На даній епюрі червоним кольором показано зони, що мають коефіцієнт запасу міцності від 5 до 8.

**Висновки.** Проведене дослідження напружено-деформованого стану поршня в умовах експлуатації вказує на наявність запасу міцності:

- максимальні сумарні напруження (за критерієм фон Мізеса) в матеріалі поршня сконцентровано в його голівці і складають не більше 125 МПа;
- максимальні переміщення становлять 0,048 мм.;
- мінімальний коефіцієнт запасу міцності складає 5.

### Література

1. Возницкий И.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Том 1. СПб.: Моркнига, 2007. 284 с.
2. Захаров Г.В. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. Учебник. М.: ТрансЛит, 2009, 256 с.
3. Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи. СПб.: БХВ-Петербург, 2012. 148 с.

Сакно Ольга Петрівна, к.т.н., доцент, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», м. Дніпро [sakno-olga@ukr.net](mailto:sakno-olga@ukr.net)  
Мойся Дмитро Леонідович, к.т.н., НТУ  
Стойловський Вадим Валерійович, магістр, ДВНЗ ПДАБА  
Діденко Сергій Сергійович, магістр, ДВНЗ ПДАБА  
Носиков Олексій Олександрович, магістр, ДВНЗ ПДАБА

## СИНТЕЗ ТЕХНОЛОГІЙ ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ

Один з головних принципів організації технічного обслуговування (ТО) автомобілів за кордоном та в Україні полягає в тому, що відповідальність за організацію ТО і ремонту протягом всього періоду експлуатації автомобілів несе, як правило, автомобілебудівна фірма-виробник [1-3].

На рис. 1 надана схема синтезу технологій, в якій основна особливість синтезу технології є реалізація на основі рекурентної послідовності за сьома стадіями синтезу. При цьому на основі того, що технологія може структуруватися на базі двох систем (типи «технологічний процес» та «технічна система»), дана схема реалізується по двох основних напрямках. Між стадіями та напрямками даної схеми реалізуються зв'язки на основі рекурентної послідовності виконання технічного сервісу автотранспортних засобів (АТЗ). Це дозволяє послідовно, з урахуванням попередньої стадії, а також можливості повернення та уточнення результатів підтримки надійності АТЗ створювати системи заданого рівня складності.

Для вивчення впливу кількісних та якісних параметрів АТЗ (компонентів, агрегатів тощо) всіякого ієрархічного рівня на створювану технологію розроблена структурна модель континуума (лат. continuum – неперервний, суцільний) об'єктів АТЗ (рис. 2), яка має потужність  $(n+1)$  об'єктів. На кожному рівні ієрархії структура конструкції АТЗ містить свої визначені кількісні та якісні характеристики.

В структурній моделі континуума об'єктів АТЗ кожний об'єкт  $a_i$  є оператором, коли він впливає на інші об'єкти, та операндом, коли на нього діють інші об'єкти. В теорії технічних систем умовно прийнято, що коли об'єкт впливає на сусідній об'єкт, його називають оператором, а об'єкт, який отримав ці впливи – операндом.

Відношення між об'єктами  $F_i^j$  моделі (рис. 2) на кожному ієрархічному рівні моделюються за допомогою впливів, що реалізуються потоками матеріального, енергетичного та інформаційного типів:

$S_i^j(t_k)$  – матеріальний вплив  $i$ -го об'єкту на  $j$ -й об'єкт в момент часу  $t_k$ ;

$E_i^j(t_k)$  – енергетичний вплив  $i$ -го об'єкту на  $j$ -й об'єкт в момент часу  $t_k$ ;

$I_i^j(t_k)$  – інформаційний вплив  $i$ -го об'єкту на  $j$ -й об'єкт в момент часу  $t_k$ .



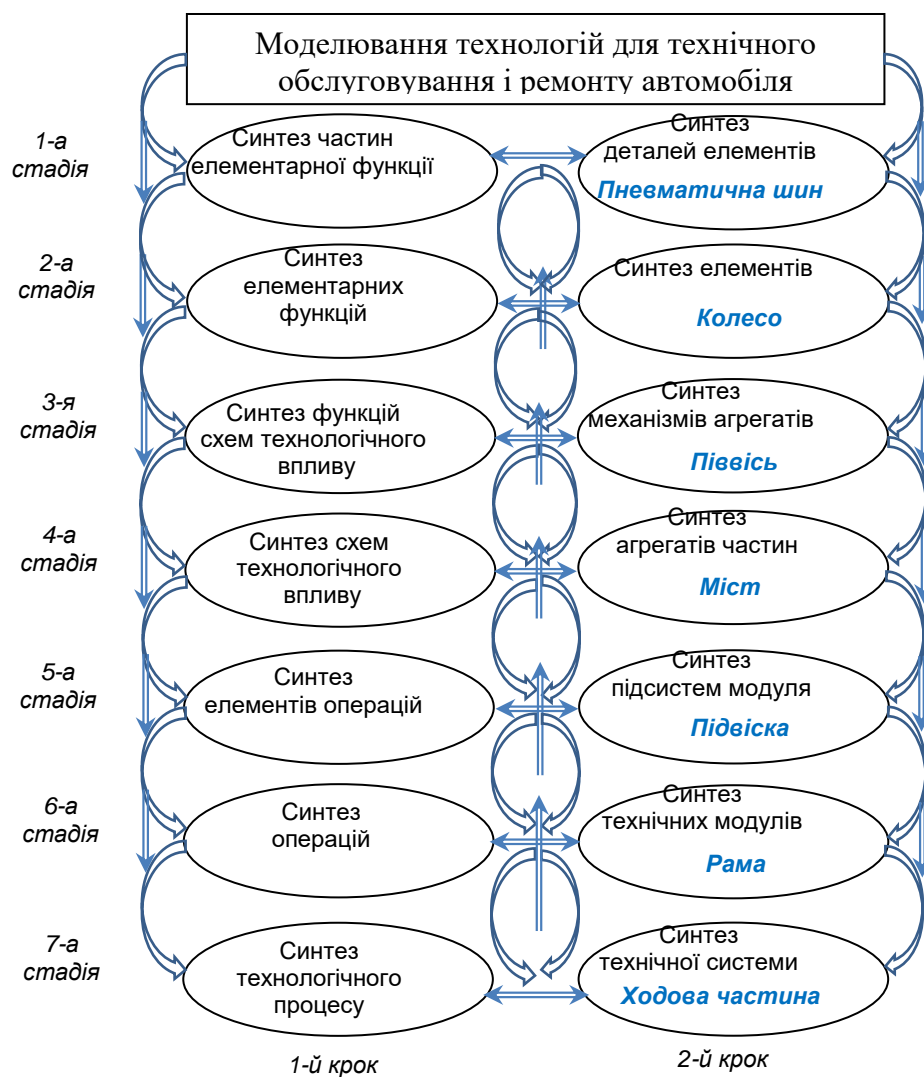


Рисунок 1 – Особливості синтезу елементів технології для ТО автомобілів

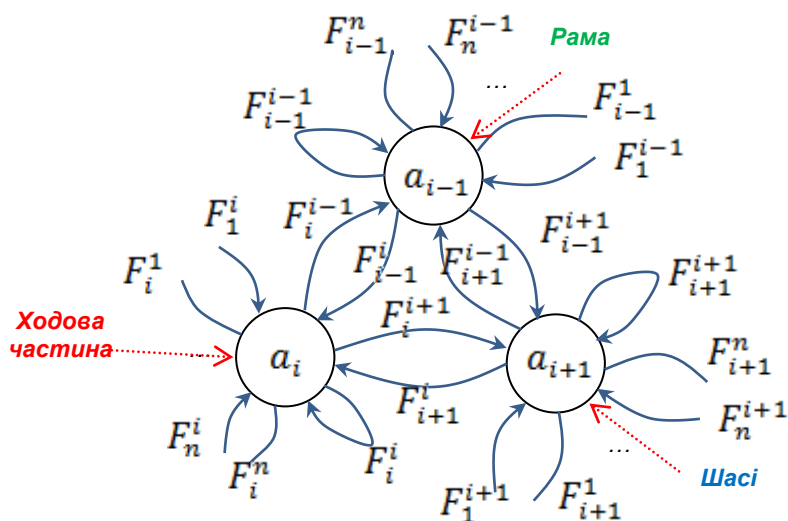


Рисунок 2 – Структурна модель континуума автомобіля

Підтримка стану даного об'єкту реалізується відношеннями  $F_i^j$  за рис. 2 за допомогою петель, котрі можуть бути реалізовані потоками матеріального, енергетичного та інформаційного типів:

$$F_i^j = F_i^j(t_k) = S_i^j(t_k) \cup E_i^j(t_k) \cup I_i^j(t_k) \quad (1)$$

Структурна модель на рис. 2 є відкритою до розвитку тому, що потужність (загальна кількість) об'єктів автомобіля  $N_R = (n+1)$  на кожному ієрархічному рівні  $R$  може змінюватися відповідно до збільшення об'єму задіяних ресурсів, систем (технологій). Кожна система (технологія) завжди прагне до збільшення розмірності різноманіття об'єктів (ієрархії по типу або класу АТЗ) та різноманіття об'єктів (ієрархії за складом АТЗ).

При збільшенні числа об'єктів системи (компонентів), кожний об'єкт АТЗ отримує допоміжні впливи або зв'язки від цих об'єктів, але і він повинен також сам діяти на них. Це забезпечує виникнення допоміжних ступенів свободи моделі на даному ієрархічному рівні. Для цього необхідно залучати допоміжні об'єкти ресурсів.

При порушенні прямих зв'язків між об'єктами, що взаємодіють, процес їх розвитку сповільнюється із-за відсутності взаємодій. Однак взаємні впливи цих об'єктів проявляються через інші об'єкти і зв'язки системи. Коли усі зв'язки з якимись об'єктом рвуться, то він знаходиться в ізоляції та розвиток реалізується через вплив  $F_i^j$ , який забезпечує підтримку технічного стану АТЗ. При

зменшенні числа об'єктів і зв'язків системи її поведінка має регресивний розвиток аж до утилізації АТЗ. Але це може викликати створення і розвиток нової системи (нового АТЗ) найбільш з високим якісним рівнем структури і параметрів.

Таким чином, завдяки синтезу сучасних технологій ТО автомобілів можна послідовно проводити технічні впливи для підтримки надійності АТЗ, створювати системи ТО (обсяг робіт) заданого рівня складності. Основна особливість синтезу технології є реалізація на основі рекурентної послідовності. Розроблена структурна модель континуума автомобіля, що дозволяє вивчити вплив його кількісних та якісних параметрів.

## Література

1. Wilberforce T. Developments of electric cars and fuel cell hydrogen electric cars / T. Wilberforce, Z. El-Hassan, F.N. Khatib et al. // International Journal of Hydrogen Energy. – 2017. – Vol. 42 (40). – P. 25695-25734.
2. Михайлов А. Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий машиностроения / А.Н. Михайлов. – М.: Машиностроение, 2009. – 346 с.
3. Ivanovich V. Software for Management of Maintenance System for Truck, Passenger Car, Coach and Work Machines / V. Ivanovich, R. Mitrovich, D.

Сараєва Ірина Юріївна, канд. техн. наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## КРИТЕРИИ КАЧЕСТВА ПРОЦЕССА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Параметры рабочих и сопутствующих процессов в двигателе очень удобно принимать за косвенные признаки технического состояния ЦПГ, так как они доступны измерению и при этом не требуется существенной разборки двигателя. Однако, далеко не каждый выходной параметр может стать диагностическим параметром, то есть применяться при проведении операций диагностирования [1]. Существуют определенные критерии, предъявляемые к диагностическим параметрам. Эти критерии качества сформировались в процессе развития технической диагностики.

Для обеспечения надлежащей достоверности и экономичности процесса диагностирования диагностические параметры должны быть чувствительны, однозначны, стабильны и информативны.

Чувствительность диагностического параметра расценивается, как его приращение  $d\Pi$  по отношению к изменению технического состояния  $du$ :

$$K_r = \frac{d\Pi}{du}. \quad (1)$$

Л.В. Мирошников дает более точную оценку чувствительности диагностического параметра, как отношение приращения этого параметра  $dS$  к изменению структурного параметра  $dX$  [2]:

$$K_r = \frac{dS}{dX}, \quad (2)$$

и численно оценивает чувствительность диагностического параметра через его относительное изменение в пределах всего диапазона наработки объекта от номинала до наступления неисправного состояния:

$$\Delta S = \left| \frac{S_p - S_n}{S_n} \right|, \quad (3)$$

где  $S_p$  – предельное значение диагностического параметра;  
 $S_n$  – номинальное значение диагностического параметра.

И.Н. Аринин в работе указывает, что информативную способность каждого из методов диагностики можно оценить коэффициентом

информативности, который показывает динамику изменения значений диагностических параметров в функции пробега и приводит пример относительно цилиндропоршневой группы (табл.1) [3].

Таблица 1 - Оценка информативности диагностических параметров ЦПГ

Диагностический параметр	Значения параметра		Коэффициент информативности
	max	min	
Угар масла, г/ч	180	10	0.945
Утечка воздуха из цилиндров, %	85	25	0,706
Прорыв газов в картер двигателя, л/мин.	250	74	0,704
Давление такта сжатия, *10 <sup>5</sup> Па	8,0	5,5	0,303
Разрежение всасывания, мм рт. Ст	450	400	0,112
Мощность двигателя, л.с	115	108	0,06

Согласно предлагаемой методике с увеличением коэффициента информативности  $K_{инф}$  растет и разрешающая способность средств измерения. Причем следует считать удовлетворительным информативность того или иного метода диагностирования, если  $K_{инф} \geq 0,5$ .

Если проанализировать значения коэффициента информативности, минимальные и максимальные значения диагностических параметров, приводимых в таблице, и восстановить вид выражения, по которым строилась данная таблица, то получим:

$$K_{инф} = \frac{X_{max} - X_{min}}{X_{max}}, \quad (4)$$

где  $X_{max}$  – предельное значение диагностического параметра;  
 $X_{min}$  – номинальное значение диагностического параметра.

При сравнении выражений (4.36) и (4.37) проявляется их явное математическое сходство. Кроме того, во-первых, данная методика ограничена только показом динамики изменения значений диагностических параметров в функции пробега и не предусматривает учет других возможных неисправностей. Во-вторых, значение диагностического параметра является случайной величиной, как, впрочем, и его экстремумы.

Поэтому предлагается чувствительность диагностического параметра оценивать, как относительное изменение среднестатистического значения случайной величины в пределах границы допустимых значений:

$$\Delta(\bar{x}) = \left| \frac{\bar{x}_d - x_{pd}}{\bar{x}_d} \right|, \quad (5)$$

где  $\bar{x}_d$  - середнестатистическое значение случайной величины диагностического параметра;  
 $x_{pd}$  - предельно допустимое значение случайной величины диагностического параметра.

## Выводы

1. Для статистических моделей диагностирования предлагается чувствительность диагностического параметра оценивать, как относительное изменение среднестатистического значения случайной величины в пределах допустимых значений.

## Литература

1. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. – М.: За рулем, 2000. – 440с.
2. Мирошников Л.В., Болдин А.П., Пал В.И. Диагностирование технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях. – М.: Транспорт, 1977.- 263с.
3. Аринин И.Н. Диагностирование технического состояния автомобиля. – М.: Транспорт, 1978. - 176с.

Сатулов Анатолій Іванович, старший викладач, Херсонська державна морська академія, [anasat@ukr.net](mailto:anasat@ukr.net)

Кавун Віталій Іванович, старший викладач, Херсонська державна морська академія, [kavun.v.ticher@gmail.com](mailto:kavun.v.ticher@gmail.com)

## ВИЗНАЧЕННЯ СТАНУ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОЇ ФОРСУНКИ

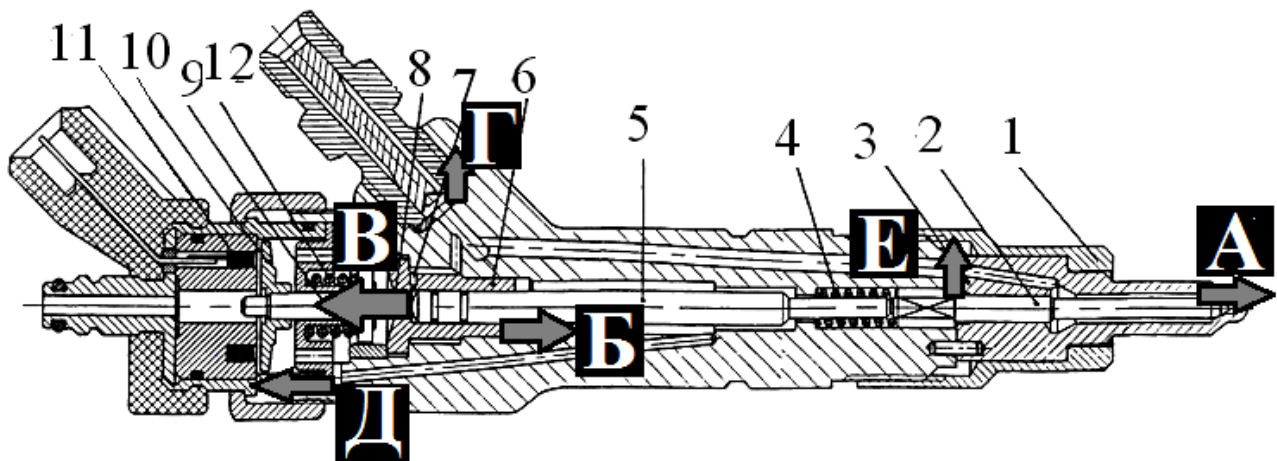
**Вступ.** На даний момент оцінювати технічний стан форсунок акумуляторних систем паливоподачі дизельних двигунів можна декількома способами. По непрямим параметрах зміні прискорення обертання колінчатого вала двигуна, при стендовій перевірці в сукупності з паливною рампою й ПНВТ, оцінюючи кількість палива в лініях зворотного зливу за допомогою спеціального набору для діагностування акумуляторних систем, по зміні коливань тиску палива в гідроакумуляторі. Усі перераховані вище методи мають як свої переваги так і недоліки, що обмежують область їх застосування, або потребують значних капіталовкладень у спеціалізоване діагностичне

устаткування. У даній рботі розглядається можливість використовувати стенди для перевірки класичних гідромеханічних форсунок, модернізувавши їх для оцінки герметичності електрогідравлічних форсунок.

**Постановка задачі.** Метою роботи було запропонувати й обґрунтувати методику оцінки герметичності електрогідравлічної форсунки системи акумуляторної подачі палива дизельного двигуна.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні завдання:

- визначити місця виникнення витоків у сполученнях деталей електрогідравлічних форсунок;
- оцінити можливість доробки традиційного стенда для перевірки гідромеханічних форсунок для можливості діагностування герметичності ЕГФ;
- на основі аналізу вибрати діагностичний параметр, який можна використовувати для оцінки герметичності електрогідравлічної форсунки.



А - витік по запірному конусу голки, Б – витік по фторопластовому ущільненню, В – витік по клапану керуючої камери, Г - витік по ущільненню входного фільтруючого елемента, Д – витік по різбленню фіксації електромагніту, Е - витік по ущільненню розпилювача

1 – гайка розпилювача, 2 – голка, 3 – розпилювач, 4 – пружина голки, 5 – мультиплікатор, 6 – втулка, 7 – жиклер камери керування, 8 – кульковий клапан, 9 – шток, 10 – якір електромагніту; 11 – електромагніт; 12 – пружина клапана

Рисунок 1 – Розташування можливих витоків в ЕГФ

**Результати досліджень.** Можливі напрямки витоків в ЕГФ і особливості їх виявлення.

Як видно з вищенаведеного рисунка в ЕГФ можливі витoki в шести різних сполученнях. При цьому витoku в сполученнях «Г», «Е», «Д» однозначно залежать від правильності складання форсунки й не залежать від процесів зносу, у цих сполученнях немає рухливих частин і зношування неможливе. Зона «Б» являє собою ущільнення штока мультиплікатора 5 за допомогою фторопластового кільця й може втратити герметичність внаслідок як неправильного монтажу, так і при сильнім зношуванні ущільнення при регулярнім переміщенні мультиплікатора. Зона «А» являє собою сполучення

конуса голки й сідла, і має конструкцію аналогічну традиційним гідромеханічним форсункам закритого типу [2]. Відповідно й перевірка на герметичність для цього сполучення аналогічна такому в гідромеханічних форсунок. Найбільший інтерес представляє зона «В», герметичність даного вузла однозначно визначається кульковим клапаном електромагніту ( у ряді моделей форсунок – золотниковим [2]). Даний клапан керує тиском у керуючій камері форсунки й регулює процес упорскування палива. Якщо розглянути дані сполучення з погляду ймовірності виявлення витоків як візуальним шляхом, так і за допомогою тесту зниження тиску в порожнинах форсунки, то можна відзначити наступне: витіку в сполученнях «Г», «Е», «Д» можна виявити як візуально, так і по падінню тиску, але їх імовірність їх виникнення малоімовірна й більшою мірою пов'язана з неправильним технічним обслуговуванням форсунки; витік у зоні «Б» представляє собою перетікання палива з керуючої камери в порожнину навколишню мультиплікатора, є внутрішнім витіком і не може бути продіагностована візуально, також даний витік не діагностується зміною тиску, оскільки сумарний тиск у корпусі форсунки при цьому не міняється. Однак її вплив на роботу форсунки значний. Як було зазначено вище, витік по сполученню «А» діагностується по методу аналогічному як для гідромеханічних форсунок. Тобто його можна встановити як візуально, так вимірюючи тиск у порожнині форсунки. Витік по клапану керуючої камери «В» може бути також оцінена як по тиску палива, так і за допомогою візуального контролю. При цьому втрата герметичності в цій зоні впливає на процес паливоподачі, причому якщо при відносно малих витіках тільки відбувається зміна циклової подачі палива в циліндр, то при великій величині витіку можлива втрата тиску в гідроаккумуляторі в цілому, що у свою чергу приведе до неможливості запуску двигуна [1].

Для проведення вимірів на герметичність необхідна модернізація будь-якого стандартного стенда для перевірки гідромеханічних форсунок. Оскільки в цьому випадку немає необхідності проводити упорскування, то відпадає нестаток в електронному блоці керування, який би посилав імпульси на обмотку ЕГФ основне завдання стенда зводиться тільки до створення тиску в порожнинах форсунки і його виміру. Звичайно максимальні тиски в акумуляторній паливній апаратурі можуть досягати величин 100...200 МПа. Стандартний стенд із ручним накачуванням технічно дозволяє створювати тиски в необхідному діапазоні, але як правило комплектується манометром, що дозволяють вимірювати тиски не вище 40 МПа. **Висновки.** Дана методика потребує створення високого тиску в порожнинах форсунки за допомогою плунжерної пари стенда, що приводиться в дію ручним приводом, і виміру швидкості падіння тиску за допомогою вимірювальної апаратури. Вихідним положенням є те, що швидкість падіння тиску буде відбивати ступінь герметичності форсунки. Якщо для кожної форсунки заздалегідь розрахувати на підставі математичної моделі еталонне значення витоків і відповідно швидкості падіння тиску, або одержати ці дані шляхом обмірювання нових справних форсунок, то зіставляючи їх з отриманими при діагностуванні можна



зробити вибракування форсунок, і зробити висновок про їхню заміну або ремонтні роботи.

### Література

1. Губертус Гюнтер. Диагностика дизельных двигателей. Серия «Автомеханик»; пер. с нем. Ю.Г. Грудского. – М. : ЗАО КЖИ «За рулем», 2004. – 176 с
2. Зенкин Е.Ю. Диагностика в эксплуатации автомобильных дизелей с помощью ЭВМ / Е.Ю. Зенкин // Автомобильный транспорт: Сборник научных трудов, – Х., 2005. – Вып. 16. – С. 73–75.
3. Пойда А.Н. Определение эксплуатационных показателей дизельной топливной аппаратуры по балансу расходов / А.Н. Пойда, А.Н. Врублевский, Е.Ю. Зенкин // Автомобильный транспорт: Сборник научных трудов, – Х., 2009. – Вып. 23. – С. 135–139.

Сатулов Анатолій Іванович, механік І розряду, старший викладач, Херсонська державна морська академія, [anasat@ukr.net](mailto:anasat@ukr.net)

Кавун Віталій Іванович, механік ІІ розряду, старший викладач, Херсонська державна морська академія, [kavun.v.ticher@gmail.com](mailto:kavun.v.ticher@gmail.com)

Скрипка Григорій Леонтійович, механік І розряду, старший викладач, Херсонська державна морська академія

Манжелей Віктор Стефанович, механік І розряду, старший викладач, Херсонський національний технічний університет, [cevikman@i.ua](mailto:cevikman@i.ua)

### ПРОБЛЕМА ЗАБРУДНЕННЯ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА СУДНОВИМИ ЕНЕРГЕТИЧНИМИ УСТАНОВКАМИ

Згідно з дослідженнями Міжнародної морської організації (International Maritime Organization – IMO) в період 2007...2012 рр. на міжнародне судноплавство доводилося приблизно 3,1 % CO<sub>2</sub>, 15 % NO<sub>x</sub> і 13 % SO<sub>x</sub> від загальної кількості викидів цих компонентів в атмосферу [1]. Загальний обсяг викидів CO<sub>2</sub> в період 2013...2015 рр. зріс з 910 до 932 млн. т, тобто на 2,4 %.

Не дивлячись на те, що, частка викидів від судових енергетичних установок в загальному балансі щорічних шкідливих викидів в атмосферу відносно не висока і не перевищує 5...7 % [1] (рис. 1), вимоги до екологічних показником судових дизелів рік від року посилюються. Пояснюється це великими агрегатними потужностями, які в деяких випадках перевищують 80 МВт. Таким чином, в місцях інтенсивного судноплавства забруднення повітряного басейну може досягати критичних значень, особливо оксидами азоту (NO<sub>x</sub>), виділення яких, в силу специфіки організації робочого процесу, особливо велике у малооборотних судових двигунах.

Прогнозується, що в 2050 році, у порівнянні з 2012, емісія CO<sub>2</sub> збільшиться на 50...250 %. Такий розкид даних обумовлений, з одного боку



стійким зростанням обсягу морських перевезень, а з іншого – інтенсивним розвитком технологій щодо зниження шкідливого впливу на атмосферу з боку енергетичних установок суден [1].

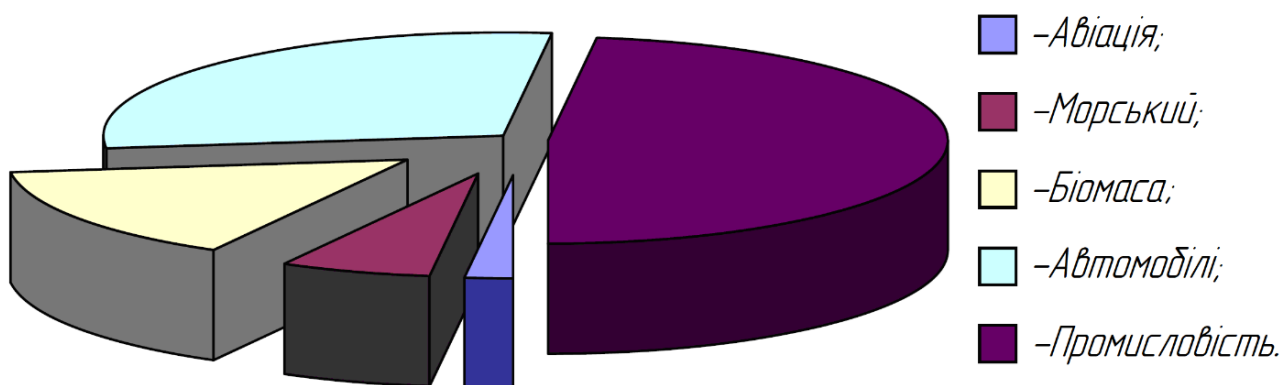


Рисунок 1 – Частка шкідливих викидів в атмосферу від різних джерел забруднення

Щоб стимулювати судноплавні компанії до зниження шкідливих викидів в атмосферу, в рамках Додатку VI Конвенції MARPOL 73/78 введені істотні обмеження на викиди цих речовин. Найбільш жорсткі вимоги почали діяти з 2009 року зі введенням індексу енергетичної ефективності (Energy Efficiency Design Index – EEDI) суден, який обмежує емісію CO<sub>2</sub>. З 2016 року введені в дію вимоги Tier III по викидах NO<sub>x</sub>.

Крім загальних міжнародних норм, міжнародне морське законодавство також встановлює особливі зони контролю (ECA – Emission Control Area). У цих зонах, куди сьогодні входять 200-мильні зони США і Канади, акваторії Північного і Балтійського морів, протоки Ла-Манш, Карибське море та інші регіони до викидів пред'являються ще більш жорсткі вимоги (рис. 2).

З кожним роком обмеження MARPOL стають жорсткішими, так якщо в 2010 році вміст сірки в паливі не повинен був перевищувати 1,0 %, а зонах ЕСА і 4,5 % в інших акваторіях, то до 2020 року допустима кількість сірки і її сполук в паливах буде обмежено до 0,1 і 0,5 %, відповідно.

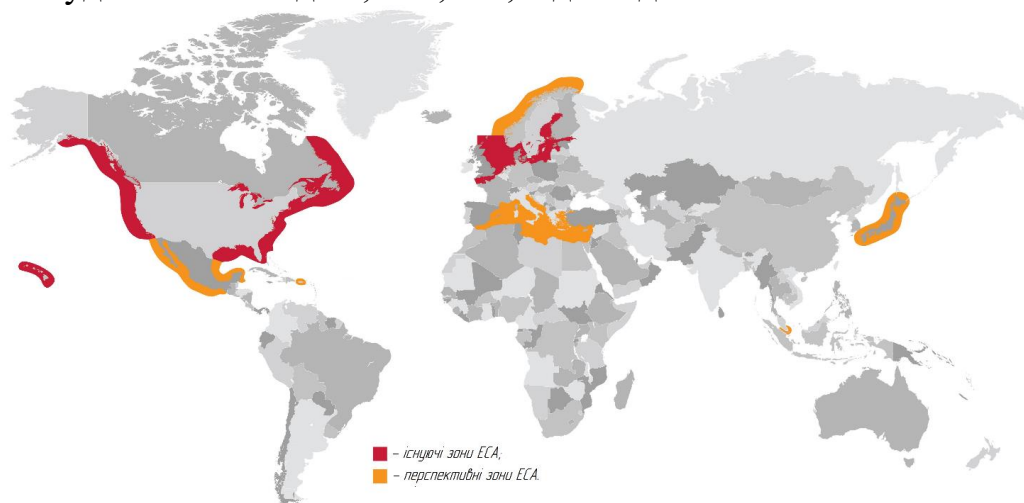


Рисунок 2 – Зони контролю рівня шкідливих викидів (Emission Control Area)

Постійне зростання цін на нафту і палива, одержувані з неї, а також посилення вимог, пов'язаних з екологічними показниками суднових двигунів, змушують все більше число виробників шукати альтернативні рішення, пов'язані як з пошуком нових палив, так і способів їх використання в суднових дизелях [2].

В якості перспективних палив, що дозволяють одночасно знизити і вартість перевезень, і кількість шкідливих викидів, є газові палива різного походження.

Найбільш перспективними газовими паливами сьогодні вважається природний газ і нафтові гази, які представляють собою продукти випаровування нафти в танках нафтоналивних танкерів або зріджені пропан-бутанові суміші.

Застосування газових палив дозволяє істотно скоротити кількість шкідливих викидів у порівнянні з паливами нафтового походження – повністю виключити викиди сірки, кардинально (на 90 %) знизити викиди оксидів азоту ( $\text{NO}_x$ ) і істотно (на 30 %) знизити викиди твердих частинок і діоксиду вуглецю ( $\text{CO}_2$ ) [2]. До інших переваг газових палив можна віднести відсутність рідких фракцій, що виключає розрідження мастила в зоні роботи поршневих кілець, а практично повна відсутність зольності приводить до поліпшення умов змащення і підвищенню терміну служби циркуляційного мастила. В результаті ресурс двигунів, що працюють на газі, може бути збільшений в 1,3...1,5 рази, у стільки ж знижені витрати на обслуговування і ремонт.

Специфічні умови роботи суден наклали свої відбитки на розвиток паливних систем суднових двигунів, що працюють на газі. В першу чергу це пов'язано з необхідністю зберегти можливість роботи двигуна на рідких паливах, яка виникає кожного разу, коли судно рухається в баласті. Крім того, в залежності від виду вантажу, умов плавання і часу, склад газів, що використовуються в СЕУ, може істотно змінюватися. Паливна система повинна адекватно реагувати на такі зміни і забезпечувати роботу двигунів на номінальних режимах.

Виходячи з цього, основна маса суднових двигунів створюється сьогодні двопаливними (dual-fuel (DF)), тобто здатними працювати на газовому, рідкому паливі або на обох паливах відразу в різних пропорціях [2...7].

До організації робочого процесу в DF-двигунах при роботі на газі існує два принципово різних підходи – використання зовнішнього і внутрішнього сумішоутворення. При цьому в обох випадках займання газоповітряної суміші здійснюється від електричної іскри або невеликої порції рідкого палива [2...7].

**Висновки.** Жорсткість екологічних норм по вмісту в відпрацьованих газах суднових двигунів токсичних речовин і парникових газів, зробили використання природного і нафтового газів привабливою альтернативою традиційним моторним паливам. І це не дивлячись на додаткові технічні труднощі, пов'язані з їх використанням.

## Література

1. Olmer N. et al. Greenhouse gas emissions from global shipping, 2013–2015. – Washington: ICCT, 2017. – 38 p.
2. Wettstein R. The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine. AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov 2014. – 31 p.
3. Wärtsilä 2-stroke dual fuel technology. CIMAC NMA norge annual meeting 22.01.2014. – 32 p.
4. Ott M. X-DF low-pressure dual-fuel engine technology. WinGD low-speed engines Licensees, Conference 2015. – 7 p.
5. Nylund I., Low pressure at low speed. Marine / In Detail. Dual-Fuel Technology, Wärtsilä. 2014. – 6 p.
6. Rolsted H. MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges. Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 2010. – 86 p.
7. ME-GI Dual Fuel Done Right. MAN Diesel, ME-GI, SNAME NY, 2013. – 73 p.

Скалига М.М. , к.т.н., доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, +38(050)672-76-56, [cnn110162@gmail.com](mailto:cnn110162@gmail.com)

Рудинець М.В. , к.т.н., доцент кафедри цивільної безпеки, Луцький НТУ, +38(050)378-04-73, [rudinetc@meta.ua](mailto:rudinetc@meta.ua)

Радчук Д.М. , Луцький НТУ, бакалавр кафедри автомобілів і транспортних технологій

### **ПОКРАЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ШЛЯХОМ КОНВЕРТАЦІЇ ЇХ ДИЗЕЛІВ ПРЯМОГО ВПОРСКУВАННЯ У ПЕРЕДКАМЕРНІ**

Експлуатація вантажних автомобілів має певну специфіку. Перш за все, це зумовлено тим, що різноманітні види вантажів мають різну густину, а отже і різну масу, за сталого об'єму вантажної платформи. Крім того, під час завантаження платформи іноді дуже важко візуально встановити дійсну масу вантажу за щільністю, формою насипу, характером розміщення контейнерів, їх габаритними та геометричними параметрами [1]. Тобто, в деяких випадках можливі перевантаження платформи. В той же час, у процесах завантаження/розвантаження платформи, характерних для спеціалізованих видів вантажних автомобілів, наприклад, сміттєвозів, необхідно мати можливість регулювати потужність приводу масляного нагнітача. Це накладає відповідні вимоги до величини коефіцієнта пристосовуваності двигуна таких автомобілів. Тому, на сьогодні, вантажні автомобілі практично всіх провідних світових виробників обладнуються дизелями прямого впорскування, як джерелами механічної енергії [2].

Перш за все, це зумовлено тим, що дизелям прямого впорскування притаманний ряд переваг перед іншими типами двигунів не лише в плані тягово-швидкісних характеристик, але й мінімальної ефективної питомої витрати палива [3-5], що зумовлена не лише особливостями перебігу робочого процесу, а й практично суцільним застосуванням систем газотурбінного наддуву. В деяких зразках, наприклад, турбокомпаундних Scania D 1101, величина мінімальної ефективної питомої витрати палива сягає 190г/кВтгод і наближається до теоретично можливої.

Проте, наявність системи газотурбінного наддуву дає можливість поступово збільшувати потужність двигуна у, за звичай, їздовому режимі. Під час рушання вантажного автомобіля, особливо перевантаженого, система газотурбінного наддуву не завжди забезпечує миттєве досягнення двигуном необхідної потужності, що негативно відображається на показниках економічності та токсичності відпрацьованих газів (ВГ). Зокрема, це характерно і для неїздових (завантажувально-розвантажувальних) режимів, і їздових, коли автомобіль маневрує, наприклад, у обмеженому будівлями дворовому просторі, чи на закритому звалищному майданчику відповідно [3].

При цьому загострюється питання погіршення так званої локальної токсичності внаслідок значних викидів з ВГ дизелів прямого впорскування різноманітних сполук. Особливо це стосується сполук, типу NOx. Останнє вже викликало низку впровадження заходів, спрямованих на заборону у ряді країн ЄС дизельних технологій, з нормативами токсичності ВГ, нижчими Євро VI [6].

Для покращення економічних і екологічних показників вантажних автомобілів, укомплектованих дизелями прямого впорскування, застосовуються різноманітні методи. Зокрема, конвертація у двигуни, здатні споживати альтернативні палива. При цьому можуть використовуватись різноманітні цикли: газодизельні, дизельні (внутрішнє сумішоутворення) з запалюванням від свічки розжарювання, або ж варіації циклу Отто [5,7,8].

Однак, на думку авторів, найоптимальнішою в умовах експлуатації було б застосування технології конвертації дизелів прямого впорскування у передкамерні. При цьому передбачається, що передкамера утворюватиметься, наприклад, шляхом підняття форсунки у шахті штатної головки циліндрів.

Застосування технології використання передкамерних дизелів для покращення економічних і екологічних показників вантажних автомобілів продиктоване низкою аргументів.

По-перше, характер перебігу робочого процесу передкамерного дизеля передбачає розшарування робочої суміші і поетапне її вигорання з менш жорстким, відносно дизелів прямого впорскування, наростанням температури і тиску згоряння. Це сприяє збільшенню повноти згоряння і, водночас, зменшенню утворення основних шкідливих компонентів ВГ, особливо NOx [2-5].

По-друге, застосування елементів штатної паливної апаратури сучасного рівня дасть змогу, на думку авторів, досягти показників економічності таких конвертованих двигунів, негірше, ніж базових дизелів прямого впорскування.

По-третє, дана технологія передбачає зменшення кількості слюсарно-механічних робіт під час конвертації базового дизеля прямого впорскування, та максимального використання штатних деталей паливної апаратури і ЦПГ.

### Література

1. Даниил Минаев. Обзор мусоровозов на шасси именитых производителей. – <http://www.gruzovikpress.ru/article/4157-obzor-musorovozov-na-shassi-imenityh-proizvoditeley-kompaktnye-shassi-i-munitsipalnye-nujdy/>
2. Райков И. Я., Рывинский Г. Н. Конструкция автомобильных и тракторных двигателей. - М.: Высш. шк., 1986. -352 с.: ил.
3. С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. Под. общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1985. - 456с., ил.
4. В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин и др. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. Под. общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. -- М.: Машиностроение, 1990. -- 288с., ил.
5. Абрамчук Ф. І. Автомобільні двигуни/ Ф. І. Абрамчук, Ю. Ф. Гутаревич, К. Є. Долганов, І. І. Тимченко: Підручник. – К.: Арістей, 2006. – 476 с.
6. <https://destacar.de/zapret-dizelya-v-germanii/>. Запрет дизеля в Германии | какие города и автомобили
7. <http://www.westport.com> WESTPORT™ HPDI 2.0 A NEW GENERATION NATURAL GAS FUEL SYSTEM OPTIMAL FOR HEAVY-DUTY VEHICLES
8. [avtonov.info/szizennj-prirodny-gaz-lng/](http://avtonov.info/szizennj-prirodny-gaz-lng/). Сжиженный природный газ (LNG) как автомобильное топливо.

Zaichenko Stefan Volodimirovich, prof., doctor of science, National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, [zstefv@gmail.com](mailto:zstefv@gmail.com)  
Pryadko Leonid Sergiyovich, senior. teacher, National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, [psl2012@ukr.net](mailto:psl2012@ukr.net)

### **RATIONALE FOR SELECTION OF DIAGNOSTICS THE AUTONOMOUS POWER PLANT BASED ON INTERNAL COMBUSTION ENGINES**

The technical state of the cylinder-piston group of internal combustion engines on the direct influences the main parameters and determines the engine's life. That is why a description of the work of the cylindro-piston group is devoted to a number of works that can be divided into two main types. The first involves the study of the state of a cylinder-piston group at engine operation in different modes based on the

analysis of parameters such as angle, speed, acceleration, moment of rotation of the crankshaft [1, 2], flow and gas pressures [3, 4]. The second type of research involves the diagnosis of a cylinder-piston group without fuel feeding with forced scrolling of the crankshaft in a compressor mode or with air injection [5, 6] with the registration of similar parameters.

The goal of the work. The purpose of this study is to determine the state of an autonomous power plant based on the internal combustion engine by the current of the starter without fuel supply.

One of the main issues in determining starting currents is the choice of measuring instruments. One of the progressive methods is the use of the Hall sensor in measuring large amplitudes and the rate of change in the values of currents. Also, for this type of sensor, it does not affect or distort the process being studied.

For the experiment, two types of YHDC HK16 and ACS712 30A GY-712 sensors were selected. When comparing two types of sensors, a number of deficiencies were found regarding the use of the ACS712 30A GY-712 sensor due to the use of the Arduino pj, vt; tyj platform. 9kHz frequency of the sensor survey. Also, the installation of this equipment (YHDC HK16) does not provide the generation of a current circuit through the sensor circuit. The plotting of the sensor allowed to establish the linear dependence of the number of digits of the analog-digital converter (m-DAQ12), and amounted to 9.02 A / resolution. Файли повинен бути у форматі Word XP/2003

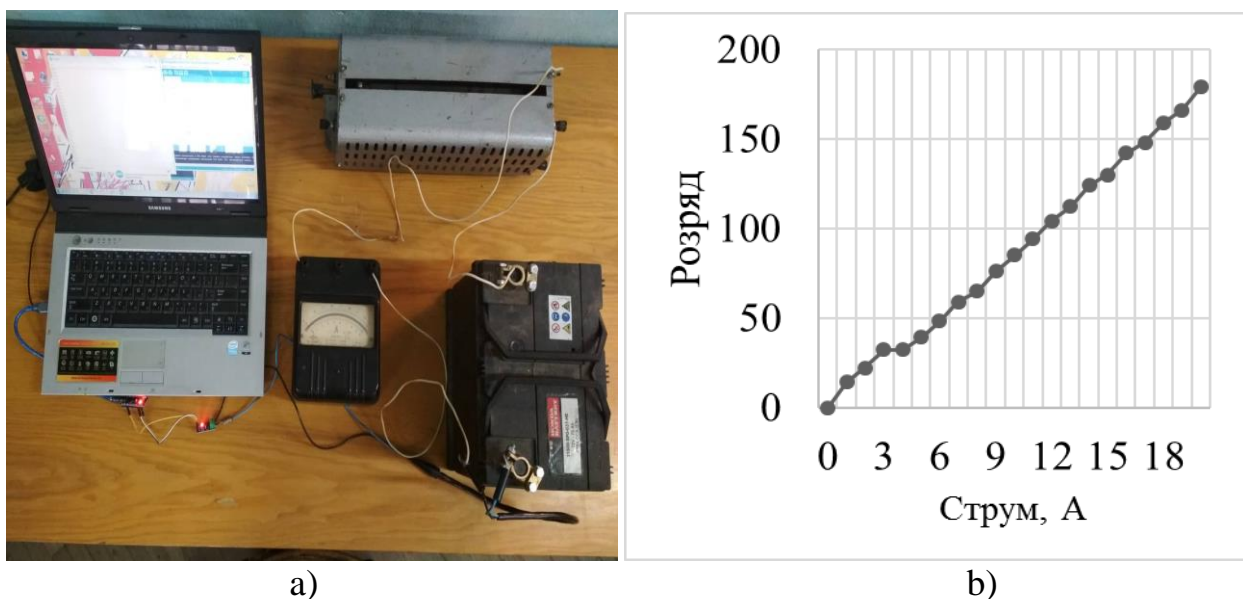


Figure 1 - Appearance of sensor setting (a) and YHDC HK16 (b)

**Conclusions** As a result of the research, a complex of measuring instruments for diagnosing an autonomous power plant based on the internal combustion engine has been selected. It is suggested to use the YHDC HK16 Hole Sensor Kit and the m-DAQ12 analog-to-digital converter to measure the starter start of the internal combustion engine of an autonomous power plant.

#### Literature

1. K. Tymanyuk and V. Kostenko, "Development of an automated system for iterative control of the technical condition of a car engine system," Technological



audit and production reserves, vol. 1, no. 2, pp. 77-82, 2016. [in Russian].

2. A. Baboshin, A. "Evaluation of the technical condition of engines by the current consumed by the starter when the engine scrolls," Bulletin of Murmansk State Technical University, vol. 16, no. 1, pp. 33-39, 2013. [in Russian].

3. O. Savchenko and I. Dobrolyubov, "Methodological aspects of creating a mathematical model for diagnosing automotive and tractor engines," Ground transport and technological tools: design, production, operation, pp. 143-153, 2016. [in Russian].

4. I. Dobrolyubov, "Development of a computer customizable model of an internal combustion engine," Computational Technologies, vol. 18, no. 6, pp. 54-61, 2013. [in Russian].

5. V. Alt, "Development of a Dynamic Model of ICE," Proceedings of GOSNITI, vol. 118, pp. 8-15, 2015.

6. A. Gritsenko, "Diagnosing Engine Systems for Pressure Parameters," AIC of Russia, vol. 24, no. 2, p. 402-410, 2017. [in Russian]. S. Hunt and G. Shuttleworth, *Competition and Choice in Electricity*. Chichester, England: Wiley, 1996.

Стадник Віктор Іларіонович, доцент кафедри, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», м. Дніпро

Сакно Ольга Петрівна, к.т.н., доцент, ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», [sakno-olga@ukr.net](mailto:sakno-olga@ukr.net)

Котов Євген Валерійович, магістр, ДВНЗ ПДАБА

Дзюбенко Євген Сергійович, магістр, ДВНЗ ПДАБА

Олійник Дмитро Сергійович, магістр, ДВНЗ ПДАБА

## **МОДЕЛЮВАННЯ ОРГАНІЗАЦІЇ ПЕРЕВІЗНОГО ПРОЦЕСУ АВТОПІДПРИЄМСТВА**

Один з основоположних принципів транспортної логістики – доставка «точно вчасно», коли правильне планування перевезень вимагає оцінки гарантійного часу доставки, щоб виключити штрафні санкції і не втратити клієнтів.

Важливо при цьому оцінити витрати праці, засобів і часу на подолання всіх перешкод з доставки вантажу клієнту, що виникають з об'єктивних і суб'єктивних причин. Один із способів вирішення цього завдання - моделювання часу руху автомобіля на маршруті з імітацією випадкових затримок в місцях планових і непланових зупинок.

З огляду на можливі варіанти схеми організації руху автомобіля на маршруті і тимчасові обмеження, що накладаються на перевезення, планування автопідприємства можна представити у вигляді «Алгоритму моделювання організації перевізного процесу автопідприємства» (рис. 1.).

У першому блоці формується база даних, що включає відомості про кількість транспортних засобів, їх тип і вантажопідйомності; кількості відправників і одержувачів вантажу; обмеження, що накладаються

відправником і отримувачем на партію вантажу, яка може бути відправлена і отримана відповідним суб'єктом; тимчасові обмеження щодо доставки вантажів в пункти призначення і їх вивезення з пунктів відправлення; витратах на переміщення одиниці вантажу від кожного відправника кожному одержувачу.

У другому блоці на основі отриманої інформації визначається схема організації перевезень, Аналіз клієнтурних заявок дозволяє згрупувати їх за схемами згідно табл. 1.

У третьому блоці спочатку перевіряється умова: чи використовується при перевезенні вантажу схема «багато до багатьох». Якщо умова виконується, то вирішується транспортна задача.

Економіко-математична модель класичної транспортної задачі в загальному вигляді може бути представлена формулами (1)-(5):

$$\sum_{j=1}^m x_{ij} = a_i (i = \overline{1, n}) \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^n x_{ij} = b_j (j = \overline{1, m}) \quad (2)$$

$$\forall x_{ij} \geq 0 \quad (3)$$

$$\sum_{i=1}^n a_i = \sum_{j=1}^m b_j \quad (4)$$

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m c_{ij} \cdot x_{ij} \rightarrow \min \quad (5)$$

де  $i$  – кількість постачальників;  $j$  – кількість споживачів;  $a_i$  – обмеження за пропозиціями;  $b_j$  – обмеження щодо попиту;  $c_{ij}$  – вартісні параметри цільової функції;  $x_{ij}$  – обсяг перевезень між  $i$ -м і  $j$ -м пунктами.

Критеріями оптимальності в транспортній задачі можуть виступати транспортна робота, витрати часу на доставку або вартість перевезення.

Математична постановка задачі залежить від типу маршруту, по якому перевозяться вантажі.

У той же час оптимізувати можна не тільки довжину маршруту, а й пов'язані з нею економічні показники, наприклад, витрати на перевезення, а також показники якості обслуговування, припустимо, час доставки вантажів.

Існує безліч математичних методів, що дозволяють знайти як точне, так і наближене рішення поставленої задачі. Серед методів, що дають точне рішення, найбільшого поширення набув метод «гілок і меж».

Наближений метод Кларка-Райта рішення задачі комівояжера заснований на понятті «вигоди», яка виходить від об'єднання двох маятникових маршрутів в один кільцевий. Використання цього методу дає можливість врахувати місце розташування АТП по відношенню до обслуговуваних клієнтів.

Оскільки складений по розглянутому алгоритму маршрут не враховує випадкового характеру складових перевізного процесу, їх кількісна оцінка може бути отримана моделюванням (шостий блок).

Таким чином, впровадження алгоритму моделювання організації перевізного процесу АТП дозволяє наступне:

1. Доставка вантажу «точно вчасно».

2. Оцінка витрати праці, засобів і часу на подолання всіх перешкод з доставки вантажу клієнту, що виникають з об'єктивних і суб'єктивних причин.



3. Оцінка варіантів схеми організації руху автомобіля на маршруті і тимчасові обмеження, що накладаються на перевезення, планування роботи АТП.

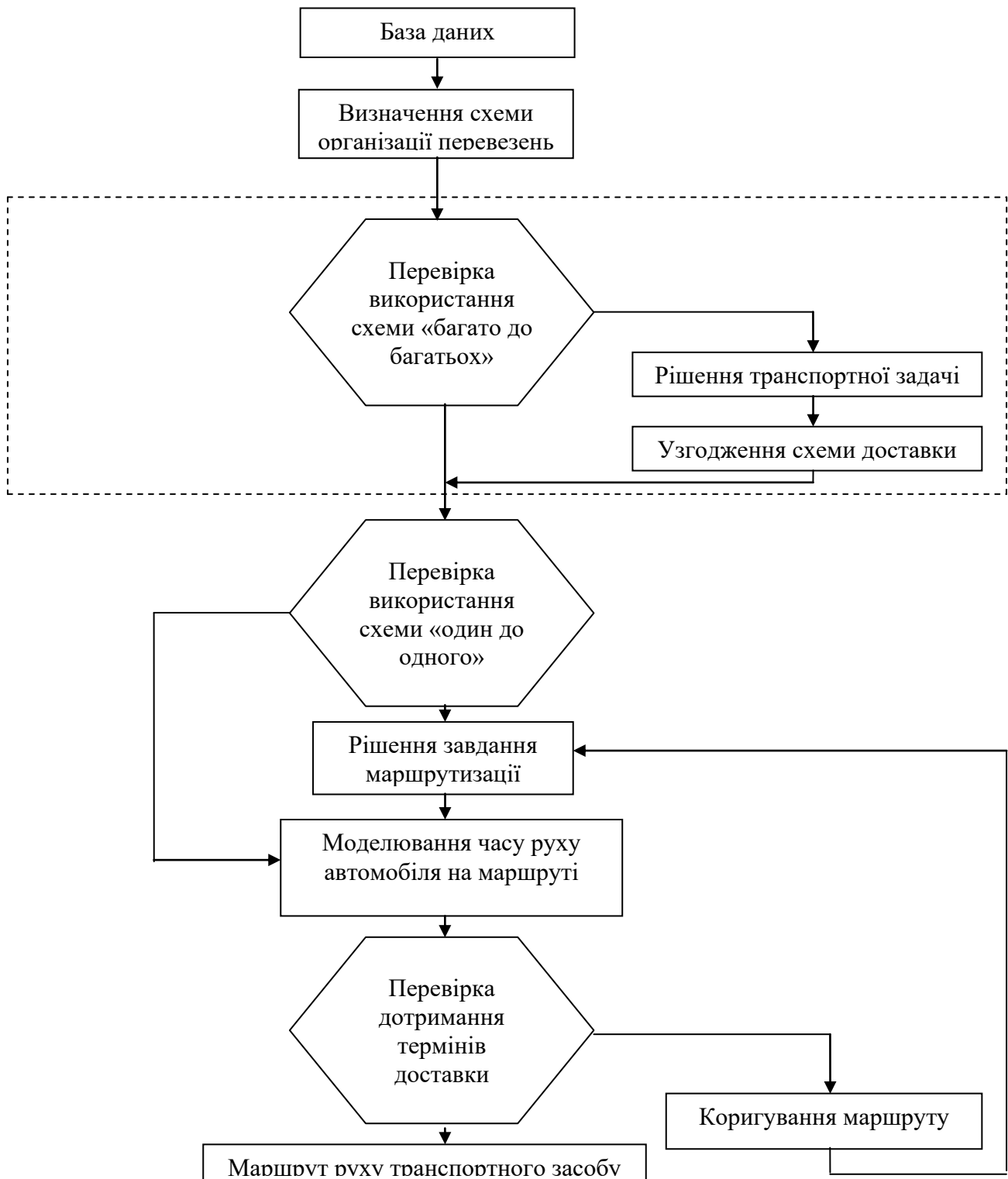


Рисунок 1 - Алгоритм моделювання організації перевізного процесу АТП

### Література

1. Беленький А. С. Исследование операций в транспортных системах:

идеи и схемы методов оптимизации планирования. М.: Мир, 1997 - 582 с.

2. Вельможин А. В. Гудков В. А. Миронин Л.Б. Куликов А.В. Грузовые автомобильные перевозки: Пособие для вузов. - М.: Горячая линия - Телеком. 2006. - 560 с.

Чуйко Сергій Петрович, аспірант кафедри автомобілів і транспортних технологій, Державний університет «Житомирська політехніка»,  
expertauto@ukr.net

Кравченко Олександр Петрович, д.т.н., професор, завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій, Державний університет «Житомирська політехніка», avtoap@ukr.net

## **УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ВИТРАТОЮ ПАЛИВА МІСЬКИМИ МАРШРУТНИМИ АВТОБУСАМИ, ОБЛАДНАНИМИ КОНДИЦІОНЕРАМИ**

Введення в експлуатацію міського маршрутного автобусу МАЗ-206 передбачає в першу чергу надання більш якісних та комфортних послуг споживачу, а це - низька підлога, наявність кондиціонера, система автономного обігрівання салону, доступність до перевезення маломобільних груп населення, збільшена панорамність та затемнення бокових вікон, тощо. Значна конструктивна новація передбачає нові підходи до управління і водіння такого автобусу водієм.

За розвитком таких новацій стикаються транспортні компанії з дилемою: пасажери цінують додатковий комфорт автобусів, але витрати на експлуатацію та обслуговування такого автобусу вищі. Основною причиною стає додаткова витрата палива, відмінна від заданої лінійної норми з додатковими нормативами. Проблема стоїть досить гостро та потребує створення нової концепції щодо моніторингу та нормування витрати палива. Більш правильним при нормуванні є аналітичне визначення витрати палива з урахуванням якомога більшої кількості конструктивних і експлуатаційних факторів.

Формування такої складної системи, як нормування витратою палива маршрутним міським автобусом може бути ґрунтоване на точному обліку витрати палива, швидкому реагуванні на умови які змінюються, на персональному обліку витрат по кожному автобусу, підрозділу і водію. Це в свою чергу є система моніторингу умов експлуатації переважно в частині дорожніх і транспортних умов, яка повинна відстежувати кожний фактор з прив'язкою до місця розташування і його розвитку, включаючи аналіз всіх можливих причин виникнення, періодичності виникнення, повторюваності, тощо.

У доповіді наводяться результати огляду пасажирських автопідприємств м. Житомира. Проаналізовані елементи системи управління витратою палива базуються на застарілих технологіях і неприйнятні для сучасних економічних умов по причині великої трудомісткості, відсутності дієвого аналізу та

повільність в реалізації. Встановлено відсутність єдиної системи управління витратою палива (ЄСУВП), яка включала б себе перераховані положення.

Припущено, що управління витратою палива на автопідприємстві, яке експлуатує маршрутні автобуси, оснащені кондиціонерами, є досить складною системою, представити яку єдиною інформативною моделлю надто складно. Для зручності видачі рекомендацій по експлуатації використовуємо у ЄСУВП ряд підсистем, які будуть реалізовувати окремі спеціалізовані функції управління і узагальнення даних, формалізацію яких можливо. У відповідності з викладеним, розроблена структурна модель єдиної системи управління витратою палива автобусами обладнаними кондиціонером (рисунок 1).

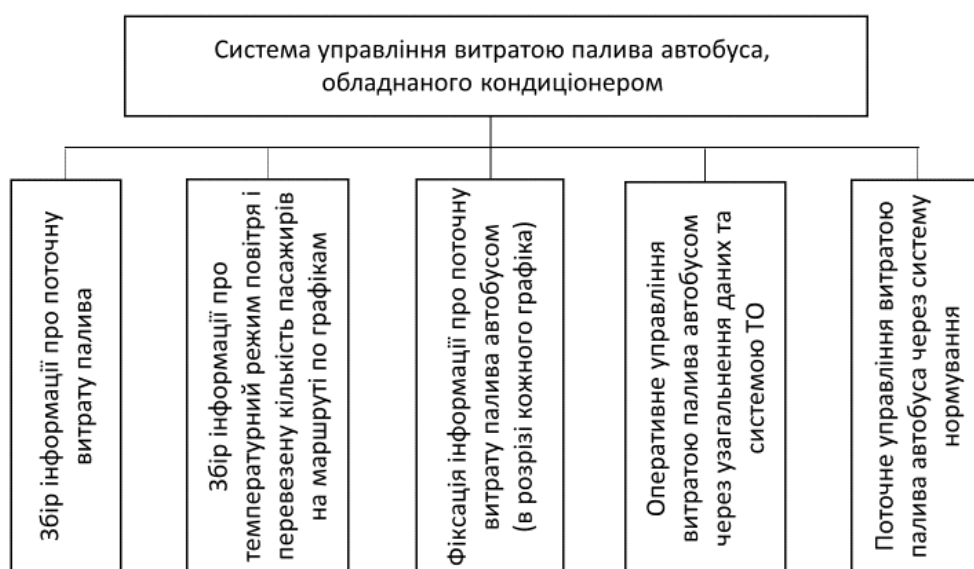


Рисунок 1 - Складові єдиної системи управління витратою палива автобуса, обладнаного кондиціонером

Головна мета функціонування ЄСУВП - підвищення ефективності і оперативності управління витрати палива маршрутними автобусами за рахунок узагальнення та реалізації заходів і чіткої взаємодії підрозділів автопідприємства у питаннях обліку, контролю і аналізу. Важливою складовою концепції є критерії ефективності досягнення мети:

- наявність вигоди для користувача автобусом, оснащеним кондиціонером;
- існування соціально-економічної вигоди для населення, яке користується таким транспортом;
- окупність фінансових коштів на функціонування автобусів підвищеної комфортності за рахунок транспортної привабливості.

Досягнення мети концепції може бути ефективним при наявності збалансованого підходу до системи управління реальних ситуацій, які зустрічаються при здійсненні перевізного процесу та технічне обслуговування автобусів пасажирським перевізником.

Такий підхід дозволив розробити і обґрунтувати єдину систему оперативного управління витратою палива (ЄСУВП) в літній період автобусами оснащеними кондиціонерами. Ідея базується на застосуванні технології

комп'ютерного обліку шляхової документації та показників застосованих валідаторів або інших автоматизованих методів обліку умов експлуатації для автобусів міських маршрутів.

Запропоновано алгоритм реалізації технології оперативного управління витратами палива автобусами міського маршруту, обладнані кондиціонером, на основі інформаційних технологій з включенням в нього взаємопов'язаних алгоритмів оперативного коригування норм витрати палива і діагностування по факту перевитрати палива.

Дембіцький Валерій Миколайович, к.т.н., ст. викладач, Луцький національний технічний університет, [dvm2@meta.ua](mailto:dvm2@meta.ua)

Тригубець Іван Васильович, магістрант, Луцький національний технічний університет, [ivantrigubec@gmail.com](mailto:ivantrigubec@gmail.com)

## **УПРАВЛІННЯ МАТЕРІАЛЬНИМИ ЗАПАСАМИ ТРАНСПОРТНОЇ ДІЛЬНИЦІ ПІДПРИЄМСТВА**

Аналіз структури сучасних підприємств різних напрямків діяльності доводить, що на сьогодні існує значна частка суб'єктів господарювання, які мають в своїй структурі транспортні дільниці. В більшості випадків організація роботи транспортної дільниці передбачає експлуатацію, діагностування, технічне обслуговування та ремонт автомобілів. Разом з тим, варто відмітити, що рухомий склад таких підприємств є дуже різномарковий, зазвичай підприємство володіє 1...2 автомобілями однієї марки, а їх кількість становить 10...50 одиниць. Саме на таких підприємствах і виникає проблема забезпечення запасними частинами і витратними матеріалами рухомого складу.

Система матеріально-технічного забезпечення підприємства повинна з однієї сторони забезпечити безперебійне постачання необхідних ресурсів, з другою сторони мінімізувати витрати пов'язані зі зберіганням матеріальних ресурсів на складах.

Забезпечення підприємства матеріально-технічними ресурсами може здійснюватися виходячи із наступних критеріїв:

- мінімізації витрат пов'язаних із придбанням, зберіганням та транспортуванням ресурсів [1];
- мінімізації витрат пов'язаних із придбанням, зберіганням та транспортуванням ресурсів із врахуванням простоїв рухомого складу [2];

Також виділяють три основних методи нормування витрат матеріальних ресурсів: розрахунково-аналітичний, статистичний та дослідний [3].

Основними недоліками усіх цих методів є те, що вони вимагають наявності значної кількості статистичних даних, для отримання яких необхідна репрезентативна вибірка.

Аналізу витрат на запасні частини під час технічного обслуговування і ремонту рухомого складу в кількості 30 одиниць на ДП «Шепетівський ремонтний завод» демонструє відсутність єдиної динаміки (рис. 1), що призводить до неможливості прогнозування необхідної кількості запасних частин. При цьому середні витрати на один автомобіль становлять від 220 до 1900 грн в місяць.

Тому з метою визначення стратегії управління запасами, а також методики їх розрахунку доцільно застосувати поєднання різних методів. При цьому критерієм для оцінки запасних частин та матеріалів, які зберігаються на складі є сумарні витрати пов'язані із їх придбанням та зберіганням, з врахуванням простоїв рухомого складу, його транспортної роботи за попередній період, а також оперативності постачання ресурсів.

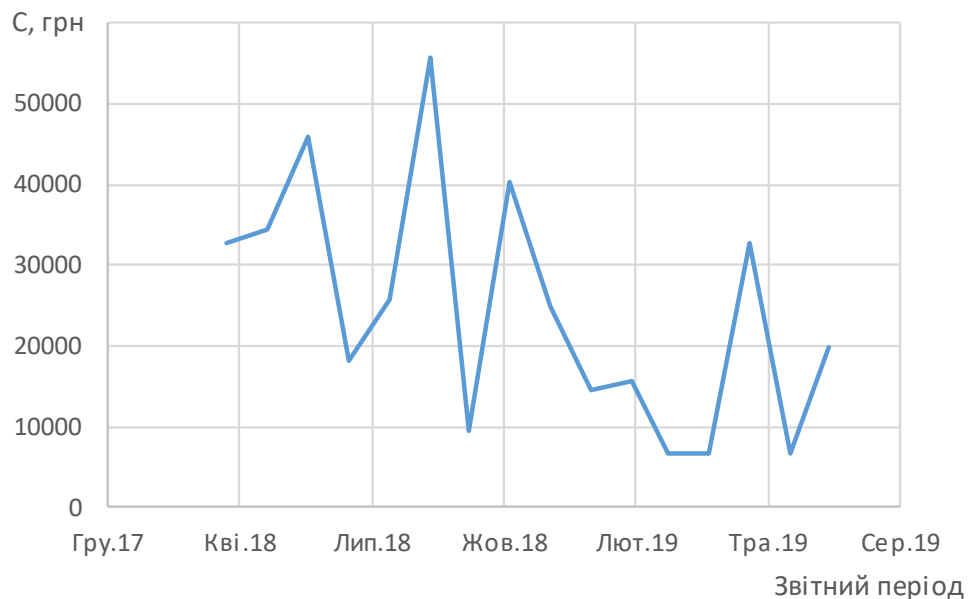


Рисунок 1 – Витрати на запасні частини під час технічного обслуговування і ремонту рухомого складу на ДП «Шепетівський ремонтний завод»

Швидкість постачання матеріальних ресурсів і буде визначати їх необхідний запас. Логістичні системи поставок вантажів в Україні розвинуті на високому рівні, тому в термін до 5 днів можливо отримати вантаж практично з будь-якої точки країни, при цьому визначальним буде лише наявність конкретних запасних частин та матеріалів на складах постачальників.

Таким чином можна відмітити найважливіші фактори, які впливатимуть на формування запасу запасних частин та матеріалів: вартість їх придбання та зберігання, витрати пов'язані з простоями рухомого складу та швидкість поставки нової партії. Результат взаємодії цих факторів повинен бути мінімальним. Такий підхід дозволить здійснювати ефективне використання матеріальних ресурсів та експлуатацію рухомого складу на потрібному рівні

#### Література

1. Филатов М. И., Юсупова О. В. Формирование резерва запасных частей для ремонта транспортно-технологических машин // Вестник ОГУ. 2014. №10

(171). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/formirovanie-rezerva-zapasnyh-chastey-dlya-remonta-transportno-tehnologicheskikh-mashin> (дата обращения: 30.09.2019).

2. Біліченко В. В. Обґрунтування критеріїв оцінки ефективності вибору запасних частин, що зберігаються на складі АТП для підтримки в справному стані його рухомого складу / В. В. Біліченко, О. П. Антонюк. // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки. – 2016. – №2(77). – С. 56–61.

3. Біліченко В. В. Обґрунтування критеріїв оцінки ефективності вибору запасних частин, що зберігаються на складі АТП для підтримки в справному стані його рухомого складу / В. В. Біліченко, О. П. Антонюк. // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки. – 2016. – №2(77). – С. 56–61.

Клец Дмитрий Михайлович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [d.m.klets@gmail.com](mailto:d.m.klets@gmail.com)

Дубінін Євген Олександрович, д.т.н, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [dubinin-gmn@ukr.net](mailto:dubinin-gmn@ukr.net)

Полянський Олександр Сергійович, д.т.н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [khadi.pas@gmail.com](mailto:khadi.pas@gmail.com)

## **ІНТЕЛЕКТУАЛІЗАЦІЯ РЕЄСТРАЦІЙНО-ВИМІРЮВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ОЦІНЮВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАШИН**

Проведення випробувань для оцінювання та підвищення експлуатаційних властивостей колісних машин потребує застосування мобільних комплексів, що дозволяють без втручання в конструкцію машини здійснювати визначення її основних параметрів [1–3]. Існуючі аналоги (наприклад, CORRSYS DATRON) мають високу вартість, вітчизняні ж не дозволяють проводити ряд необхідних випробувань в дорожніх умовах. В даний час розвиток електроніки і мікропроцесорної техніки дозволяє отримати якісно новий вимірювальний комплекс з широкими можливостями його розвитку і модернізації.

Відповідно до проведених досліджень сучасних засобів і методів побудови вимірювальних систем, мобільний реєстраційно-вимірювальний комплекс (МРВК) повинен відповідати наступним вимогам: ґрунтуватися на сучасній елементній базі з урахуванням подальшого розвитку мікропроцесорної техніки; мати низьку вартість виготовлення; модульний принцип побудови; високий ступінь мобільності, малі габаритно-вагові характеристики, незалежне від мережі колісної машини джерело живлення; мати можливість підключення додаткових датчиків (акселерометри, кутоміри і таке інше) і пристроїв фото-відеофіксації; мати можливість забезпечення бездротового зв'язку з базою даних на сервері при наявності стійкого сигналу мобільної мережі; мати

відкриту операційну систему для подальшого вдосконалення принципів і алгоритмів роботи на основі сучасної високорівневої мови програмування.

Для подальшої автоматизації процесу управління колісною машиною було розроблено схему роботи реєстраційно-вимірювального комплексу з елементами штучного інтелекту (рисунок 1), що дозволяє без участі водія проводити необхідні дії з її управління і забезпечення, в тому числі, безпеки експлуатації. Виходячи з проведеного аналізу можливих шляхів щодо оцінювання та забезпечення експлуатаційних властивостей, найбільш раціональним є підхід, при якому обробка даних (параметрів руху колісної машини) здійснюється за розробленими раніше алгоритмами на віддаленому сервері. Обробка здійснюється на основі бази даних, що постійно поповнюється параметрами, які отримуються під час руху мінімально обгрунтованої вибірки машин однієї марки у різних умовах експлуатації. Інформація повертається до МРВК конкретної колісної машини у вигляді керуючого сигналу, який передається до системи автоматичного управління для забезпечення потрібних експлуатаційних властивостей. При цьому враховується досвід експлуатації парку машин.



Рисунок 1 – Схема функціонування реєстраційно-вимірювального комплексу з елементами штучного інтелекту

Подальший розвиток системи можливий у варіанті системи проактивного управління, як системи динамічної стабілізації транспортних засобів.

Обгрунтовано вимоги до мобільного реєстраційно-вимірювального комплексу для оцінювання та підвищення експлуатаційних властивостей колісних машин з урахуванням сучасних засобів і підходів та розроблено перспективний алгоритм роботи реєстраційно-вимірювального комплексу з елементами штучного інтелекту.

## Література

1. Клец Д. Применение акселерометров в системах пассивной безопасности автомобилей / Д. Клец, А. Коробко, Я. Ревтов, Д. Безъязычный // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – 2009. – Вып. 24 – С.41-44.
2. Klets D. Accelerometers application in the automobile dynamic testing // Active Processes in Higher Technical Education to Train Specialists for Transportation and Highway Engineering and Automobile Industry: collection of scientific works International Conference / D. Klets, A. Korobko, M. Podrigalo, E. Voronova. – Kharkiv, 2009. – P.51-54.
3. Подригало М.А. Регистрационно-измерительный комплекс для проведения динамических испытаний мобильных машин / М.А. Подригало, А.С. Полянский, Е.А. Дубинин, Д.М. Клец, В.В. Задорожня // Транспорт, экология – устойчивое развитие: XX научно-техническая конференция с международным участием, Технический университет - Варна, 15-17 мая 2014 г. – Варна, 2014. – С. 358-366.

Лесик Дмитро Анатолійович, к.т.н., асистент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», lesyk\_d@ukr.net

Джемелінський Віталій Васильович, к.т.н., професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

Данилейко Олександр Олександрович, аспірант, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

Скляр Анастасія Володимирівна, магістр, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»

## **МОЖЛИВОСТІ ВІДНОВЛЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБІЛІВ КОМБІНОВАНОЮ ЛАЗЕРНО-ДЕФОРМАЦІЙНОЮ АДИТИВНОЮ ТЕХНОЛОГІЄЮ**

Сучасні технологічні процеси виробництва та відновлення поверхонь деталей автомобілів повинні надійно забезпечувати їх високі фізико-механічні та експлуатаційні властивості. Підвищені вимоги до поверхонь деталей, зокрема, міцності, зносо- та корозійної стійкості, напруженого стану та параметрів мікрорельєфу, вимагає необхідності розробки нових та поліпшення існуючих технологічних процесів відновлення зношених поверхонь. За останні роки для відновлення поверхонь деталей розробляються та використовуються нові методи, зокрема лазерне та плазмове наплавлення.

Лазерне пошарове наплавлення як технологія ремонтних робіт широко використовується для відновлення деталей, що експлуатуються в агресивних середовищах і піддаються поверхневому зношуванню. Відовий спосіб прямого лазерного пошарового наплавлення металевих порошків за допомогою спеціального коаксіального сопла, при якому газопорошковий потік металевих



частинок подається в зону дії лазерного променя симетрично з усіх сторін у вигляді конуса, утворюючи локальну ванну рідкого розплаву [1]. Основним недоліком даних способів є утворення пор у нанесених шарах. Для поліпшення якості наплавлених шарів запропоновано комбінована технологія лазерного наплавлення з наступним деформаційним зміцненням інструменту у вигляді ролика [2]. В роботі [3] показано можливості наплавлення зварювального дроту суміщеною термічною дією електричної дуги та деформаційною статичною дією ролика при визначених величинах зусиль навантаження і відстані між термічним та деформаційним інструментом.

Проте використання даних способів стримується низькою продуктивністю процесу та неможливістю проводити деформаційне зміцнення поверхонь деталей складної форми. Таким чином, розробка нових технологічних процесів для відновлення зношених поверхонь є актуальним.

Метою даної роботи є розробка нового способу для відновлення металевих деталей автомобілів комбінованою лазерно-деформаційною адитивною технологією шляхом пошарового лазерного наплавлення металевого порошку з наступним інтенсивним поверхнево-пластичним деформуванням нанесеного шару газокуюльковою сумішшю.

Схема лазерної адитивної технології в поєднанні з інтенсивним імпульсним зміцненням приведена на рис. 1. Сутність лазерного пошарового наплавлення полягає в нагріванні металевої основи деталі лазерним променем круглої або прямокутної (не показано на Рис. 1а) форми до визначеної температури з наступною подачею у зону дії сфокусованого лазерного випромінювання (ванну розплаву) металевого порошку шляхом використання багатоканальних, коаксіальних або плоских щілинних сопел, які закріплюють у робототехнічному пристрої (не показано на Рис. 1а).

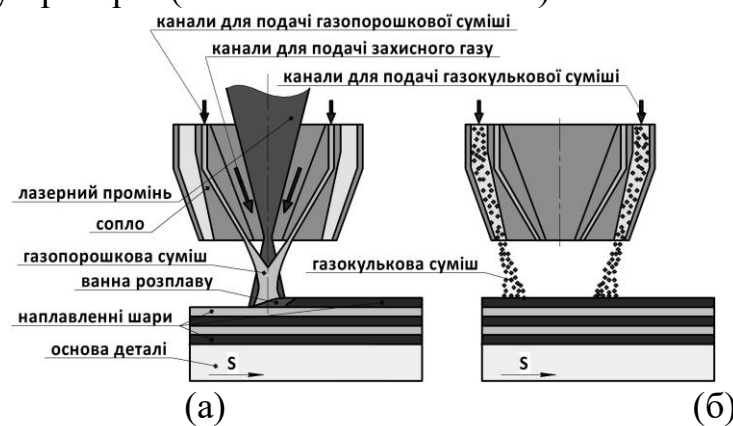


Рисунок 1 – Схема відновлення зношених поверхонь лазерною адитивною технологією (а) в поєднанні з інтенсивним імпульсним зміцненням (б)

Після наплавлення 2...5 шарів в процесі їх охолодження при температурі, визначеній лазерним пірметром (не показано на Рис. 1а), на протязі визначеного часу їх деформують газокуюльковою сумішшю (Рис. 1б).

Запропонований спосіб дозволить отримати однорідні по структурі металеві вироби довільної просторової форми з високою міцністю, низькою пористістю та шорсткістю поверхні, підвищуючи стійкість до корозії та запобігання утворення мікротріщин.

## Література

1. Patent №WO2017078524A1, Int CI.: C23C24 24/10, B23K 26/106, B23K 26/34, B23K22 01/04, publication date 11.05.2017, Bulletin 2017/01
2. Головка Л.Ф. Лазерні технології та комп'ютерне моделювання / Під ред. Л.Ф. Головка, С.О. Лук'яненко. – К.: Вістка, 2009. – 296 с.
3. J. Donoghue, A.A. Antonysamy, F. Martina, P.A. Colegrove, S.W. Williams, P.B. Prangnell, The effectiveness of combining rolling deformation with wire-arc additive manufacture on  $\beta$ -grain refinement and texture modification in Ti-6Al-4V, Materials Characterization 114 (2016) 103–114.

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

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

Шеїн Віталій Сергійович, к.т.н., ст. викладач, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, sheinvitalis@gmail.com

### **УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ ЯК ПРОЦЕС ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ АВТОМОБІЛЯ НА СВІТОВОМУ РИНКУ**

Якість будь-якого виробу визначається сукупністю його властивостей, ознак і зв'язків з іншими об'єктами. Це визначення повністю відноситься і до автомобіля.

Своєю появою на світ автомобіль зобов'язаний не вченим, а винахідникам - інженерам і самоучкам. Тому роль вчених довгий час зводилася до наукового обґрунтування тих технічних рішень, які раніше були запропоновані винахідниками.

Системний підхід до забезпечення якості автомобіля виник з появою світового ринку і конкуренцією між провідними виробниками цього виду продукції.

Якість автомобіля і, відповідно, показники його динамічних властивостей формується і розвивається в результаті розвитку вимог суспільства. Наслідком цього є вдосконалення конструкції автомобіля, його окремих агрегатів і систем.

Нормативи ефективності динамічних властивостей АТЗ є вираженням вимоги суспільства, на даному часовому етапі зафіксованим у відповідному документі (стандарті, технічних умовах або регламентах). Правильний вибір значень нормативів ефективності, термінів їх дії сприяє підвищенню конкурентоспроможності автомобілів на світовому ринку. Слід зазначити, що той виробник, який здатний прогнозувати розвиток вимог суспільства до того чи іншого показника динамічних властивостей, має високі шанси на успіх.

Формування нормативних вимог автотранспортних засобів відбувається під впливом ряду зовнішніх чинників, до яких можна віднести досягнутий науково-технічний рівень, особливості умов експлуатації та категорію АТЗ, кон'юнктуру ринку, економічну доцільність, чинні міжнародні домовленості, вдосконалення методів проведення випробувань і т.д. Ці знання дозволяють науково обґрунтувати необхідні заходи, інвестиції, капіталовкладення та ін. в даний момент часу з позиції досягнення необхідного ефекту, результату в майбутньому.

Виникає питання: "А як можна визначити динаміку зміни вимог суспільства до того чи іншого показника?". Відповідь на це питання була запропонована раніше як на рівні ДСТУ так і науковим співтовариством. Оскільки вимоги стандартів відображають вимоги суспільства до показників властивостей, то оцінити цю динаміку можливо шляхом ретроспективного аналізу зазначених стандартів з моменту появи автомобілів до наших днів. При екстраполяції залежностей на майбутнє можна прогнозувати розвиток вимог суспільства, удосконалювати конструкції автомобілів, забезпечуючи їх конкурентоспроможність.

Застосування методу ретроспективного аналізу дозволили їх авторам прогнозувати розвиток вимог до гальмівних властивостей АТЗ і показників токсичності вихлопних газів ДВЗ. Слід відмітити, що, маючи зазначені характеристики, можна закладати в технічне завдання на проектування і технічні умови на виробництво автомобілів такі значення показників, які будуть задовольняти суспільство не тільки на період випуску даної моделі автомобіля, але і на період її експлуатації.

При формуванні динамічних властивостей автомобілів на стадії проектування і побудові динамічних характеристик вимог суспільства необхідно не забувати про одну особливість автомобіля як об'єкта постійно пов'язаного з життєдіяльністю людини. Перебуваючи постійно в автомобілі, людина, прагне мати в ньому досягнення сучасної цивілізації. Тому, створюючи новий автомобіль, конструктори повинні використовувати досягнення фундаментальних наук, суміжних прикладних наук і технічні рішення, реалізовані в інших галузях техніки. Безумовно, що реалізація нових науково-технічних рішень дозволяє стрибкоподібно підвищувати показники динамічних властивостей. Прогнозування розвитку показників динамічних властивостей має супроводжуватися вдосконаленням методів проведення кваліметричних випробувань. Безсумнівно, що підвищення точності використовуваних динамічних і математичних моделей при проведенні теоретичних досліджень має супроводжуватися підвищенням точності проведення експериментальних досліджень. Останнє можливо при вдосконаленні методів експериментальних досліджень і використанні сучасних вимірювально-реєструючих систем.

Науково-методичною базою даного дослідження буде система поглядів і методів оцінки та поліпшення динамічних властивостей автотранспортних засобів, узгоджених з удосконаленням методів проведення їх кваліметричних випробувань.

Страту Максим Миколайович, студент Криворізький державний педагогічний університет

Філатов Сергій Валентинович, к.т.н., доцент ДВНЗ Криворізький державний педагогічний університет.

## **ВПЛИВ ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ НА ПАРАМЕТРИ РУХУ ВЕЛИКОВАНТАЖНОГО КАР'ЄРНОГО АВТОСАМОСКИДА**

Оптимізація процесу навантаження автосамоскида полягає як у зниженні динамічних навантажень на його конструкцію, так і в забезпеченні паспортного рівня завантаження, тобто максимально можливого в реальних умовах використання його вантажопідйомності. Мета – не допустити недовантаження і перевантаження.

Спостереження, що проводилися на ряді автомобілів, показали, що в окремих випадках перевантаження автосамоскидів досягає 50-80% [1].

Розподіл ступеня завантаження автосамоскида підпорядковується нормальному закону. При транспортуванні автосамоскидами перевантаження вище допустимої норми має місце більше ніж у 80% випадків.

Дослідження, проведені Дніпропетровською філією Науково-дослідницького інституту шинної промисловості (НДІШП), також указують на перевантаження автосамоскидів, про що свідчать дані табл. 1.

Таблиця 1.

**Вірогідність перевантаження автосамоскидів**

Рівень перевантаження, %	0	0-11	11-15	15-20	>20
Вірогідність перевантаження, %	8,0	41,1	17,9	12,5	20,5

Усього при цьому було досліджено близько 8000 автосамоскидів. Перевантаження автосамоскидів вище допустимої норми вкрай негативно впливає на надійність і довговічність їх конструктивних вузлів і систем, особливо шин, ресорного підвішування, трансмісії і двигуна. За даними роботи [2], перевищення навантаження на шину на 10 % від номінального знижує її можливий пробіг на 25-30%, а перевищення навантаження на 30, 40 і 50% знижує термін її служби відповідно на 40, 50 і 60%. Враховуючи, що вартість шини в загальних витратах на транспортування автосамоскидами досягає 20-35%, проблема перевантаження автосамоскидів, має таке ж велике значення, як і проблема недовантаження.

Відсутність у даний час технічних засобів контролю за нормалізацією завантаження спричиняє систематичне порушення правил безпеки дорожнього руху, де вказано: “Одностороннє або понадгабаритне завантаження, а також завантаження, що перевищує встановлену вантажопідйомність автомобіля (автопоїзду), не допускається” [3].

У зарубіжній практиці із застосуванням автотранспорту питання визначення маси і нормалізації завантаження також не можна вважати повністю вирішеним. Так, в промисловості Великобританії, однією із головних проблем вважається саме проблема перевантаження автомобілів. Однією з основних проблем, на думку також спеціалістів США, є проблема запобігання перевантаження автомобілів і важких автомобільних платформ.

Існують конкретні вагові обмеження для кожного вантажного автомобіля, а також обмеження навантаження на кожен вісь. Це зобов'язує водія у час завантаження знати, коли буде досягнуто максимальне вагове завантаження, а також знати максимальне навантаження на кожен вісь: повинен забезпечуватись рівномірний розподіл навантаження на кожне колесо окремо. Тому наявність вмонтованих ваговимірювальних систем (ВВМС) вважається необхідним на більшості іноземних автосамоскидах.

### Література

1. Жуков С.А., Филатов С.В., Гирин В.С. Состояние карьерного транспорта, пути его обновления и модернизации // Гірничая електромеханіка та автоматика. – Дніпропетровськ: НГУ, 2002. – №68. – С. 64-66.

2. Автомобільні двигуни / І.І. Тимченко, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є. Долганов, М.Р. Муджобаєв / За ред. І.І. Тимченка. - Х.: Основа, 1995. – 464с.

3. Filatov S.V., Zhukov S.A., Girin I.V., Filatov A.S. Decrease of iron-ore transportation cost price by supersize trucks at the expense of rolling coefficient reduction. Гірничий вісник. – Науково-технічний збірник // ДВНЗ «Криворізький національний університет». Випуск № 99, Кривий Ріг. – 2015р. С. 104-107

4. Filatov S.V., Zhukov S.A., Girin I.V., Filatov A.S. Justification of parameters and construction technology of open pit roads. Гірничий вісник. – Збірник наукових праць // ДВНЗ «Криворізький національний» Випуск № 40, Кривий Ріг. – 2015р. С. 143-147.

Абрамчук Федір Іванович, д.т.н., проф., кафедра двигунів внутрішнього згоряння, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [fedor.abramchuk@gmail.com](mailto:fedor.abramchuk@gmail.com), (057) 707-37-25

Авраменко Андрій Миколайович, к.т.н., В.о. завідувача відділу водневої енергетики, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, [an0100@ukr.net](mailto:an0100@ukr.net), (057) 349-47-54

## **ВПЛИВ СУЧАСНИХ СПОСОБІВ ОРГАНІЗАЦІЇ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ НА ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА**

Сучасними тенденціями у двигунобудуванні є: підвищення рівня форсування й паливної економічності, зниження рівня токсичності відпрацьованих газів, використання мікропроцесорних систем керування, нових матеріалів для виробництва деталей ДВЗ, а також складних багатокомпонентних систем нейтралізації відпрацьованих газів.

Особлива увага останнім часом приділяється питанням, пов'язаним з необхідністю поліпшити екологічні показники дизельних двигунів. У деяких країнах західної Європи планують увести заборону на в'їзд транспорту, оснащеного дизельними двигунами, у центральну частину міст. Це пов'язано в першу чергу з викидами твердих часточок (ТЧ) з відпрацьованими газами, які мають пористу структуру і є носіями канцерогенно-мутагенних з'єднань.

Стосовно до дизельних двигунів найбільша увага останнім часом приділяється сучасним способам організації робочих процесів, зниженню масового викиду ТЧ відпрацьованими газами, підвищенню тиску упорскування палива, зменшенню дисперсності його розпилювання та переходу від об'ємного або об'ємно-плівкового сумішоутворення до об'ємного.

Представлено результати аналізу сучасних способів організації робочих процесів дизельного двигуна при роботі на штатному паливі. Наведено аналіз можливостей сучасних методів моделювання робочих процесів ДВЗ. В роботі використовувалися чисельні методи дослідження.

На прикладі тепловозного дизельного двигуна Д80 показано, що чисельне моделювання робочих процесів з використанням сучасних програмних комплексів у тривимірній постановці, на відміну від традиційних методів розрахунку, дозволяє одержати принципово нові дані про локальний характер розподілу досліджуваних параметрів по об'єму камери згоряння в просторі й у часі.

Розглянутий у роботі підхід по аналізу робочого процесу з використанням чисельних методів дозволяє використовувати методику проведення чисельних експериментів для аналізу показників роботи двигуна на розглянутих режимах. Це дозволяє оцінювати показники двигуна при роботі по навантажувальним і генераторним характеристикам з високим ступенем точності та інформативності без проведення масштабних експериментальних досліджень.

У роботі показано, що реалізація сучасних способів організації робочих процесів дизельного двигуна дозволяє на 10-25% знизити рівень викидів шкідливих речовин і навантаження на навколишнє середовище.

Абрамчук Федір Іванович, д.т.н., проф., Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [fedor.abramchuk@gmail.com](mailto:fedor.abramchuk@gmail.com)

Кузьменко Анатолій Петрович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [kuzmatolja@gmail.com](mailto:kuzmatolja@gmail.com)

### **РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЇ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ МІКРОЛІТРАЖНИХ ДВИГУНІВ, ЩО БЕРУТЬ УЧАСТЬ В ЗМАГАННЯХ *SHELL „ECO-MARATHON”***

Досвід отриманий в змаганнях Shell „Eco-marathon” командою ХНАДУ показав, що учасники які досягають високих результатів, використовують двигуни власної конструкції. Найчастіше це чотиритактний, одноциліндровий двигун, з малим об'ємом циліндру, та великим відношенням ходу поршня до діаметру циліндра. Команда ХНАДУ використовує двигуни фірми HONDA GX 25 і GX 35 з мінімальним дооснащенням, що не дозволяє зайняти призові місця в змаганнях. Тому при підготовці до змагань Shell „Eco-marathon” важливо вміти визначати механічні втрати двигуна, для пошуку шляхів їх зменшення.

За різними оцінками, виконаним для певних типів та комплектацій поршневих ДВЗ, віднесена до індикаторної потужності частка механічних втрат на режимі номінальної потужності складає величину від 15 до 25%. Це говорить про те, що більше однієї четвертої частини енергії газів в двигуні витрачається на подолання тертя та для забезпечення роботи систем та механізмів [1].

В більшість робіт, пов'язаних з дослідженням механічних втрат ДВЗ, приведені стандартні і нестандартні моторні методи визначення механічних втрат, приведені, також, похибки при використанні моторних методів випробувань[1-4]. Однак, що стосується мікролітражних двигунів таких даних не має. Тому кафедрою ДВЗ ХНАДУ було прийнято рішення розробити технологію дослідження механічних втрат мікролітражних двигунів.

Для цього було розроблено стенд для визначення механічних втрат мікролітражних двигунів методом прокручування колінчастого валу (рис. 1).

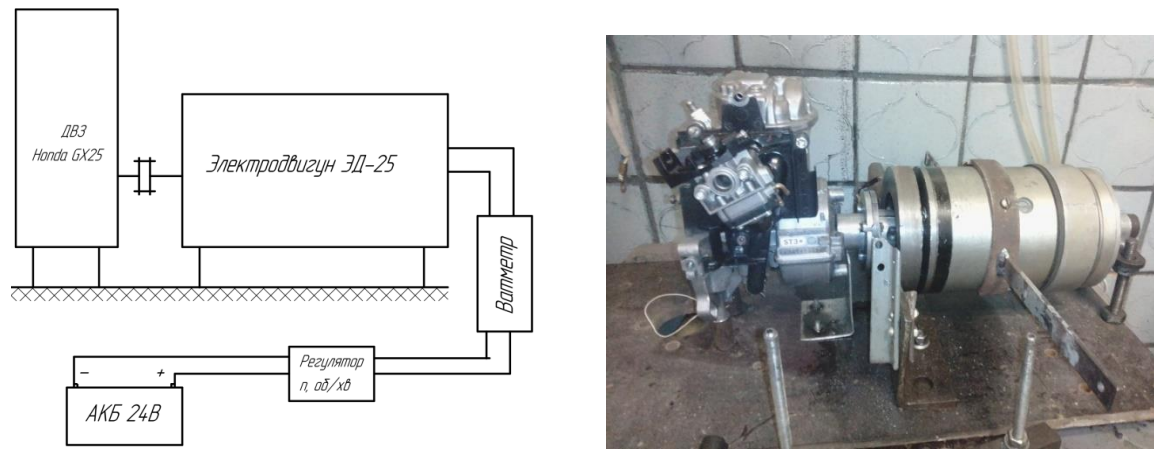


Рисунок 1 – Схема та фото експериментального стенду

Коли колінчастий вал ДВЗ прокручують електродвигуном можливо декілька варіантів визначення потужності, що витрачається на прокручування: 1) визначення електричної потужності; 2) визначення механічної потужності.

В першому випадку потрібно вимірювати струм  $I$  та напругу  $U$  якими живиться електродвигун, після чого розраховувати електричну потужність  $P_1 = U \cdot I$ . Механічні втрати при цьому дорівнюватимуть:

$$N_{м.в} = P_1 \cdot \eta,$$

де  $\eta$  - коефіцієнт корисної дії електродвигуна.

В другому випадку статор електродвигуна має бути встановлено на опори, що дозволяють йому качатися навколо своєї осі. В такому випадку

$$N_{м.в} = M_{кр} \cdot \omega,$$

де  $M_{кр} = P \cdot L_p$  – крутний момент, що прикладений до електродвигуна;

$P$  – сила визначена за допомогою вагового пристрою, кг;

$L_p = 0,07$  – відстань від осі електродвигуна, до місця визначення сили, м;

$\omega$  – кутова швидкість вала, рад/с.

В результаті дослідження було отримано, та проаналізовано емпіричні залежності для визначення механічних втрат методом прокручування обома варіантами:

при визначенні електричної потужності:

$$N_{м.в} = -25,6 + 0,0218 \cdot n,$$

де  $n$  – частота обертання колінчастого валу;

при визначенні механічної потужності:

$$N_{м.в} = -25,625 + 0,02156 \cdot n.$$

### Висновки

1. Розроблена та реалізована технологія визначення механічних втрат мікролітражного двигуна HONDA GX25 методом прокручування колінчастого вала електродвигуном постійного струму ЕД-25.

2. Експериментальне дослідження механічних втрат методом прокручування колінчастого вала двома способами закріплення електродвигуна ЕД-25 показало співпадіння результатів з точністю 1,5%.



3. Статистична обробка результатів експериментального дослідження дозволила одержати імперичні залежності потужності механічних втрат для двигуна HONDA GX25.

### Література

1. Путинцев С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета, испытаний/ С.В. Путинцев // Учебное пособие: М., МГТУ им. Н. Баумана, 2011. - 288 с.
2. Стефановский Б.С. Испытания двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Б.С. Стефановский [и др.]. - М.: Машиностроение, 1972. - 368 с.
3. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник//В.Г. Дьяченко//Х. ХНАДУ, 2009 – 500с.
4. Сериков Е.Н. Метод оценки индикаторных показателей двигателей внутреннего сгорания / Е.Н. Сериков,С.Ю. Белик, В.Г. Дьяченко // Двигатели внутреннего сгорания 2009, № 1,с. 19-24.

**Oleksandr Vrublevskiy**, dr. hab. inż., professor Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie ul. Michała Oczapowskiego 2, 10-719 Olsztyn  
aleksander.wroblewski@uwm.edu.pl

**Michał Janulin**, dr. inż., asystent katedry Budowy, Eksploatacji Pojazdów i Maszyn Uniwersytet Warmińsko-Mazurski w Olsztynie ul. Michała Oczapowskiego 2, 10-719 Olsztyn

### ОПТИМИЗАЦИЯ ВЫБРАННЫХ ПАРАМЕТРОВ АВТОМОБИЛЯ С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

Проектирование новых транспортных средств, а также модернизация и адаптация существующих конструкций требуют использования методов оптимизации, которые сокращают время и стоимость данных работ. Методы оптимизации позволяют найти компромисс между часто противоречивыми требованиями, предъявляемыми потенциальными клиентами. Используя методы оптимизации можно решить многие задачи автомобильной промышленности. Некоторые из них: улучшение конструкции транспортного средства, совершенствование методов рециклинга; оптимизация условий эксплуатации транспортных средств (безопасность, управление, стиль вождения, оптимальное расположение пунктов зарядки аккумуляторов электромобиля).

В целях дальнейшего совершенствования конструкции и создания новых технологий привода для современных транспортных средств в работе представлены результаты методов оптимизации выбранных эксплуатационных параметров автомобиля с электрическим приводом. Чтобы использование методов оптимизации было максимально эффективным, определены критерии качества, а также функциональные ограничения и решающие параметры.

Условия эксплуатации тестируемого объекта, состоящего из множества систем, характерные особенности которых определяются взаимодействием различных процессов, также должны быть приняты во внимание. Результаты таких исследований могут указывать на резервы улучшений и наметить способы создания новых автомобильных приводов.

Например, при тестировании системы электропривода и, в частности, отдельных электрических компонентов такой системы, может использоваться много инструментов. Предполагается, что при тестировании одного конкретного компонента высокая точность достигается с помощью многомерного моделирования или метода конечных элементов. Это связано с тем, что они учитывают детальную геометрию компонента и используют точное моделирование различных происходящих в нем явлений. Данные методы сложно интегрировать в общесистемные симуляторы для изучения взаимодействия между компонентами. Поэтому целесообразно использовать комплексные симуляторы транспортных средств, в частности, для изучения и анализа взаимодействия систем и отдельных компонентов, а также разработки и проверки алгоритмов управления системами. Пример такого симулятора электромобиля, разработанного на платформе LMS IMAGINE.Lab AMESim® представлен на рис. 1.

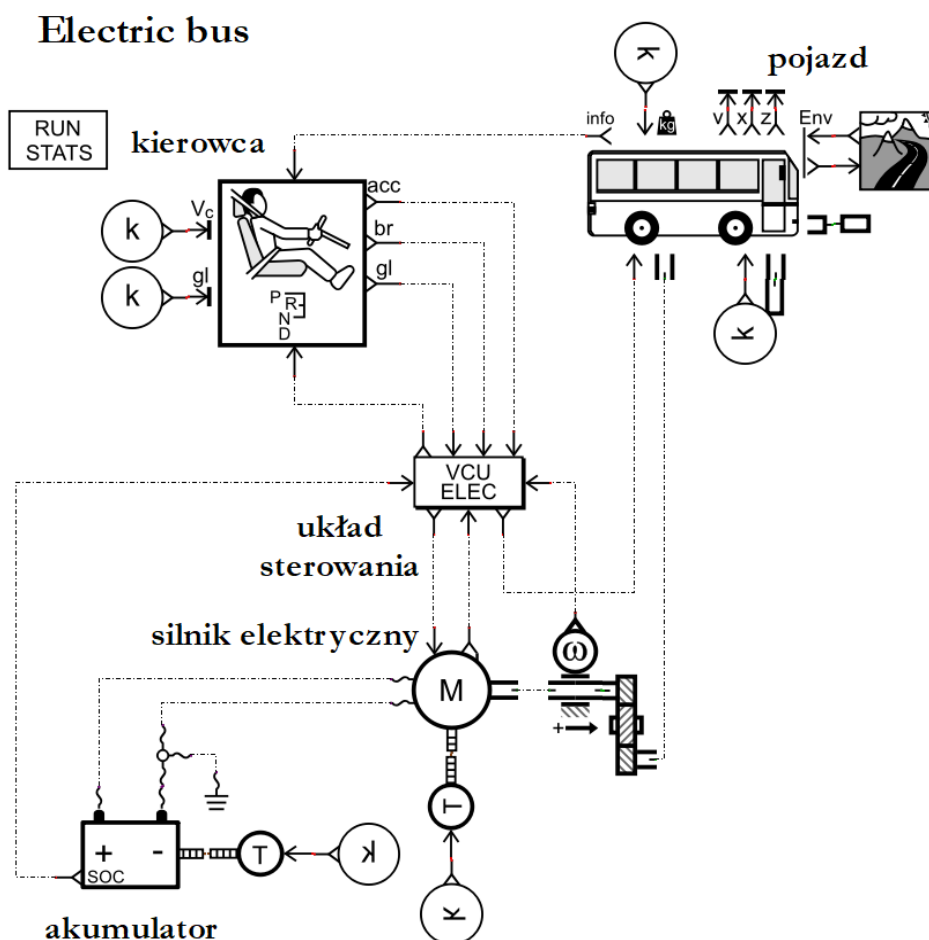


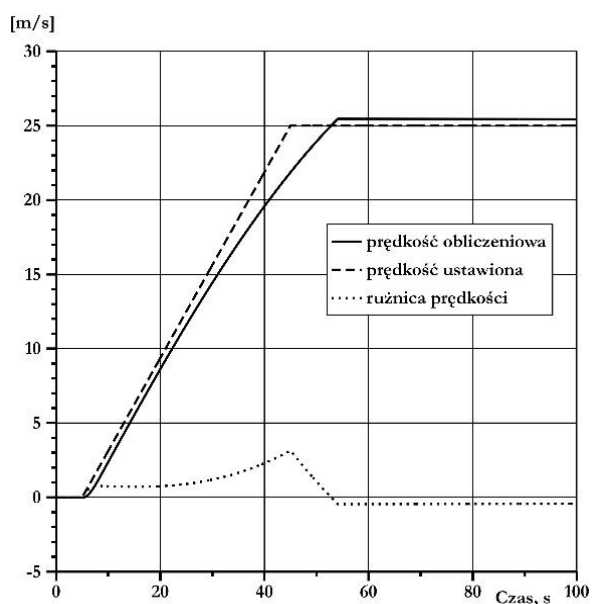
Рисунок 1 – Имитационная модель электромобиля, разработанная в среде LMS.IMAGINE.Lab AMESim®

В работе показано, что эффективность оптимизации будет зависеть от выбранных условий работы двигательной установки транспортного средства. Можно повысить точность результатов, используя условия, указанные в цикле WLTP.

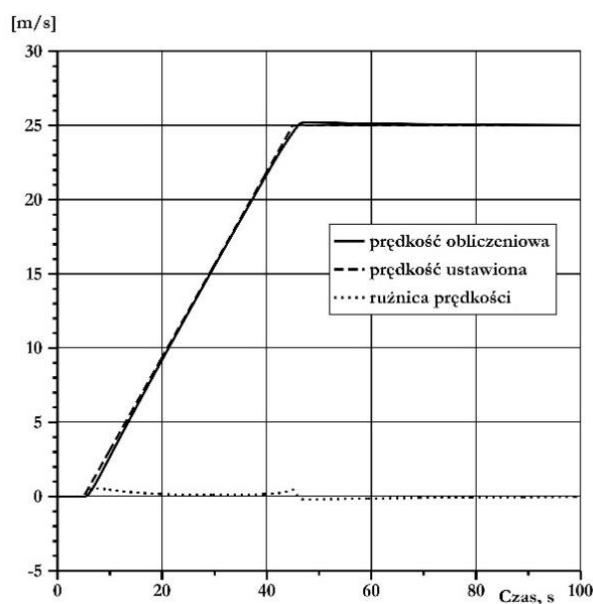
Анализ результатов использования алгоритмов NLPQL и многоцелевого генетического алгоритма для оптимизации автомобиля с электрическим двигателем показал небольшое различие как с точки зрения критериев качества, так и параметров.

При решении оптимизационной задачи особое внимание уделено динамическим свойствам транспортного средства, например, время ускорения, тормозной путь и т. д. Набор динамических показателей может стать одновременно критерием качества и представлять ряд функциональных ограничений при решении задачи оптимизации. В случае электромобиля с системой рекуперации энергии предложено установить функциональное ограничение, определяющее максимально допустимый тормозной путь.

Предложено в качестве критерия качества использовать время ускорения до заданного значения линейной скорости. Выходным параметром при этом является значение конечной разности заданной (25 м/с) и расчетной скоростей в течение 45-секундного процесса ускорения. Минимально допустимое значение этой разницы определяет решающие параметры. Решающими значениями являются передаточные числа редуктора и установки контроллера системы управления транспортного средства. Ход изменения заданной скорости, а также достигнутая величина разницы между установленной и расчетной скоростями представлены на рис. 2.



а)



б)

Рисунок 6 – Изменение скорости электромобиля автомобиля при ускорении от 0 до 25 м/с в течение 45 с: а) до оптимизации; б) после оптимизации

Изучение влияния параметров контроллера, определяющих рекуперацию энергии в цикле WLTC показало, что оптимальное значение распределения крутящего момента между механической и электрической тормозной системой находится в середине выбранного диапазона этого значения. Влияние верхних и нижних пороговых скоростей вала электрической машины в режиме электрического тормоза указывает на необходимость повышения верхнего и нижнего значений для снижения уровня разряда аккумулятора. Анализ влияния верхнего и нижнего начального уровня заряда батареи на эффективность рекуперации энергии в цикле WLTC показал большую зависимость данного критерия от выбора верхнего значения.

Используя исследование пространства параметров предложено решение проблемы, связанной с увеличением дальности пробега транспортного средства на одной зарядке аккумулятора. В результате оптимизации получено увеличение пробега на 11 % за счет выбора параметров контроллера.

Євсєєва Н.О., к.т.н, доцент, Національний університет «Запорізька політехніка», [korskovanat@ukr.net](mailto:korskovanat@ukr.net)

Сметанко О.В., студент, Національний університет «Запорізька політехніка»

## **ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ 4-ТАКТНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА**

Актуальність дослідження полягає у необхідності підвищення ефективності роботи системи рідинного охолодження, особливо на дизельних двигунах, що тривалий час працюють з великими навантаженнями.

Дослідження, обґрунтування та вибір оптимальних конструктивних факторів елементів системи рідинного охолодження дизельного двигуна (на прикладі двигуна КамАЗ) сприяє його надійній роботі та має важливе практичне значення для різних галузей промисловості, транспорту та сільського господарства України.

Об'єктом дослідження є система охолодження 4-х тактного дизельного двигуна КамАЗ-740.

Оскільки двигуни КамАЗ-740 мають значну кількість модифікацій та використовуються для приводу різних агрегатів та машин, необхідно визначити параметри радіатора, який забезпечив би надійне охолодження як базового, так і форсованого двигуна. Для цього визначено кількість теплоти  $Q_1$ , яку необхідно відводити системою охолодження двигуна. Двигуни КамАЗ-740 Євро-0 розвивають потужність від 154 кВт до 191 кВт. Для них величина кількості відведеної теплоти складає від  $Q_1 = 85,5$  кВт до  $Q_1 = 106,1$  кВт. Приймаємо, що габаритні розміри радіатора незмінні. Тоді здійснюємо гідрравлічний і тепловий розрахунки для двигуна потужністю 191 кВт ( $Q_1 = 106,1$  кВт) і порівнюємо результати з отриманими для двигуна потужністю 154 кВт.

Виконано гідравлічний розрахунок системи охолодження двигуна КамАЗ-740.10 для визначення оптимальних параметрів системи, зокрема, кількості трубок в радіаторі, їх діаметру, швидкості потоку рідини.

За результатами розрахунку встановлено наступне:

– режим руху рідини в системі охолодження турбулентний,  $Re = 15685...145607$ ;

– зі збільшенням кількості трубок в радіаторі  $n = 10...400$  шт. зміна основних параметрів в системі охолодження відбувається найбільш інтенсивно при  $n = 10...100$  шт.; зі зростанням  $n$  всі процеси змінюються в меншій мірі;

– у вказаному діапазоні  $n = 10...100$  шт. при зростанні кількості трубок значення швидкості потоку рідини в радіаторі зменшується  $w = 6...12$  м/с, що пояснюється зростанням площі живого перетину еквівалентного трубопроводу радіатора практично у 8,85 разів (від  $A_B = 0,1154$  м<sup>2</sup> до  $A_B = 1,1368$  м<sup>2</sup>). При цьому гідравлічний діаметр трубок радіатора зменшується в 4,2 рази.

Грицюк Александр Васильевич, д.т.н., профессор кафедры ДВС, [dthkbd@ukr.net](mailto:dthkbd@ukr.net), Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Ельмин Максим Александрович, магистрант, [lprrdk8ssl@gmail.com](mailto:lprrdk8ssl@gmail.com)

## **КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СРЕДНЕСТАТИСТИЧЕСКОГО ЧАСТОТНОГО РЕЖИМА НАГРУЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ НА ВЫБОР СХЕМЫ ОРГАНИЗАЦИИ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ**

При проектировании автомобильных дизелей в украинских реалиях предлагается исходить из хорошо известного принципа разумной достаточности, который является реальной альтернативой глобальной оптимизации. Этот принцип, конечно же, не может противостоять одержимости тех, кто уже запрещает въезд легковых и грузопассажирских автомобилей с дизельной силовой установкой на улицы европейских городов. Но, справедливости ради, эту одержимость так же не останавливают ни сотни тысяч расчетных и экспериментальных исследований, направленных на обеспечение оптимальных топливно-экономических и экологических показателей, ни неимоверная сложность реализованных конструктивных решений, которые не могли не отразиться на стоимости современного автомобильного дизеля.

Разумную достаточность можно продемонстрировать на примере проведения расчетного исследования по определению влияния частотных режимов нагружения автомобильного дизеля на выбор схемы организации

смесеобразования. Именно последняя определяет конструктивные решения при проектировании головок цилиндров и механизмов газораспределения, которые являются сложнейшими элементами двигателя внутреннего сгорания.

В настоящей работе одним из независимых факторов расчетного ортогонального плана второго порядка для четырех переменных, которые варьируются на трех уровнях, является типовая компоновочная проработка головки цилиндра (рис.1), определяющая схему организации смесеобразования [1]. Все эти схемы достаточно хорошо освоены практикой мирового двигателестроения. Одна из самых сложных схем, а именно четырехклапанная головка цилиндров с центральным расположением форсунки, была реализована в конструкциях быстроходных авиационных дизелей еще в 30-х годах прошлого столетия [2].

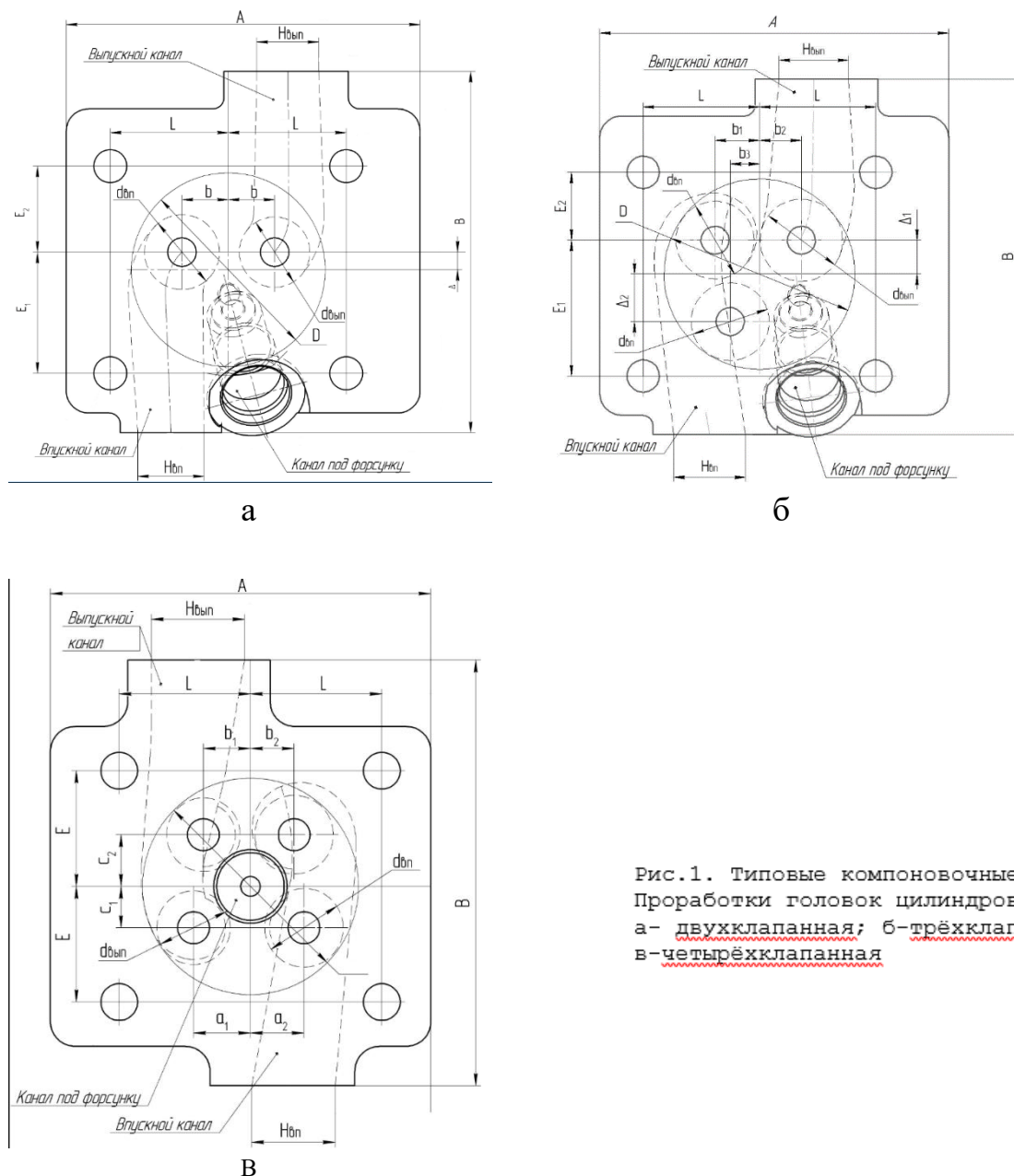


Рис.1. Типовые компоновочные  
Проработки головок цилиндров:  
а- двухклапанная; б-трёхклапанная;  
в-четырёхклапанная

В качестве трёх остальных независимых переменных выбраны: степень сжатия ( $\epsilon$ ), давление наддува ( $P_n$ ) и частота вращения коленчатого вала ( $n_{кв}$ ).

Интересом исследования явился оптимальный для каждого сочетания переменных факторов параметр нагружения дизеля на каждой из расчетных частот вращения при формировании его внешней скоростной характеристики, а именно среднее эффективное давление ( $P_e$ ). Расчет и оптимизация приведены для конкретных конструктивных решений дизелей серии ДА10 государственного проекта “Слобожанский дизель” [3] с использованием программы Simcenter Amesim фирмы Siemens в версии 2019 года. В результате выполнения данной работы (рис.2 и 3) показано, что при вполне современных уровнях  $P_e$ , достигаемых при  $\epsilon=17,8$  и  $P_n=0,28$  МПа, применение достаточно сложной схемы организации смесеобразования (четыре клапана на цилиндр) является разумно достаточным с точки зрения исключительно мощностных показателей только для сверхскоростных автомобилей со среднестатистическим частотным режимом нагружения дизеля выше  $3600 \text{ мин}^{-1}$ .

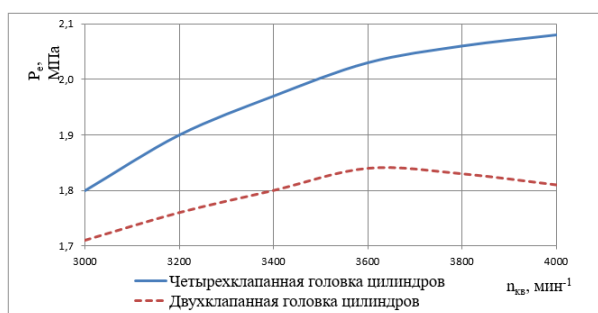


Рис.2. Линии расположения оптимальных  $P_e$  дизеля серии ДА10 при разных схемах организации смесеобразования

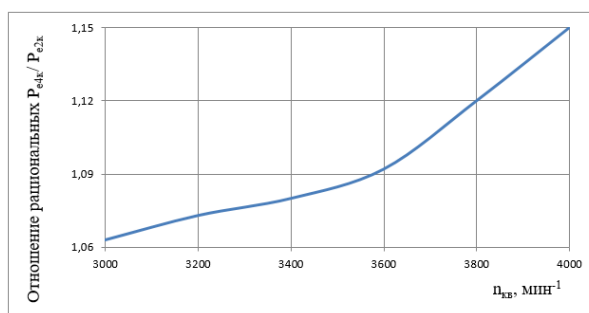


Рис.3. Эффективность использования четырехклапанной головки цилиндров при разных частотных режимах нагружения дизеля серии ДА10.

При классическом использовании автомобиля в качестве транспортного средства получившее широкое распространение чрезмерное усложнение головки цилиндров и механизма газораспределения дизеля в украинских реалиях не оправдано.

## Литература

1. Грицюк А.В. Теоретические основы и практические методы создания высокооборотного малолитражного дизеля многоцелевого назначения: Автореф. дис. на соиск. науч. степени доктора техн. наук: — Харьков : НТУ“ХПИ”, 2010. — 39 с.



2. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Том 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. – Х.: "Прапор", 2004. – 384 с.

3. Абрамчук Ф.І. Техніко-економічне обґрунтування необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту: Розроблення та впровадження у виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100-175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель) : монографія / Ф.І. Абрамчук, С.О. Альохін, М.Л. Белов та ін. : за ред. Ф.І. Абрамчука, О.В. Грицюка, І.А. Дмитрієва. – Харків: ХНАДУ, 2012. – 164 с.

Гутаревич Ю.Ф., д.т.н., професор, Національний транспортний університет, Київ, Україна

Сирота О.В., к.т.н., доцент, Національний транспортний університет, Київ, Україна

### **ВПЛИВ МЕТОДУ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ НА ЕКОЛОГІЧНІ ПОКАЗНИКИ ТА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ ДВИГУНА З ІСКРОВИМ ЗАПАЛЮВАННЯМ**

Метод регулювання потужності відключенням групи циліндрів є найбільш ефективним методом поліпшення паливної економічності сучасних багатоциліндрових бензинових двигунів. При відключенні групи циліндрів збільшується навантаження на працюючі циліндри, що дає змогу покращити показники робочого процесу, зменшити насосні втрати та збільшити ефективний ккд двигуна.

На кафедрі "Двигуни і теплотехніка" Національного транспортного університету проводяться дослідження експериментальної системи для відключення циліндрів, яку можна використовувати на серійних двигунах [1]. Відключення циліндрів здійснюється без зміни системи газообміну, що зменшує ефективність методу, але значно спрощує переобладнання двигунів.

Експериментальні дослідження двигуна 6Ч 9,5/6,98 (Opel C30 LE) з експериментальною системою живлення з комбінованим методом регулювання потужності (КМРП) проводили в циклах розгін-уповільнення при зміні навантаження, відповідно швидкісній характеристиці гальмівного стенду. Час циклу розгін-уповільнення  $t_{\text{ц}}$  змінювався від 4 с до 8 с. Замір витрати палива здійснювали за десять циклів розгін-уповільнення за час  $t_{\text{зар}}=10 \cdot t_{\text{ц}}$ . Розгін двигуна обумовлювався зміною положення дросельної заслінки в певних межах для отримання заданого крутного моменту і частоти обертання, однакових для циклів розгін-уповільнення за різних методів регулювання потужності.



Визначено, що відхилення середньої частоти обертання за цикл при різних методах регулювання потужності не перевищує 2,93 %, тому характер зміни частоти обертання можна вважати ідентичним.

Встановлено, що при роботі двигуна в циклах розгін-уповільнення з різною інтенсивністю, при переході до КМРП спостерігається зменшення витрати палива в середньому на 8,05 %. Крім іншого, це свідчить про те, що перехідні процеси при зміні кількості працюючих циліндрів не мають суттєвого впливу на паливну економічність і керованість двигуна.

Для математичного описання руху двигуна встановленого на гальмівному стенді в циклах розгін-уповільнення при різних методах регулювання потужності – дроселюванням та при регулюванні потужності відключенням групи циліндрів, була розроблена математична модель розганання та уповільнення двигуна.

Головною метою розрахунку на математичній моделі показників руху двигуна в неусталених режимах є оцінювання ефективності застосування КМРП стосовно паливної економічності та визначення екологічних показників в порівнянні з традиційним методом регулюванням потужності дроселюванням.

Частоту обертання двигуна  $n_d$  в циклі розраховували за диференціальним рівнянням рівноваги моментів, що описує характер руху двигуна в неусталених режимах [2]:

$$\frac{dn_d}{dt} = [M_k(n_d, \varphi_{др}) - M_n(n_d, \varphi_p)] \cdot \frac{30}{I \cdot \pi}, \quad (6)$$

де  $\frac{dn_d}{dt}$  – прискорення колінчастого вала двигуна,  $\frac{xb^{-1}}{c}$ ;

$M_k(n_d, \varphi_{др})$  – ефективний крутний момент двигуна, Нм;

$M_n(n_d, \varphi_p)$  – момент зовнішнього навантаження, що створюється навантажувальним стендом;

$I$  – момент інерції двигуна і рухомих частин (ротора) стенду,  $кг \cdot м^2$ ;

$\varphi_{др}$  – кут відкриття дросельної заслінки в кожний момент інтервалу, град;

$\varphi_p$  – положення пластин реостата, що визначає величину навантаження гальмівного стенду, град.

Розрахунки на математичних моделях двигуна 6Ч 9,5/6,98 в неусталених режимах за циклом розгін-уповільнення, підтверджують поліпшення паливної економічності двигуна при переході до КМРП, яке встановлено в процесі експериментальних досліджень.

Для визначення екологічних показників двигуна в неусталених режимах використовували поліноміальні залежності третього степеня залежно від кута відкриття дросельної заслінки  $\varphi_{др}$  та частоти обертання колінчастого вала двигуна  $n_d$ . Окремо розраховували концентрації ШР за роботи двигуна без нейтралізатора  $C_{i без}$  та при застосуванні в системі випуску ВГ трикомпонентного каталітичного нейтралізатора  $C_{i зн}$ .

З урахуванням розрахованих концентрацій ШР за роботи двигуна без нейтралізатора та при застосуванні трикомпонентного каталітичного нейтралізатора, розраховували масові викиди оксиду вуглецю  $G_{CO}$ , сумарних вуглеводнів  $G_{C_mH_n}$  та оксидів азоту  $G_{NO_x}$  в неусталених режимах роботи.

За масовими викидами окремих шкідливих речовин визначали сумарні масові викиди ШР зведені до  $CO$ , -  $G_{\Sigma CO}$ .

За результатами розрахункових досліджень побудовані графічні залежності годинної витрати палива та сумарних масових викидів ШР, зведених до  $CO$  від діапазону зміни крутного моменту в циклі від 0 до  $M_{kmax}$ , за різних методів регулювання потужності (рис. 1).

Як видно з графіку, при переході до КМРП спостерігається поліпшення паливної економічності в середньому на 15,68 % для всього діапазону зміни крутного моменту в циклі від режимів ХХ до значних навантажень ( $M_{kmax}=80$  Нм) в циклі.

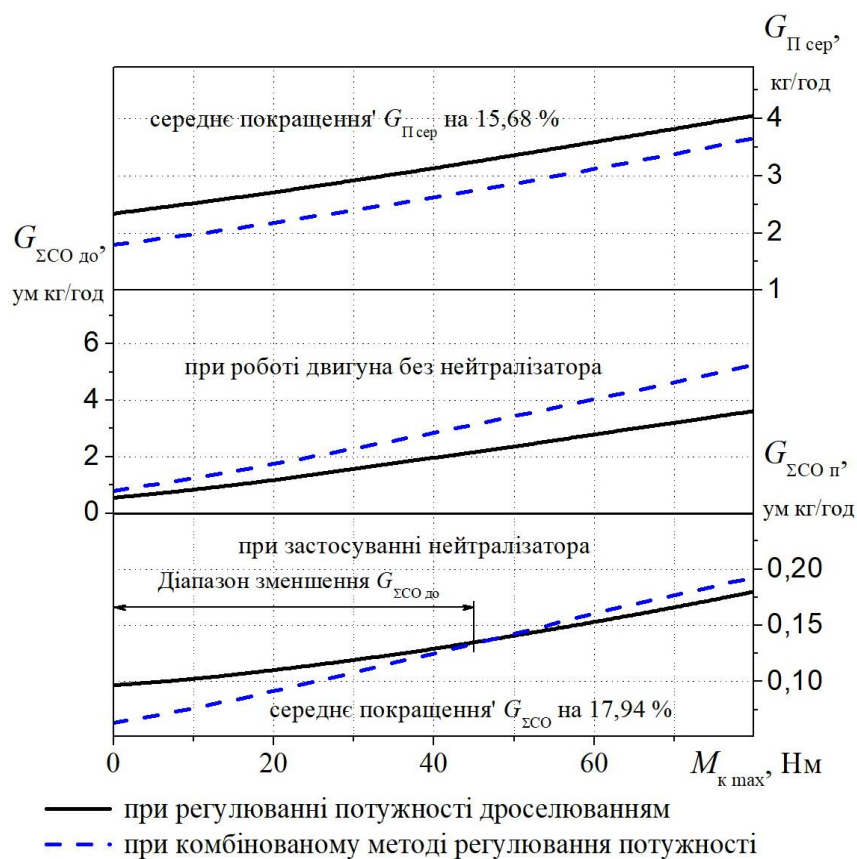


Рисунок 1 - Вплив діапазону зміни крутного моменту в циклі розгін-уповільнення на паливну економічність та масові викиди шкідливих речовин двигуна 6Ч 9,5/6,98 за різних методів регулювання потужності

При застосуванні каталітичного трикомпонентного нейтралізатора сумарні масові викиди шкідливих речовин, зведені до  $CO$ , зменшуються в циклах з максимальним крутним моментом в циклі до 45 Нм. Середнє зменшення масових викидів для всього діапазону циклів з  $M_{kmax}$  до 45 Нм становить в середньому 17,94 %.

Таким чином, з точки зору екологічної безпеки, момент зміни кількості працюючих циліндрів доцільно встановити при  $M_k=45$  Нм. Тоді при переході до КМРП окрім поліпшення паливної економічності також досягається і покращення екологічних показників.

## Література

1. Сирота О.В. Експериментальні дослідження двигуна з впорскуванням бензину і зворотним зв'язком при застосуванні комбінованого методу регулювання потужності / О.В. Сирота // Вісник НТУ. – К.: НТУ, 2008. – № 17. – С. 95–101.
2. Гутаревич Ю.Ф. Математична модель двигуна за різних методів регулювання потужності / Ю.Ф. Гутаревич, О.В. Сирота// Materiały XXI konferencji międzynarodowej «Systemy i środki transportu samochodowego. Wybrane zagadnienia». – Seria: Transport № 1. – Rzeszów: Politechnika Rzeszowska, 2010. – С. 107–114.

Колеснікова Тетяна Миколаївна, к.т.н., доцент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, [tnk1403@ukr.net](mailto:tnk1403@ukr.net),  
Алексєєва Євгенія Віталіївна, студент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,  
Скородумова Ксенія Геннадіївна, студент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,  
Діденко Олександр Юрійович, студент, Придніпровська державна академія будівництва та архітектури

## МЕТОД РОЗРАХУНКУ МЕХАНІЗМУ ЗМІНИ СТУПЕНЯ СТИСКУ ДЛЯ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА

**Вступ.** На сьогоднішній день гостро стоїть проблема паливної економічності автомобілів. Одним з варіантів зменшення витрати палива є застосування в автомобілях змінного ступеня стиску. Одним з можливих конструктивних варіантів двигуна, що забезпечує реалізацію змінного ступеня стиску, є безшатунний ДВЗ з механізмом зміни ступеня стиску (МЗСС), у якому замість кривошипно-шатунного механізму застосовується кривошипно-кулісний механізм (ККМ) [1]. Слід зазначити, що на цей час не зовсім з'ясованим залишається питання чутливості такого механізму зміни ступеня стиску. У зв'язку із цим був розроблений метод розрахунку механізму зміни ступеня стиску, що враховує взаємозв'язок параметрів механізму й робочого циклу двигуна.

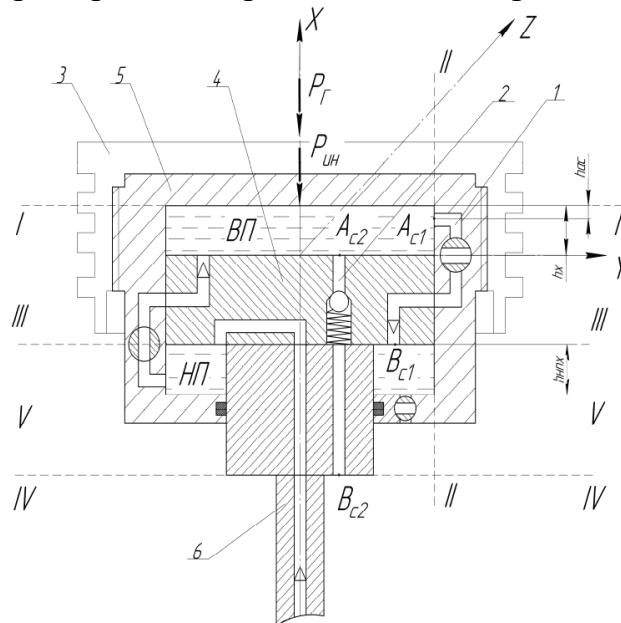
**Основний матеріал.** Для встановлення впливу режимів роботи двигуна на швидкодію МЗСС, що характеризує швидкість зниження тиску в циліндрі двигуна для відходу від детонаційного згорання, необхідно враховувати взаємозв'язок робочого процесу механізму зміни ступеня стиску і його

конструктивних елементів з параметрами робочого процесу двигуна. Основною задачею моделювання слід вважати визначення швидкості руху зовнішнього поршня МЗСС щодо внутрішнього поршня, з'єднаного зі штоком ККМ, що досить однозначно дозволить визначити швидкість зміни ступеня стиску в циліндрі [2]. Слід зазначити, що МЗСС має дві порожнини, які умовно будемо називати "верхня" й "нижня" (рис. 1). Нижня порожнина розташована ближче до картера двигуна, верхня - до камери згоряння. Нижня порожнина має канал підведення масла від масляного насоса, та вихід в картер двигуна.

Процеси, які відбуваються в механізмі, можна вважати квазістаціонарними. Це дозволяє тиск у каналах 1 та 2 визначити згідно рівняння Бернуллі. Об'ємну витрату верхньої порожнини можна виразити через швидкість потоку і її площу живого перетину, а з іншого боку, в відповідності з рівнянням нерозривності потоку, загальна витрата рідини по такому трубопроводу буде дорівнювати:

$$Q_{ВП} = Q_{c1} + Q_{c2}, \quad (1.1)$$

де  $Q_{c1}$ ,  $Q_{c2}$  - витрата рідини через відповідні перетини каналів 1 і 2.



ВП – верхня порожнина; НП – нижня порожнина; 1 – перепускний канал; 2 – зливальний канал; 3 – поршень; 4, 5 – зовнішній та внутрішній поршні МЗСС; 6 – шток куліси

Рисунок 1 - Розрахункова схема поршня

Величини  $Q_{c1}$  і  $Q_{c2}$  можна розрахувати через швидкості руху масла в каналах. Для цього необхідно отримати тиск на входах і виходах відповідних каналів – точки  $A_{c1}$ ,  $A_{c2}$ ,  $B_{c1}$ ,  $B_{c2}$  (рис. 1). Визначимо сили, що діють на рідину. По-перше, на рідину через поршень діє сила тиску газів (перетин I-I):

$$p_{ГВП} = \frac{p_{Г} F_{П}}{F_{ВП}} \quad (1.2)$$

де  $p_{Г}$  - тиск газів в циліндрі двигуна;  $F_{П}$  - площа днища поршня;

$F_{B\Pi}$  - площа днища внутрішнього поршня (перетин  $I-I$ ).

Обрана система відліку інерціальна і, відповідно, на масло діє питома сила інерції від рухомих мас МЗСС. Питома сила інерції визначається за формулою:

$$p_{и\pi\kappa.x} = j_{\Pi} \rho_{\kappa} (h_x - x), \quad (1.3)$$

де  $\rho_{\kappa}$  - густина рідини (моторного масла);  $h_x$  - висота підйому зовнішнього поршня відносно внутрішнього;  $x$  - координата перетину по осі  $X$ .

Питома сила тиску масла в нижній порожнині, що передається через зовнішній поршень (перетин  $V-V$ ):

$$p_{\Pi\Pi} = p_V \frac{F_{B\Pi V}}{F_{B\Pi}}, \quad (1.4)$$

де  $F_{B\Pi V}$  - робоча площа зовнішнього поршня по перетину  $V-V$ .

Тиск на поверхню внутрішнього поршня МЗСС, тобто в перетині  $YZ$ , дорівнює повному напору на вході в канал 2:

$$p_{AC2} = \frac{p_{\Gamma} F_{\Pi}}{F_{B\Pi}} + p_V \frac{F_{B\Pi V}}{F_{B\Pi}} + \frac{(m_{\Pi} + m_{B\Pi}) j_{\Pi}}{F_{B\Pi}} + j_{\Pi} \rho_{\kappa} h_x. \quad (1.5)$$

Аналогічно для перетину  $I-I$  тиск, а відповідно і середній повний напір по перетину першого зливного каналу (тобто в т.  $A_{c1}$ ):

$$p_{AC1} = \frac{p_{\Gamma} F_{\Pi}}{F_{B\Pi}} + p_V \frac{F_{B\Pi V}}{F_{B\Pi}} + \frac{(m_{\Pi} + m_{B\Pi}) j_{\Pi}}{F_{B\Pi}} + j_{\Pi} \rho_{\kappa} h_{ac}. \quad (1.6)$$

Тиски в перетинах  $III-III$  і  $V-V$  пов'язані між собою, оскільки має місце перетікання з однієї порожнини в іншу. Мінімальний тиск в перетині  $III-III$  визначається тиском насоса і гідравлічними втратами в першому зливному каналі:

$$p_{BC1} = p_{нас}; p_{BC1n} = p_{насм\max} - A_n Q_{нас}. \quad (1.7)$$

Тиски  $p_{AC1}$ ,  $p_{AC2}$ ,  $p_{BC1}$  представляють тиск загальмованого напору у заданих точках (з урахуванням швидкісного напору).

Таким чином, гідравлічні втрати в зливних магістралях:

$$p_{C1} = p_{AC1} + p_{BC1}; \quad p_{C2} = p_{AC2} + p_0, \quad (1.8)$$

де  $p_0$  - атмосферний тиск.

Враховуючи загальновідомі залежності швидкість рідини:

$$p_{AC1} = \left( \frac{D_{\Pi\Pi}}{d_{AC1}} \right)^2 V_{\Pi\Pi}^2, \quad (1.9)$$

де  $V_{\Pi\Pi}$  - швидкість зовнішнього поршня;

$D_{\Pi\Pi}$  - еквівалентний діаметр перетину нижньої порожнини.

Залежність втрат тиску від витрати масла може бути виражена:

$$\Delta p_{C1} = a_{c1} Q_{C1}^2, \quad (1.10)$$

де  $a_{c1}$  - гідравлічний опір трубопроводу.

**Висновки.** Таким чином, одержані рівняння складають методику розрахунку параметрів МЗСС і ступеня стиску в циліндрі двигуна. Запропонована методика дозволяє провести попередні дослідження роботи МЗСС, але для одержання остаточних результатів вимагає уточнення. Щоб підвищити точність розрахунку необхідно врахувати ряд додаткових факторів, наприклад, силу тертя в рухомих частинах МЗСС, силу тертя поршневих кілець двигуна та ін.

### Література

1. Мищенко Н.И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания: В 2 томах. - Т.1: Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. - Донецк: Лебедь, 1998. - 228 с.
2. Міщенко М.І., Хімченко А.В., Колеснікова Т.М., Шляхов В.С. Розрахунок та дослідження механізму зміни ступеня стиску для бензинового двигуна. Частина 2. Аналіз // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: Науково-виробничий збірник. - Горлівка: АДІ ДонНТУ, 2008. — № 1(6).

Колесніков Олексій Михайлович, студент магістратури

Озеров Данило Вікторович, студент магістратури

Нікітченко Ігор Миколайович, к.т.н., доцент, igor.nikitchenko@gmail.com

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

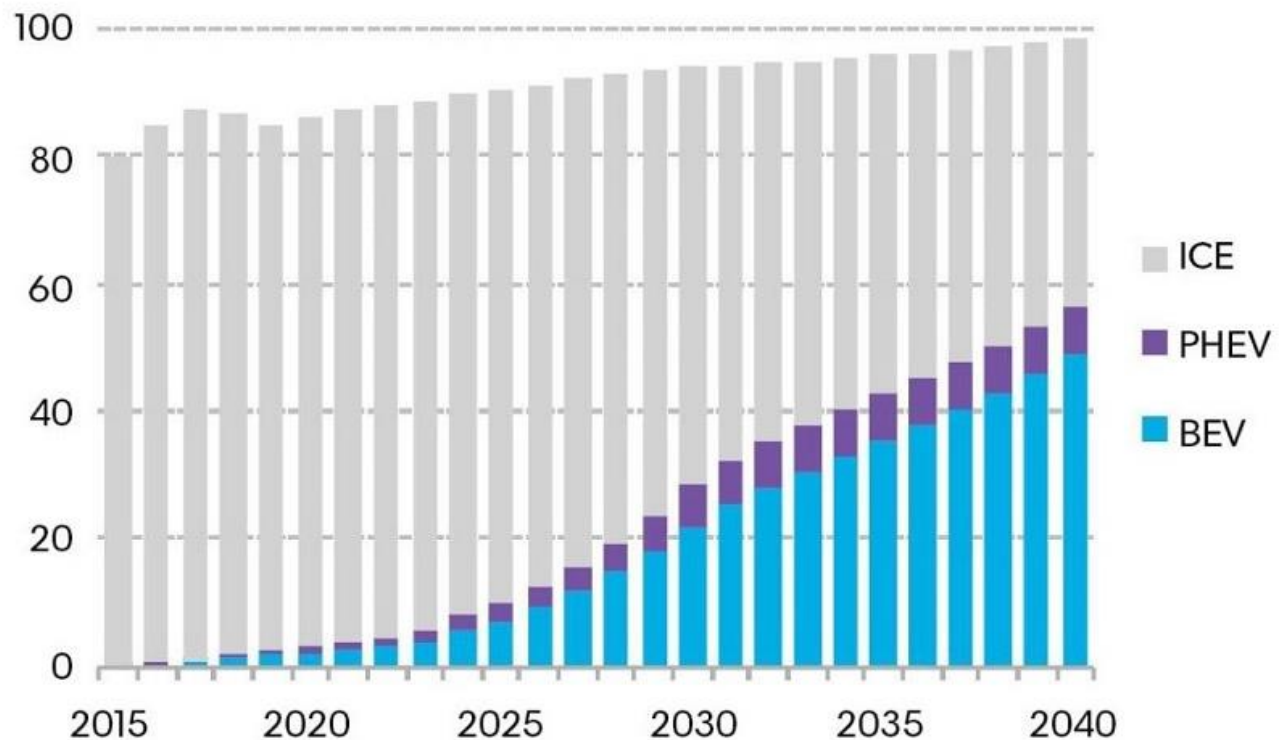
### НАПРЯМИ ПОКРАЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

Зниження шкідливого навантаження на навколишнє середовище у великих містах можливе і за наявності значної кількості автомобільного транспорту, оснащеного двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ) [1].

Багатьма автомобільними компаніями розгорнуті, судячи з публікацій (наприклад [4-6]), дослідження і дослідно-конструкторські роботи з застосування на автомобільному транспорті комбінованих енергоустановок (КЕУ), що складаються з налаштованого на економічні та малотоксичні характеристики ДВЗ і накопичувача енергії. Застосування КЕУ замість дизельних і бензинових двигунів дозволяє забезпечити зниження витрати нафтового палива на 30% і більше.

За прогнозами (рис. 1, [2]) кількість таких установок буде значно збільшуватися.

Million vehicles



Source: BloombergNEF

Рикунок 1 — Прогнозування співвідношення продажу ДВЗ і КЕУ.

Представлені гібриди мають у своєму складі допоміжний електродвигун як такий, що найбільш поширений, має відпрацьовану конструкцію з необхідними масогабаритними і потужністними показниками. Але не тільки електродвигуни мають перспективи використання у складі КЕУ [4-6].

Досвід транспортного двигунобудування показує, що для отримання високих питомих показників у всьому діапазоні роботи силової установки при достатньому рівні екологічності необхідно удосконалювати як робочий процес, так і конструктивні параметри основного двигуна КЕУ, яким є ДВЗ.

Поліпшення екологічності включає і використання сучасної паливної апаратури. На теперішній час це системи безпосереднього впорскування легкого палива. Так, у Volkswagen і Audi це двигуни FSI, TFSI, TSI; у BMW — двигуни NPI; в Toyota — двигуни JIS; у Ford — двигуни EcoBoost; у Mazda — двигуни Skyactiv; у Mercedes-Benz — двигуни CGI, і т.ін.

Паливна апаратура дозволяє регулювати параметри суміші в широких межах і значно знизити кількість викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище за рахунок приготування надзбіднених сумішей в об'ємі камери згорання. Порівняльні випробування з МРІ показують, що при однаковому робочому об'ємі двигуни з прямим впорскуванням мають не тільки зменшену на 20-25 % витрату палива, але і забезпечують приріст потужності на 10 %. [7]

Наведені способи модернізації силової установки транспортного засобу дозволяють знизити витрату палива на сталих режимах її роботи до 40-45%, а це в свою чергу дозволяє зменшити кількість шкідливих викидів в атмосферу.

### Література

1. Правила ЕЭК ООН №83 Единообразные предписания, касающиеся сертификации транспортных средств в отношении выбросов вредных веществ в зависимости от топлива, необходимого для двигателей.
2. Електронний ресурс: Електромоби́ли и пик продаж топливных автомобилей. Режим доступу: <https://habr.com/ru/post/455407/> 30.09.2019
3. Мировая энергетика: Прогноз развития до 2020г. / пер.с англ. докл. комиссии МИРЭК; под ред. Ю.Н. Старшинова. – М.: Энергия, 1980. –256с.
4. Бажинов О.В. Гібридні автомобілі / О.В.Бажинов, О.П. Смірнов, С.А.Серіков, А.В. Гнатов. – Харків, ХНАДУ, 2008.– 327 с.
5. Абрамчук Ф.И. О достоинствах и целесообразности применения поршневого пневмодвигателя в составе автомобильной гибридной силовой установки / Ф.И. Абрамчук, А.И. Воронков, И.Н. Никитченко // Вестник ХНАДУ: сб. научн. тр. – 2010. –Вып. 48. – С.200–205.
6. The Pneumatic Hybridization Concept for Downsizing and Supercharging Gasoline Engines / Lino Guzzella, Christopher Onder, Christian Dönitz, Christoph Voser, Iulian Vasile. – MTZ. – 2010. – № 1, Vol. 71. – P. 38–44.
7. Електронний ресурс: С. Боярских. Теория и практика впрыска: прямой против распределенного. Какой выбрать двигатель, чтобы не разориться. Режим доступу: <https://www.abw.by/novosti/experience/186452> 30.09.2019

Корогодський Володимир Анатолійович, докт. техн. наук, професор каф. ДВЗ, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [korohodskiy@ukr.net](mailto:korohodskiy@ukr.net)

Зуєв Владислав Олегович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [zuev97vladislav@ukr.net](mailto:zuev97vladislav@ukr.net)

Яковенко Семен Сергійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [sam0925g@gmail.com](mailto:sam0925g@gmail.com)

### ВПЛИВ СКЛАДУ ПАЛИВОПОВІТРЯНОЇ СУМІШІ НА ЕКОНОМІЧНІСТЬ БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА З ВНУТРІШНІМ СУМІШОУТВОРЕННЯМ

Одним з основних напрямків зниження витрати палива у двигунах внутрішнього згорання з іскровим запалюванням, є застосування безпосереднього впорскування палива (БВП) та організація внутрішнього сумішоутворення, що дозволяє створити умови для роботи двигуна на бідних паливоповітряних сумішах (ППС). При цьому застосування БВП дозволяє



організувати згорання розшарованого збідненого паливоповітряного заряду (РЗППЗ), що сприяє найбільш ефективному спалюванні паливо з низьким вмістом шкідливих речовин у відпрацьованих газах.

Однак надмірне збіднення або збагачення ППС в міжелектродному проміжку свічки запалювання впливає на стабілізацію формування первинного джерела полум'я та на інтенсивність перебігу подальшого основного періоду згорання. При цьому збіднений, збагачений або неоднорідний склад за основним об'ємом ППС на шляху поширення фронту полум'я призводить до різних умов перебігу процесів згорання і неідентичності зміни тиску в циліндрі на такті горіння-розширення в послідовних циклах роботи двигуна. Також на ефективність згорання палива та утворення продуктів неповного згорання ( $\text{CO}$  і  $\text{C}_m\text{H}_n$ ) у фазі догорання, коли фронт полум'я досягає віддалених від електродів свічки запалювання кінцевих об'ємів ППС, впливає її складу.

Безумовно, на склад ППС в розшарованому паливоповітряному заряді впливають особливості організації процесів внутрішнього сумішоутворення і навантажувально-швидкісні режими роботи двигуна.

Тому, оскільки особливості організації робочого процесу на двотактному двигуні 1Д 8,2 / 8,7 з іскровим запалюванням та БВП було реалізовано згідно отриманого патенту [1], проведених попередніх експериментально-аналітичних досліджень процесів газообміну [2], сумішоутворення [3] і згорання [4], визначення впливу складу ППС на економічні показники проводилося безпосередньо в ході експериментальних досліджень.

Експериментальні дослідження з визначення граничної економічності двигуна при організації робочого процесу з РЗППЗ проводилися в лабораторії кафедри ДВЗ НТУ «ХП» на гальмівному стенді при знятті регульовальних характеристик щодо раціонального складу ППС на навантажувальних режимах при  $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ . На всіх режимах двигун працював з постійним кутом випередження запалювання  $\theta_{\text{зап}} = 10$  град. п.к.в. до ВМТ і постійним моментом початку впорскування палива  $\varphi_{\text{впор}} = 224$  град. п.к.в. після ВМТ.

Для виявлення оптимальних показників двигуна розроблена методика проведення і побудови регульовальних характеристик за складом ППС. На сталому режимі роботи двигуна при постійній цикловій подачі палива регулювалося надходження свіжого заряду до двигуна, що дозволило регулювати склад ППС. При зміні навантаження на двигун коректувалася частота обертання колінчастого валу  $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ . Коефіцієнт надлишку повітря в циліндрі ( $\alpha_{\text{цил}}$ ) визначався з урахуванням витоку продувочного повітря. На кожному регульовальному режимі проводилося індиціювання тиску газів в циліндрі двигуна.

На базі регульовальних характеристик за складом ППС в циліндрі  $\alpha_{\text{цил}}$  побудована навантажувальна характеристика при  $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$  граничної економічності двигуна 1Д 8,2 / 8,7 з іскровим запалюванням при БВП і організації РЗППЗ.

За навантажувальною характеристикою граничної економічності оцінено вплив рівня значень ефективного збіднення ППС, що відповідає економічному

складу РЗППЗ в циліндрі двигуна ( $\alpha_{\text{цил.ек}}$ ), на значення максимальної економічності у вигляді мінімальної питомої ефективної витрати палива  $g_{e \min}$ . Визначено значення коефіцієнту надлишку повітря в циліндрі ( $\alpha_{\text{цил}} = \alpha_{\text{цил.ек}}$ ), які відповідають економічному режиму роботи двигуна з  $g_{e \min}$ .

## Література

1. Pat. WO 2009/044225 A1, IPC F02B 23/10. A Method of Mixing in a Combustion Chamber of an Internal Combustion Engine and a Spark-Ignition Direct-Injection Stratified Fuel-Air Charge Internal Combustion Engine / Korogodskyj V.A. (UA), Kyrylyuk I.O. (UA), Lomov S.G. (UA); applicants and patent holders Kulygin V.I. (UA), Korogodskyj, V.A. (UA), Kyrylyuk, I.O. (UA), Lomov, S.G. (UA). – International Application Number PCT/IB 2007/004105; priority date 03.10.2007; international publication date 09.04.2009.

2. Корогодский В.А. Оценка показателей газообмена при 3-D моделировании рабочего процесса двухтактного бензинового двигателя / В.А. Корогодский, Е.П. Воропаев // Автомобильный транспорт. – 2017. – Вып. 40. – С. 101–113.

3. Korohodskyi, V., Khandrymailov, A., Stetsenko, O. (2016). Dependence of the coefficients of residual gases on the type of mixture formation and the shape of a combustion chamber. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1 (5(79)), 4-12.

4. Корогодский В.А. Влияние расслоенного топливно-воздушного заряда на показатели сгорания двухтактного двигателя с искровым зажиганием / В.А. Корогодский, О.Н. Стеценко, Е.А. Ткаченко // Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту. – 2015. – Вип. 154. – С. 142–148.

Криворот Анатолій Ігорович, старший викладач, Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка, [anatoliikryvorot@gmail.com](mailto:anatoliikryvorot@gmail.com),

## ВИЗНАЧЕННЯ ЗОВНІШНЬОЇ ШВИДКІСНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА ЗМЗ-4063 ПРИ РОБОТІ НА ГЕНЕРАТОРНОМУ ГАЗІ

Визначати і досліджувати показники тягово-швидкісних властивостей досить складної механічної системи "автомобіль" та аналізувати вплив на неї зовнішніх чинників (водія, дороги) найкраще на математичній моделі. У теорії автомобіля широко застосовують моделі, що побудовані на швидкісних зовнішніх характеристиках двигуна, зокрема і диференціальне рівняння прямолінійного руху, а саме [1, 2]:

$$\frac{dv}{dt} \cdot M_a \cdot \delta_{об} = P_{кол}(V) - P_{он}(V, V^2) \pm G_a \cdot \sin \alpha. \quad (1)$$

Якщо при переобладнанні бензинових автомобілів в газові колова сила на ведучих колесах буде однаковою або відрізнятися на наперед задану величину,

то можна стверджувати, що і показники тягових властивостей обох модифікацій також будуть відрізнятися мало між собою, бо їх сили опору руху однакові [3].

Зважаючи на те, що аналітичну функцію для сили  $P_{\text{кол}}(V)$  точно визначити неможливо, зазначене диференціальне рівняння (1) другого порядку із сталими коефіцієнтами є таким, що в загальному випадку не інтегрується. Проте його інтегрування можна провести, якщо вважати, що функція  $P_{\text{кол}}(V)$  задана або визначена, наприклад, коли розглядати роботу двигуна за швидкісною зовнішньою характеристикою [1, 2].

Основною змінною у диференціальному рівнянні руху автомобіля є лінійна швидкість руху. У зв'язку з цим для інтегрування рівняння всі члени його правої частини мають бути виражені відносно лінійної швидкості руху.

Таким чином, для розв'язання рівняння руху автомобіля необхідно виразити повну колову силу та сили опору руху через лінійну швидкість руху автомобіля [3].

Повна колова сила на ведучих колесах є функцією крутного моменту двигуна, підведеного до ведучих коліс.

У розрахунках показників тягово-швидкісних властивостей найбільш зручним є використання залежності  $M_{\kappa}=f(\omega)$  у вигляді [1, 2]

$$M_{\kappa} = a \cdot \omega^2 + b \cdot \omega + c, \quad (2)$$

де  $a$ ,  $b$ ,  $c$  - сталі коефіцієнти, котрі визначають за допомогою інтерполяційної формули Лагранжа [3]:

Якщо відомі параметри швидкісної зовнішньої характеристики двигуна, наприклад, за результатами експериментальних досліджень, то за допомогою рівняння (2) знаходять крутний момент двигуна, а потім і колову силу.

Якщо експериментальні дані відсутні, зокрема для двигуна, що працює на газогенераторному паливі, то побудову зовнішньої швидкісної характеристики двигуна здійснюють за величинами крутного моменту, потужності та частоти обертання двигуна в характерних точках. Такими точками є максимальні значення потужності  $N_{\text{emax}}$  і крутного моменту  $M_{\text{emax}}$  та відповідні їм кутової швидкості  $\omega_N$  та  $\omega_M$ . За значеннями потужності, крутного моменту і частот обертання знаходять коефіцієнт запасу крутного моменту [3]  $M_3$  та коефіцієнти пристосованості двигуна за частотою обертання  $K_{\omega}$  і крутного моменту  $K_M$ :

$$M_3 = \frac{M_{\text{emax}} - M_{eN}}{M_{\text{emax}}} 100, \quad K_{\omega} = \frac{\omega_N}{\omega_M}, \quad K_M = \frac{M_{\text{emax}}}{M_{eN}}. \quad (3)$$

З урахуванням значень  $M_3$  та  $K_{\omega}$  коефіцієнти полінома, що апроксимує швидкісну зовнішню характеристику двигуна

$$N_e = N_{\text{emax}} (a_{\delta} x_i + b_{\delta} x_i^2 - c_{\delta} x_i^3) = N_{\text{emax}} \cdot A, \quad \text{де } x_i = \omega_N / \omega_M, \quad (4)$$

запишуться у вигляді

$$a_{\delta} = 1 - \frac{M_3}{100} \times \frac{\kappa_{\omega} (2 - \kappa_{\omega})}{(\kappa_{\omega} - 1)^2}, \quad b_{\delta} = 2 \frac{M_3}{100} \times \frac{\kappa_{\omega}}{(\kappa_{\omega} - 1)^2}, \quad c_{\delta} = \frac{M_3}{100} \times \frac{\kappa_{\omega}}{(1 - \kappa_{\omega})^2}. \quad (5)$$

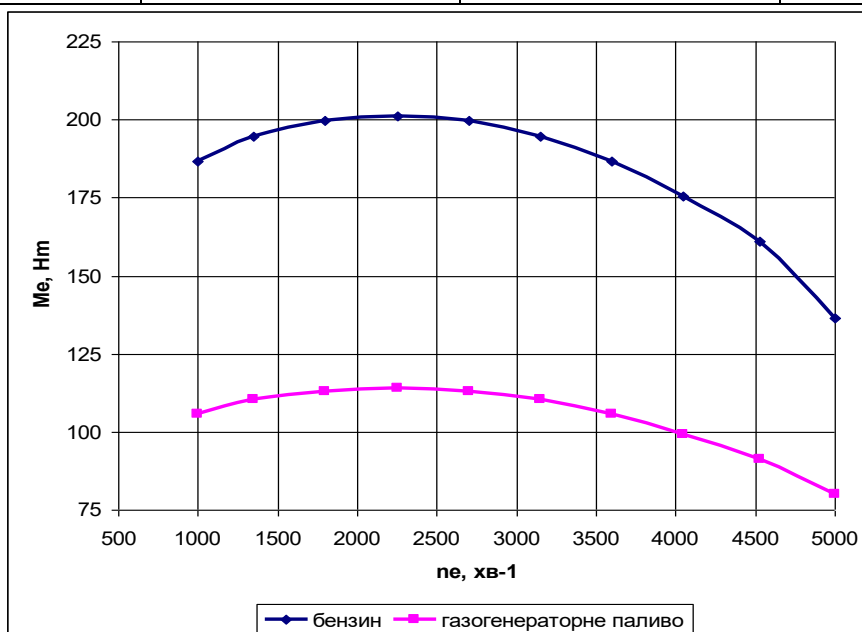
При переобладнанні бензинового двигуна в газовий змінюються як значення максимальної потужності, так і коефіцієнтів пристосованості двигуна по максимальному крутному моменту і частоті обертання, тобто змінюється характер протікання зовнішніх швидкісних характеристик. Проведеними розрахунками встановлено, що для визначення крутного моменту двигуна, що працює на газогенераторному паливі, можна використовувати апроксимуючий поліном для базового бензинового двигуна. Похибка при цьому не перевищує 3,58%.

Поряд із значеннями моменту двигуна у характерних точках в апроксимуючий поліном для крутного моменту на ведучих колесах входять і частоти обертання двигуна у цих точках в різних комбінаціях. Мінімальна і максимальна частоти обертання обох двигунів приймаються однаковими, змінюється лише частота, що відповідає максимальному крутному моменту. Так, для двигуна ГАЗ ця зміна складає 2,55. Зміна частоти обертання колінчастого вала у режимі максимального крутного моменту не перевищує 6,2 %, тобто при апроксимації крутного моменту двигуна можна користуватися одним і тим же поліномом.

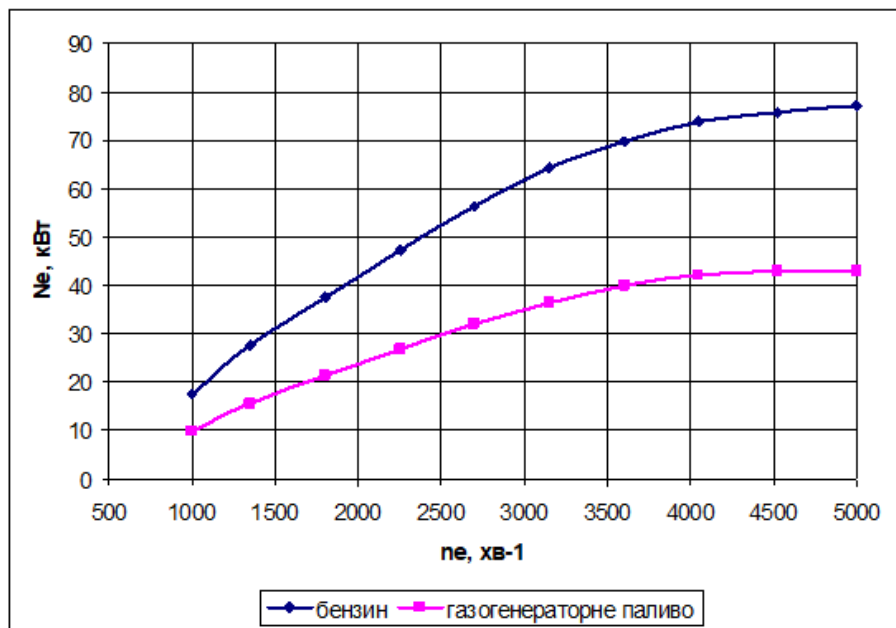
У табл. 1 наведені вихідні дані для розрахунку коефіцієнтів апроксимуючого поліному для визначення крутного моменту двигуна, що працює як на бензині, так і ГПП, а на рис.1 – відповідно зміна крутного моменту (рис.1а) і потужності (рис. 1б) двигуна від частоти обертання колінчастого вала.

Таблиця 1 – Коефіцієнти апроксимуючого поліному для визначення крутного моменту двигуна

Двигун	a	b	c
ЗМЗ –4063	- 0,00128	12,765	889,98
ЗМЗ –4063г	- 0,00161	10,763	797,65



а)



б)

Рисунок 1 – Зміна моменту та потужності двигуна, що працює на бензині і ГГП, від частоти обертання колінчастого вала двигуна

### Література

1. В.П. Сахно, Г.Б. Безбородова, М.М. Маяк, С.М. Шарлай Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність / Навч. посібник /. – К.: В-во «КВІЦ», 2004, 174 сторінки. Іл. 15. Табл.19. Бібліограф. 30. Назв. 30.
2. Основенко М.Ю., Сахно В.П. Автомобілі: Навч. посібник. – К.: НМК ВО, 1992. –344 с.
3. Бумага О.Д. Покращання показників техніко-експлуатаційних властивостей міських газобалонних автобусів: Автореф. дис... к-та техн. наук: 05.22.02 / Нац. транспорт. ун-т. - К., 2005.- 20с.

Левченко Денис Вадимович, аспірант  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### **ПІДГОТУВАННЯ СТЕНДОВОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ВИМІРЮВАЛЬНОГО КОМПЛЕКСУ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ БАГАТОФАКТОРНОГО ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПУСКОВИХ ЯКОСТЕЙ АВТОМОБІЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ**

Пускова характеристика автомобільного дизеля являється вагомим показником його експлуатаційної якості і роботи щодо покращення пускових властивостей двигуна – невід’ємна частина доводочних робіт, особливо при експлуатації в умовах низьких температур та форсуванні дизеля по наддуву. Перше призводить до збільшення моменту опору прокручуванню колінчастого вала, а друге – зниженням ступеня стиснення. Пусковий процес являється

складним перехідним із великим числом факторів впливу, що висуває вимоги експериментального дослідження і описання процесу поліномом регресії другого порядку. Для вирішення питання оптимізації пускових характеристик автомобільного дизеля 4ДТНА згідно [1, 2] виділені основні 6 незалежних факторів: частота прокручування КВ стартером ( $n$ ,  $\text{хв}^{-1}$ ), циклова подача палива ( $Q_{\text{ц}}$ ,  $\text{мм}^3/\text{цикл}$ ), температура свічок розжарювання ( $t_{\text{ср}}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ), час прогріву повітря камери згоряння свічкою розжарювання перед пуском ( $\tau_{\text{ср}}$ ,  $\text{с}$ ), кут випередження упорскування палива ( $\Theta_{\text{вуп}}$ , град п.к.в.), момент опору двигуна ( $M_{\text{оп}}$ ,  $\text{Н}\cdot\text{м}$ ). Параметрами, що будуть характеризувати якість пуску обрано 3 показники: частоту та прискорення обертання колінчастого валу  $n$  (КВ) на 7 секунд після подачі напруги на обмотку електростартера, час досягнення моменту 75 % спалахів за 2 оберти КВ при вдалому пуску, показник димності відпрацьованих газів  $K$ ,  $\text{м}^{-1}$ . Згідно визначених параметрів в лабораторії кафедри ДВЗ ХНАДУ було підготовлено стенд для проведення експериментальних випробувань по дослідженню пускових якостей автомобільного дизеля 4ДТНА.

Підготування стендового обладнання наряду з штатними складовими стенда вимагало доопрацювання: приводу паливного насосу під установку стендового технологічного кутоміна для керування геометричним кутом випередження упорскування палива; системи вихлопу під установку забірника димоміра; приводу балансирного генератора під установку коробки зміни передач для створення перемінного моменту опору. Окрім того, для забезпечення виміру контрольованих параметрів було доопрацьовано регулятор паливного насосу шляхом введення технологічного упору забезпечення різного максимального ходу рейки в процесі пуску та адаптер установки свічки розжарювання для одночасного забезпечення виміру тиску у циліндрах дизеля. Вирішення останньої задачі представляє найбільший інтерес щодо складових вимірювального комплексу, тому що воно водночас дозволяє отримувати індикаторну діаграму тиску і застосовувати свічку розжарювання без демонтажу та доробки головки циліндрів. Факт поєднання цих двох функцій у єдиній конструкції не може вважатися новим тому що відомі серійні конструкції свічок розжарювання з датчиком тиску. Але вони засновують вимір тиску на базі тензорезисторів, що не може не вносити суттєву помилку у цей процес у зв'язку зі зміною температури корпусу свічки розжарювання при її розігріві. Тому у роботі вибрано відпрацьований метод лабораторного виміру тиску з використанням охолоджуваного п'єзодатчику та розроблено свій оригінальний адаптер (рис. 1). Для підтвердження достовірності виміру тиску таким засобом знято індикаторні діаграми в окремих циліндрах при прокручуванні колінчастого валу стартером з паралельним виміром тиску у цих циліндрах штатним компресометром та діаграми стискання-розширення випробуваного дизеля (рис. 2).

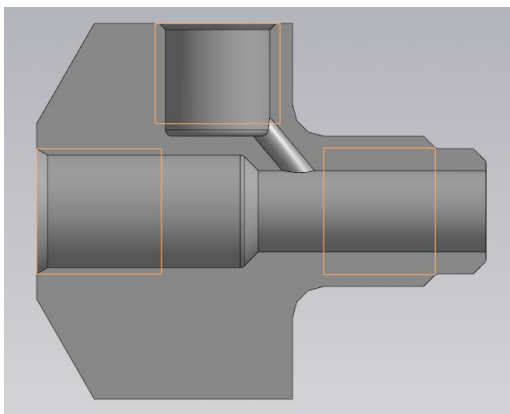


Рис. 1 – Адаптер під установку лабораторного п'єзодатчику тиску паралельно пуску свічки розжарювання

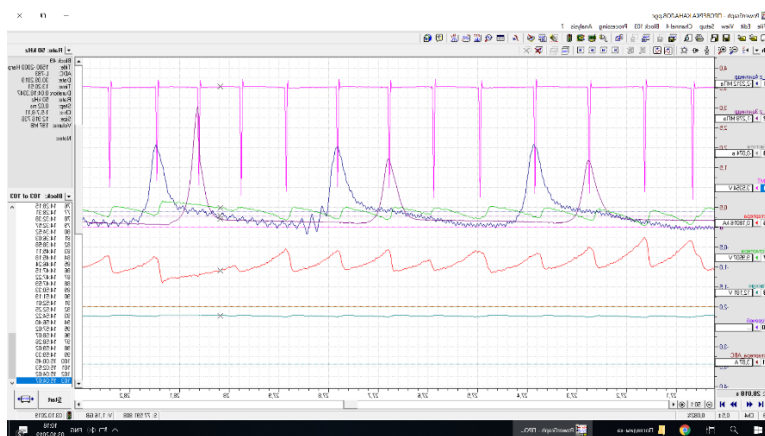


Рис. 2 – Робоче вікно програми PowerGraph 3.3® під час реєстрації параметрів

Організація шестифакторного експерименту щодо перехідного процесу являється складною задачею, що передбачає наявність великої кількості параметрів, що мають бути одночасно реєстровані з високою частотою в протязі певного проміжку часу. Вимірювальний комплекс був створений згідно традиційних відпрацьованих схем реєстрації відповідних фізичних параметрів. Вимірювальний комплекс включає широкий спектр датчикової апаратури по виміру параметрів тиску, температури, частоти обертів, електричного струму, напруги, часу, масової витрати палива, димності відпрацьованих газів ДВЗ. Вимірювальні канали комплексу передбачають відповідні до роду вимірювального параметру та конкретного типу перетворювача фізичної величини апаратуру, що включає підсилювачі, фільтри, подільники напруги, шунт 500 А, аналого-цифрові перетворювачі, персональний комп'ютер із програмним забезпеченням Power Graph 3.3®, лічильник, показчики-перетворювачі температури, манометр та лінії зв'язку передачі сигналу.

Описані доробки стендового обладнання та вимірювального комплексу забезпечують можливість проведення якісного і науково обґрунтованого експерименту по дослідженню пускових якостей автомобільного дизеля 4ДТНА.

## Литература

1. Грицюк А. В. Опыт применения метода планируемого эксперимента в исследованиях переходных процессов пуска дизельного двигателя / А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С. 53-59.
2. Бондарь В.Н. Метод имитации нагружения форсированного дизеля на режимах пуска в условиях низких температур окружающего воздуха /
3. Бондарь В.Н., Кукис В.С., Малозёмов А.А. // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2016. – № 2 (28). – С. 2-



Пильов Володимир Олександрович, д.т.н., професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», [pylyov@meta.ua](mailto:pylyov@meta.ua)  
Білогуб Олександр Віталійович, д.т.н., професор, Національний аерокосмічний університет М.Є.Жуковського «ХАІ», [a\\_belogub@mail.ru](mailto:a_belogub@mail.ru)  
Ліньков Олег Юрійович, к.т.н., доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», [linkov@ukr.net](mailto:linkov@ukr.net)  
Пильов Вячеслав Володимирович, к.т.н., Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», [vv3pylyov@i.ua](mailto:vv3pylyov@i.ua)  
Ликов Сергій Валентинович, КП «Харківське конструкторське бюро з двигунобудування»

## ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПОРШНІВ ПРИ ФОРСУВАННІ ДИЗЕЛІВ

Потреба зростання літрової потужності дизелів на сьогодні є нагальною для двигунів різних застосувань. Основним питанням при цьому постає надійність роботи поршневої групи. Збільшення літрової потужності двигуна неодмінно призводить до погіршення термонапруженого стану поршня.

При форсуванні дизелів вихід поршня з ладу найчастіше має місце через розтріскування кромки камери згоряння, втрати параметричної та фізичної надійності кільцевого поясу, появи натирів і задирів на боковій поверхні [1], що визначається інтенсифікацією процесів втоми та повзучості матеріалів.

Для вирішення вказаної проблеми є декілька напрямів: вибір матеріалу поршня; внесення змін до конструкції; застосування нових рішень щодо його масляного охолодження, у т.ч. – регульованого тощо. При цьому щодо кромки камери згоряння та кільцевого поясу процеси втрати міцності є достатньо вивченими. Більш складною проблемою на сьогодні слід вважати можливу появу задирів в зоні отвору під поршневий палець [1, 2].

Сучасні поршні зазвичай виготовляють з алюмінієвих сплавів. Для порівняння приводимо данні з твердості (НВ) при 300°C: АК4-1 – 68; АЛ25 – 75; АК21 – 90. Але в часі цей та інші показники є змінними в бік погіршення.

Виконане нами дослідження щодо властивостей повзучості матеріалів дозволило розвинути уявлення про появу натирів і задирів теплонапружених конструкцій. Показано, що перша стадія повзучості, яка характеризує саме зміцнення матеріалу в процесі його первинних термонавантажень, може бути визначальною щодо втрати фізичної надійності. Це дозволяє розширити коло шляхів забезпечення високої надійності поршнів.

## Література

1. Повреждения поршней – как выявить и устранить их / Motor Marketing DIE NECKARPRINZEN GmbH, Heilbronn, 4 изд., – 2015. – 92 с. 2. Повышение надежности поршня форсированного быстроходного дизеля / В.А. Пылев, А.В., Белогуб, О.Ю. Линьков, В.В. Пылев, С.В. Лыков, П.С. Баглай, А.А. Терно // Двигатели внутреннего сгорания. – Харків: НТУ «ХПИ», 2016. – № 2, С.55 – 59.



Пригоцький Василь Вікторович, студент, Київський національний університет будівництва і архітектури

Балака Максим Миколайович, асистент, Київський національний університет будівництва і архітектури, [maxim.balaka@gmail.com](mailto:maxim.balaka@gmail.com)

## **ЗАСТОСУВАННЯ СПИРТОВИХ ПАЛИВ У ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

Додавання низькомолекулярних спиртів (метанолу, етанолу) до складу бензинів дозволяє не тільки економити нафтові ресурси, але і знижувати вміст токсичних речовин у відпрацьованих газах [1]. Застосування метанолу і етанолу в якості спиртових моторних палив обумовлено значними об'ємами їх виробництва в світі (десятки мільйонів тонн), високими детонаційними властивостями, а також можливістю економії нафтових ресурсів за умов виробництва цих спиртів з альтернативних джерел енергії.

Серед основних недоліків спиртових палив можна виділити наступні:

- низька масова енергоємність (майже у два рази порівняно з нафтовими паливами), що виявляє негативний вплив на показники потужності двигуна;
- низька об'ємна енергоємність (16 МДж/л для метанолу і 21 МДж/л для етанолу в порівнянні з 32 МДж/л для бензину) сприяє збільшенню майже у два рази питомої витрати спиртового палива і для забезпечення однакової кількості палива вимагає майже у два рази більшого об'єму паливного баку;
- низький тиск насичених парів і висока питома теплота випаровування (в 4...5 разів більше за бензин), ускладнює, а іноді навіть робить неможливим запуск двигуна за низьких температур (запуск бензинового двигуна при роботі на спиртовому паливі неможливий вже за температури нижче 10 °C);
- необмежена розчинність води у спиртовому паливі та потрапляння в нього навіть невеликої кількості води призводить до різкого погіршення експлуатаційних властивостей, підсилення корозійної агресивності спиртів, особливо, продуктів їх перетворення (низькомолекулярних кислот, альдегідів тощо);
- спирти виявляють негативний вплив на гумотехнічні і пластмасові деталі паливної системи двигунів, спричиняють їх набухання, іноді розчинення;
- при застосуванні спиртових палив у відпрацьованих газах двигуна внутрішнього згоряння виявлені альдегіди, кетони, карбонові кислоти, вміст яких в 1,5...2,0 рази більше ніж у традиційних нафтових паливах;
- перехід від бензину або дизпалива на спиртові моторні палива вимагає суттєвої модернізації або перенастроювання паливної системи.

Високі антидетонаційні властивості спиртів визначають їх переважне застосування в двигунах внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням. Застосування спиртових палив в дизельних двигунах ускладнюються низьким цетановим числом, високою температурою самозаймання і низькими змащувальними властивостями, які причиняють підвищений знос паливних нагнітачів.

Розглянуті недоліки чистих спиртових моторних палив суттєво перекривають переваги і на сьогодні застосовують тільки паливні суміші, тобто традиційні нафтові палива з доданням від 5...10 до 85...95 % об. спирту.

В США у невеликій кількості використовують паливо М85 (85 % об. метанолу і 15 % об. бензину), М92 (92 % об. метанолу і 8 % об. бензину) і М100 («чистий» метанол для перегонових автомобілів), а у Німеччині – бензометанольні суміші М15 (15 % об. метанолу) і М100 (метанол з домішкою до 5 % об. низькокиплячих бензинових фракцій). В Росії дозволено вводити до 3 % об. метанолу з обов'язковим введенням стабілізатора для відвертання процесу розшарування моторної суміші при збільшенні кількості води від норми. Рівень світового виробництва метанолу досягає 30...32 млн. т/рік, тобто лише 3 % виробництва бензину, а приміром в США – 170 тис. т і 0,04 % відповідно [2].

Слід мати на увазі, що метанол – сильнодіюча отрута, яка викликає ураження центральної нервової і серцево-судинної систем. Потрапляння в організм 5...10 мг метанолу спричиняє важку отруту, а 30 мг – призводить до смерті.

Незважаючи на велику вартість етанолу в порівнянні з метанолом, етанол застосовують в якості моторного палива у значно більших об'ємах. В США використання метанолу не перевищує 170 тис. т, а етанолу – більше 4 млн. т, тобто 1,3 % від об'єму виробництва бензину. Це обумовлено перевагами етанолу:

- більш високою масовою енергоємністю (на 35 % вища, ніж метанолу);
- кращою розчинністю у бензині;
- меншою корозійною агресивністю до гумотехнічних виробів і металів;
- значно меншою токсичністю;
- бензини з етанолом мають кращі антидетонаційні властивості.

У 1880 році Генрі Форд створив перший автомобіль, двигун якого працював на етанолі. А вже в 1902 році на виставці у Парижі було 70 моделей карбюраторних бензинових двигунів, які працювали на етанолі і етанольно-бензинових сумішах. На сьогодні значна увага використанню етанолу в якості компоненту моторного палива приділяється в країнах СНД (Україна, Росія, Білорусь, Узбекистан і Азербайджан) в межах програми «Етанол».

Найбільшого застосування в якості моторного палива етанол здобув у Бразилії, США, Швеції, Нідерландах, Франції, Канаді і Колумбії. На автозаправних станціях є в продажу суміші бензину з етанолом – Е10, Е85, Е95 і Е100 (цифра показує відсоток етанолу за об'ємом в суміші). Типове паливо Е10 («Gazohol»), в якому етанол замінює метил-трет-бутиловий ефір, забезпечує безпечну експлуатацію всіх типів сучасних автомобілів.

## Література

1. Балака М. Н., Слободчиков В. В., Аржаев Г. А. Выброс вредных веществ с отработавшими газами двигателей внутреннего сгорания /

Транспортные и транспортно-технологические системы : материалы Междунар. науч.-техн. конф., 16 апр. 2014 г. – Тюмень : ТюмГНГУ, 2014. – С. 18–22.

2. Хіммотологія наземних транспортно-технологічних засобів / В. М. Коваленко, Л. Є. Пелевін, Г. О. Аржасв, В. В. Слободчиков. – К. : Аграр Медіа Груп, 2012. – Ч. 1 : Палива моторні. – 300 с.

Прохоренко Андрій Олексійович, д.т.н., проф. ХНАДУ, ar.kharkiv@ukr.net

Афонін Валентин Миколайович, директор ПФ «Променерго»

Кульбачний Іван Миколайович, нач. від. техн. контролю ПФ «Променерго»

Кульбачний Євгеній Іванович, студент ХНАДУ

## **ПОКРАЩЕННЯ ЯКОСТІ РОБОТИ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ ДИЗЕЛЯ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ШЛЯХОМ МОДЕРНІЗАЦІЇ НАГНІТАЛЬНОГО КЛАПАНА**

Досягнення високих екологічних та економічних показників роботи має великий сенс для двигунів внутрішнього згоряння не тільки загального, але й спеціального призначення. Оскільки якісна робота дизеля в багатій мірі визначається правильною роботою його паливної апаратури, поперед все слід звертати увагу на оптимізацію саме цієї системи.

Широко розповсюджені дизелі типу УТД-20 є достатньо надійними та конструктивно простими агрегатами [1]. Але, як виявилось в процесі їх сучасної експлуатації, на деяких режимах роботи має місце негативне фізичне явище „підвпорскування” (несанкціонованої подачі палива в циліндр) [2], в результаті чого двигун не досягає заявлених виробником параметрів за витратою палива та викидами диму. Технічною причиною цього є нагнітальний клапан голкового типу, введений в конструкцію лінії високого тиску паливної апаратури цього дизеля, який не запобігає підвпорскуванню [3].

Саме тому **метою** представленого дослідження є аналіз, розробка та впровадження нових технічних рішень щодо покращення якості роботи паливної апаратури дизеля УТД-20 для підвищення його економічних та екологічних показників.

**Об’єктом досліджень** є процес паливоподачі цього дизеля та фізичні явища в паливній апаратурі високого тиску, що його супроводжують на **предмет** оцінки впливу та аналізу ефективності впровадження деяких конструктивних заходів щодо покращення характеристик процесу паливоподачі на всіх режимах роботи двигуна.

В дослідженні, на основі математичного моделювання процесу паливоподачі, показано, що застосування грибкового клапана усуває підвпорскування на режимах часткових навантажень, але при великих подачах палива це негативне явище продовжує мати місце. Тому вирішити цю проблему у всьому діапазоні режимів роботи двигуна допоможе установка нагнітального клапана спеціальної конструкції. Наведені результати моделювання процесу паливоподачі на окремих режимах, а також за швидкісними, навантажувальними та універсальними характеристиками підтверджують сенс

такого технічного рішення.

### Література

1. Двигатели УТД-20 и 5Д20. Техническое описание. – М.: Военное издательство МО СССР, 1972. – 96 с.
2. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1990. – 352 с.
3. Казачков Р.В. Проектування паливних систем високого тиску дизелів: Навч. посібник. – Харків: ХДПУ, 1994. – 308 с. – Рос. мовою.

Слинько Георгій Іванович, д.т.н., професор, Національний університет «Запорізька політехніка», [gslynko@zntu.edu.ua](mailto:gslynko@zntu.edu.ua)

Сухонос Роман Федорович, магістр, старший викладач, Національний університет «Запорізька політехніка», [romevs@zntu.edu.ua](mailto:romevs@zntu.edu.ua)

Беспалько Віталій Сергійович, магістр, Національний університет «Запорізька політехніка»

Слинько Віра Василівна, старший викладач, Національний університет «Запорізька політехніка»

### МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОЇ ПОТУЖНОСТІ БЕНЗИНОВОГО ДВОТАКТНОГО ДВЗ ІЗ ЗОВНІШНІМ СУМІШОУТВОРЕННЯМ ЗА ДІАМЕТРОМ ПАЛИВНОГО ЖИКЛЕРА

При проектуванні нового двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) актуальним питанням є оціночне визначення його ефективних техніко-економічних характеристик ще до побудови діючого зразка. При цьому головну роль відіграють параметри системи паливоподачі, зокрема, геометричні розміри паливних та повітряних жиклерів, каналів тощо. Знаючи закономірності їх впливу на показники двотактного двигуна, можна значно спростити процес проектування та подальшого випробування ДВЗ.

Поставлено задачу дослідити зміну показників бензинового двигуна із зовнішнім сумішоутворенням 1Д 50/36 від діаметра головного паливного жиклера  $d_{ж.г.}$ .

Для вирішення задачі використовувався розрахунковий метод з використанням спеціальної комп'ютерної програми DVS2 [1], що базується на фізико-математичній моделі другого рівня [2]. За відомими параметрами (діаметр циліндра, хід поршня, величина обертів, кут випередження запалювання тощо) розраховано ряд параметрів (серед яких масова витрата повітря  $\Delta m_{вц}$  та палива  $\Delta m_{тц}$ ).

Значення циклової масової витрати повітря розраховують за формулою

$$\Delta m_{вц} = V_h \cdot \rho_k \cdot \eta_v, \quad (1)$$

де:  $V_h$  – робочий об'єм одного циліндра,  $\text{м}^3$ ;  $\rho_k$  – щільність повітря чи паливоповітряної суміші на вході в циліндр (залежить від наявності та величини наддуву),  $\text{кг} \cdot \text{м}^{-3}$ ;  $\eta_v$  – коефіцієнт наповнення циліндра.

$$\eta_v = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_k - \Delta p_{вп}}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma T_r}, \quad (2)$$

де:  $\varepsilon$  – ступінь стиснення;  $p_k$  – тиск повітря на вході до двигуна, Па;  $\Delta p_{вп}$  – втрата тиску у впускній системі, Па;  $T_k$  – температура повітря на вході до двигуна, К;  $\Delta T$  – підігрів повітря у впускній системі, К;  $\gamma$  – коефіцієнт залишкових газів;  $T_r$  – температура залишкових газів, К.

Далі в програмі DVS2 визначено тиск, температуру і об'єм робочого тіла за цикл. При цьому здійснювалось варіювання  $\Delta m_{тц}$  як функції від діаметра головного жиклера  $d_{ж.г.}$ . Значення  $\Delta m_{вц}$  перераховувалось таким чином, щоб величина коефіцієнта надлишку повітря залишилась незмінною. На номінальному режимі роботи (максимальне навантаження, частота обертів  $n = 9000 \text{ хв}^{-1}$ ) прийнято  $\alpha = 0,9$ . Значення отриманих величин відображено в таблиці результатів (табл. 1) та побудовано графіки (рис. 1, рис. 2).

Таблиця 1 – Показники повітро- та паливоподачі карбюраторного двигуна 1Д 50/36

Параметр	Ne, кВт			
	3,4	3,6	3,8	4,0
$d_{ж.г.}$ , мм	1,36	1,39	1,44	1,47
$f_{ж.}$ , мм <sup>2</sup>	1,45	1,51	1,63	1,71
$\alpha$	0,9	0,9	0,9	0,9
$G_T$ , кг/год	25,22	26,24	28,35	29,70
$G_B$ , кг/год	1,87	1,95	2,11	2,20
$\Delta m_{вц}$ , кг/цикл	0,0000467	0,0000486	0,0000525	0,000055
$\Delta m_{тц}$ , кг/цикл	0,00000347	0,00000361	0,0000039	0,00000408

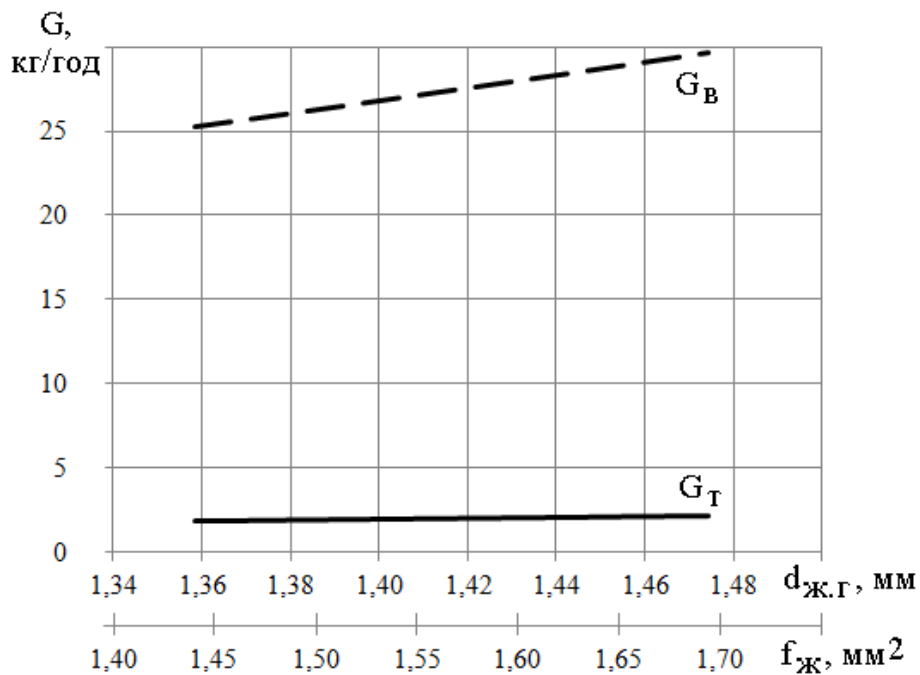
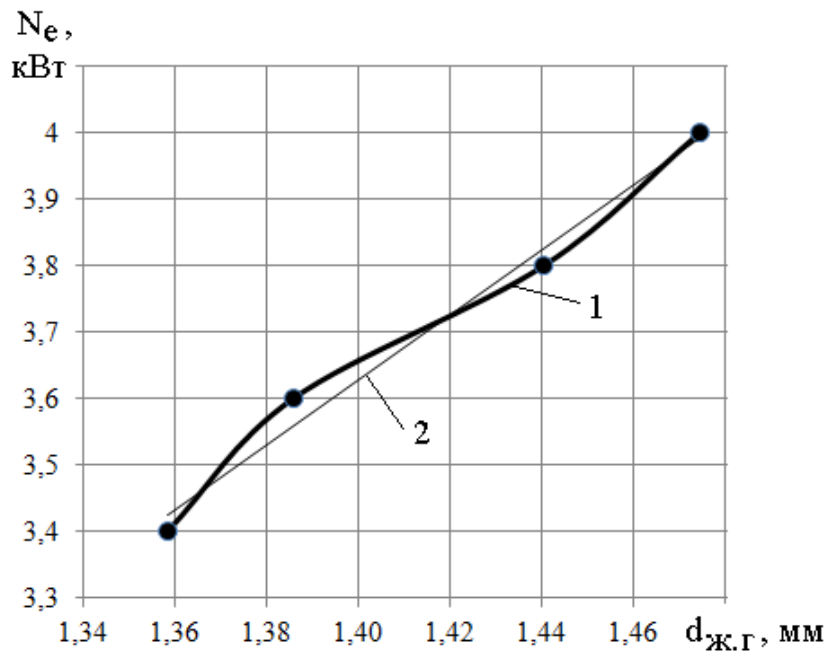


Рисунок 1 – Вплив діаметра головного паливного жиклера на годинну витрату палива  $G_T$  та годинну витрату повітря  $G_B$  двигуна 1Д 50/36 на номінальному режимі



1 – розрахована залежність; 2 – графік лінійної екстраполяції  
Рисунок 2 – Вплив діаметра головного паливного жиклера на потужність двигуна 1Д 50/36 на номінальному режимі

З рис. 1 видно, що збільшення діаметра головного паливного жиклера карбюратора на 8,1 % відповідає збільшенню перерізу отвору  $f_{ж}$  на 17,9 %. При цьому годинна витрата палива  $G_T$  та повітря  $G_v$  також збільшуються за лінійною залежністю на 17,8 % та 17,6 % відповідно.

З рисунку 2 видно, що збільшення діаметра головного паливного жиклера карбюратора суттєво впливає на його потужність. Зі збільшенням  $d_{ж.г}$  від 1,36 мм до 1,47 мм (на 8,1 %) ефективна потужність зросла з 3,4 кВт до 4,0 кВт (на 17,6 %). За розрахованими точками (згідно табл. 1) побудовано графік  $N_e = f(d_{ж.г})$  (лінія 1 на рис. 2). Для знаходження параметрів повітро- та паливоподачі двигуна 1Д 50/36 для інших значень  $d_{ж.г}$  проведено апроксимацію. Для цього використано лінійну екстраполяцію та отримано рівняння

$$N_e = 4,9007 \cdot d_{ж.г} - 3,2331, \quad (3)$$

для якого коефіцієнт достовірності апроксимації складає  $R^2 = 0,9848$ .

Таким чином, встановлено залежність впливу діаметра головного жиклера карбюратора на ефективні показники двигуна 1Д 50/36, що дає змогу при конструюванні двотактних карбюраторних двигунів малої потужності обирати необхідний діаметр жиклера відповідно до потужності за технічним завданням.

## Література

1. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія ДВЗ» для студентів спеціальності 7(8).05050304 «Двигуни внутрішнього згорання»

всіх форм навчання / Укл.: Г.І. Слинько, Я.О. Єгоров. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 50 с.

2. Егоров Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа : Учеб. пособие / Я. А. Егоров. – К.: УМК ВО, 1991. – 56 с.

Слинько Георгій Іванович, д.т.н., професор, Національний університет «Запорізька політехніка», [gslynko@zntu.edu.ua](mailto:gslynko@zntu.edu.ua)

Володін Дмитро Андрійович, магістр, Державна прикордонна служба України

Сухонос Роман Федорович, магістр, старший викладач, Національний університет «Запорізька політехніка», [romevs@zntu.edu.ua](mailto:romevs@zntu.edu.ua)

Чишко Дмитро Петрович, студент, Національний університет «Запорізька політехніка»

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ТУРБУЛЕНТНОСТІ ПОТОКУ ПАЛИВА В МОДЕРНІЗОВАНИХ ФОРСУНКАХ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА 6ЧН12/14**

Актуальними питаннями сучасного двигунобудування є покращення паливної економічності та токсичності відпрацьованих газів. Одним з найбільш дієвих методів є підвищення тиску впорскування, завдяки чому збільшується далекобійність струменя палива, його ширина, дисперсність розпилювання, збільшується ступінь охоплення паливним струменем об'єму камери згорання, що покращує сумішоутворення. Недоліком цього методу є ускладнення та здорожчання елементів паливної апаратури.

В якості альтернативи розглядається оптимізація геометричних параметрів проточної частини багатосоплової форсунки без істотного підвищення тиску впорскування, а також без організації додаткових турбулізаторів на розпилюючих отворах.

З літератури відомо, що турбулізація потоку палива на виході з форсунки утворюється, в-основному, за рахунок зон відриву, що мають місце біля вхідної кромки розпилюючого отвору. Але ступенем турбулізації потоку також можна керувати створенням додаткового гідравлічного опору в кільцевому каналі між корпусом форсунки і голкою розпилювача.

Форсунки дизелів типу 6ЧН12/14 (рис. 1) було модернізовано наступним чином: конусна частина хвостовика голки з кутом конуса  $60^\circ$  зточена на 0,1 мм (по діаметру) вище діаметра  $d = 2,6$  мм з кутом конуса  $75^\circ$ . В результаті, на хвостовику голки отримано горизонтальний кільцевий уступ, що має зовнішній і внутрішній діаметри 2,6 мм і 2,5 мм відповідно.

Проведено оцінку впливу форми поверхні проточної частини розпилювача форсунки на стан потоку палива на виході з соплових отворів. Для цього використано можливості програмного комплексу ANSYS CFX. На основі тривимірної моделі корпусу та голки форсунки розроблена сітка кінцевих елементів, задано початкові та кінцеві умови стану потоку рідини, що відповідають реальним умовам в двигуні.

Для серійної та модернізованої форсунок отримано розподіл швидкості і тиску палива в їх проточних частинах. У дослідному розпилювачі форсунки ці величини змінились незначно, найбільше – в місцях місцевого опору.

Ступінь турбулізації потоку палива кількісно можна оцінити величиною турбулентної кінетичної енергії. Її розподіл в проточних частинах серійного та дослідного розпилювачів форсунок показано на рис. 2.

Модернізація форсунки виконанням додаткової проточки на голці призводить до збільшення кінетичної енергії потоку в зоні під кільцевим уступом дослідного розпилювача і у розпилюючих отворах. В останніх турбулентна кінетична енергія потоку палива досягає значення  $k = 838,8 \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-2}$  (проти  $k = 658 \text{ м}^2 \cdot \text{с}^{-2}$  у серійного розпилювача).

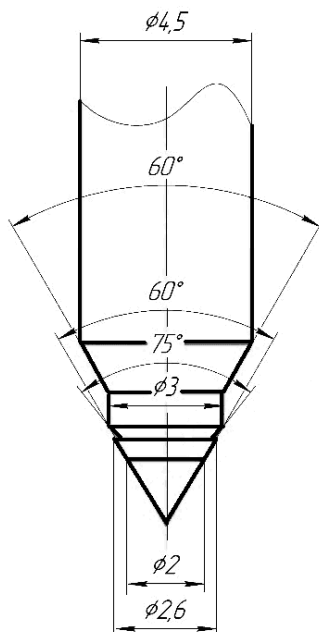


Рисунок 1 – Конструктивна схема носка модернізованої голки розпилювача форсунки двигуна 6ЧН12/14

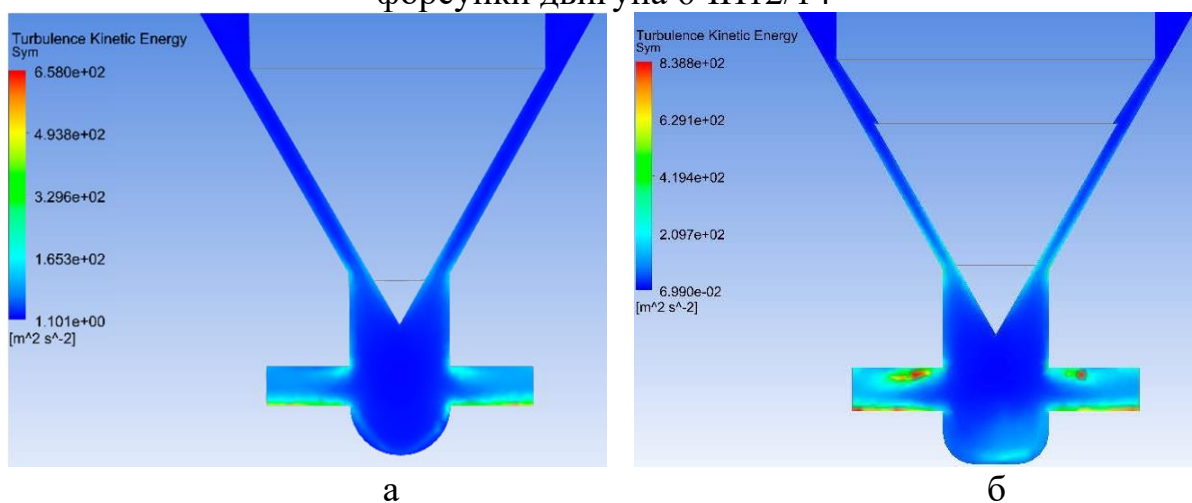


Рисунок 2 – Розподіл турбулентної кінетичної енергії в проточній частині серійного (а) і дослідного (б) розпилювачів форсунок

**Висновки.** За результатами виконаних досліджень встановлено:

1. Значення турбулентної кінетичної енергії потоку модернізованої



форсунки збільшилось (в середньому) на 27,5 %.

2. Покращилось розпилення палива на виході з розрахункової зони в циліндр двигуна.

3. Проведена модернізація форсунки дизельного двигуна 6ЧН12/14 покращує сумішоутворення та поліпшує його основні показники.

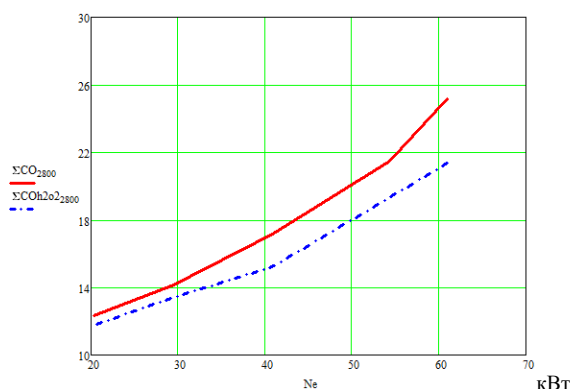
Шльончак Ігор Анатолійович, канд. техн. наук, доцент, Черкаський державний технологічний університет, [Igor\\_Shlionchak@ukr.net](mailto:Igor_Shlionchak@ukr.net)

## ЗНИЖЕННЯ ШКІДЛИВИХ РЕЧОВИН ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ ДИЗЕЛЯ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ

Одним із основних недоліків дизелів є те, що в режимах малих навантажень і холостого ходу погіршуються їх екологічні показники. Таким чином це становить значну загрозу для здоров'я населення. Одним із напрямів зниження рівня шкідливих речовин, що легко впровадити в умовах експлуатації, є інтенсифікація процесу згоряння в двигунах використанням активуючих добавок. До таких добавок належить водень або речовини, які містять його в своєму складі [1, 2].

Для дослідження екологічних показників дизеля DONG FENG (рисунок 1), що працює на дизельному паливі з додаванням водневмісного газу, в роботі пропонується здійснити розрахунок масових викидів шкідливих речовин зведених до СО на основі отриманих результатів експериментальних досліджень, проведених раніше.

Отже, з представленого рисунка можна зробити висновок, що додавання водневмісного газу дозволяє знизити рівень шкідливих речовин відпрацьованих газів, застосовуючи водневмісний газ як добавку до свіжого заряду дизеля. Загальна кількість сумарних викидів шкідливих речовин при цьому знизилась приблизно на 10 % у порівнянні з роботою дизеля на дизельному паливі.



———— - Дизельне паливо; — · — · — - Дизельне паливо з додаванням водневмісного газу

Рисунок 1 – Сумарні масові викиди шкідливих речовин зведені до СО дизеля DONG FENG (режим максимального крутного моменту)

## Література

1. Шльончак І.А. Оцінка ефективності використання біопалив в дизелі DongFeng/ Шльончак Ігор Анатолійович // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Луцьк - 2014 - № 46 – с. 576-580.
2. Говорун А.Г. Вплив додавання водневмісного газу на показники дизеля в навантажувальному режимі / А.Г. Говорун, А.О. Корпач, О.Д. Філоненко // Вісник ХНАДУ. – Харків. – 2016.- №74. – с. 45-47.

Авершин Андрій Геннадійович, к.т.н., асистент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [avershin.andrey@gmail.com](mailto:avershin.andrey@gmail.com)

## СПІВСТАВЛЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ЕКСПЕРИМЕНТУ В АЕРОДИНАМІЧНІЙ ТРУБІ І ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ МАСШТАБНОЇ МОДЕЛІ АВТОМОБІЛЯ

Натурний аеродинамічний експеримент є важливою частиною дослідження зовнішньої й внутрішньої аеродинаміки гоночного автомобіля. Він необхідний, також для підтвердження результатів, отриманих за допомогою чисельного експерименту.

Натурні дослідження аеродинаміки автомобіля можна проводити подвійно [1] - прямим і зворотним методами. Для натурних випробувань гоночного автомобіля ХАДИ 31 автором обрано прямий метод дорожніх випробувань у зв'язку з відсутністю моделі й аеродинамічної труби, а також у зв'язку з відносною простотою дорожніх випробувань.

Експеримент на масштабованій моделі проводився в аеродинамічній трубі Т-1 (рис. 1) Харківського університету Повітряних Сил [2**Ошибка! Источник ссылки не найден.**], яка належить до класу труб малих швидкостей. Діапазон реалізованих швидкостей повітряного потоку в робочій частині труби, тобто в області розташування випробуваної моделі, становить 1.5-50 м/сек. Основні параметри труби. Розміри робочої частини: - ширина 10 м; висота 0.7м; довжина 1м. Робоча частина відкрита. Потужність привода 30 кВт. Модель копіювала автомобіль Естонія 21 при наявності та відсутності антикрила.

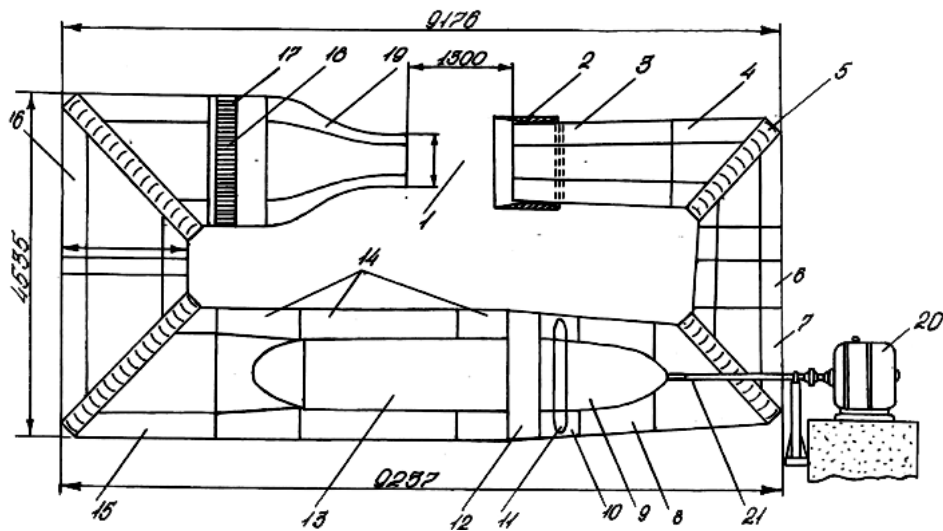
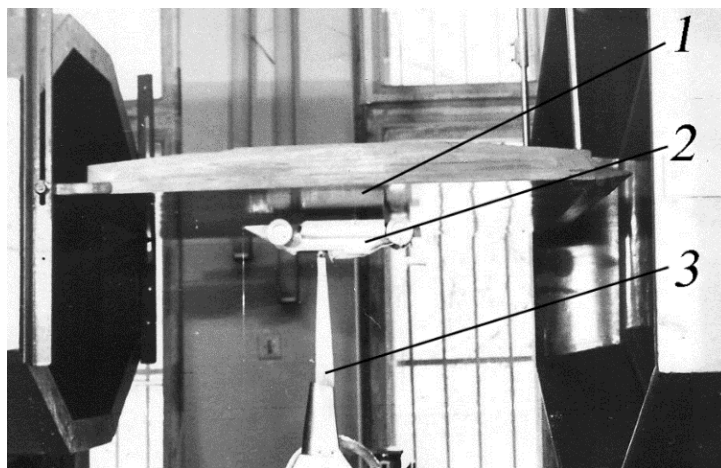


Рисунок 1 – Аеродинамічний контур труби Т-1 ХУПС

задачі модельного експерименту:

- визначення значення аеродинамічних коефіцієнтів сили лобового опору  $C_x$ , піднімальної сили  $C_y$  й моментів  $M_z$  для моделі автомобіля Естонія 21 при наявності антикрила й у його відсутності;
- визначення залежностей  $C_x$ ,  $C_y$ ,  $M_z$  від чисел Рейнольдса й Маха;
- встановлення впливу екрана на аеродинамічні характеристики;
- тестування використаного автором програмного забезпечення й вибору сіткового розрішення розрахункової області.

Досліди проводилися в діапазоні швидкостей 0 - 32 м/с на моделі автомобіля (рис. 2) у масштабі 1:10 з дотриманням динамічних і кінематичних критеріїв подоби. Модель встановлювалася на відстані 7 мм і 40 мм від екрана. Отримано значення аеродинамічних коефіцієнтів, їх залежності від швидкості.

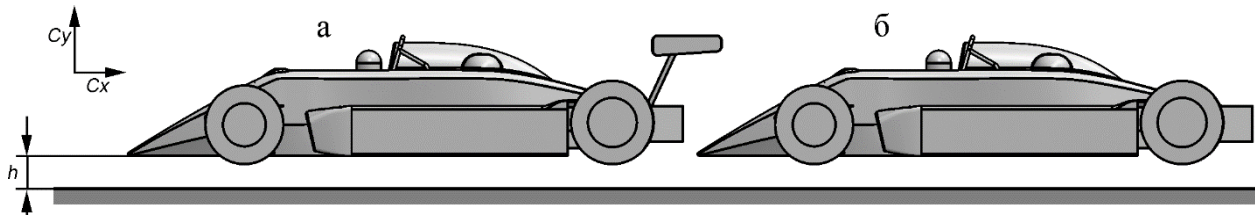


1– аеродинамічні ваги, 2 – модель автомобіля, 3 – пластина для імітації дороги

Рисунок 2 – Розміщення моделі автомобіля Естонія 21 в аеродинамічній трубі Т-1

**Опис чисельного експерименту.** У якості розрахункової моделі для моделювання обрана модель гоночного автомобіля Естонія 21. Кузов автомобіля обладнаний повітрязабірниками. Враховано в моделі колеса, антикрила й голову пілота.

Атмосферне середовище описувалося моделлю ідеального газу. У чисельних експериментах використовувалися наступні граничні умови: швидкість потоку, що набігає, повітря було спрямовано уздовж поздовжньої осі автомобіля, становило 4 м/с - 30 м/с і співпадало зі швидкістю дорожнього полотна;  $P_\infty$  - стандартний атмосферний тиск (рис. 3).



а – з антикрилом, б – без антикрила

Рисунок 3 – Модель автомобіля Естонія 21 із заднім антикрилом

**Результати дослідження** Результати чисельного й натурного експериментів представлені на рис. 4-6.

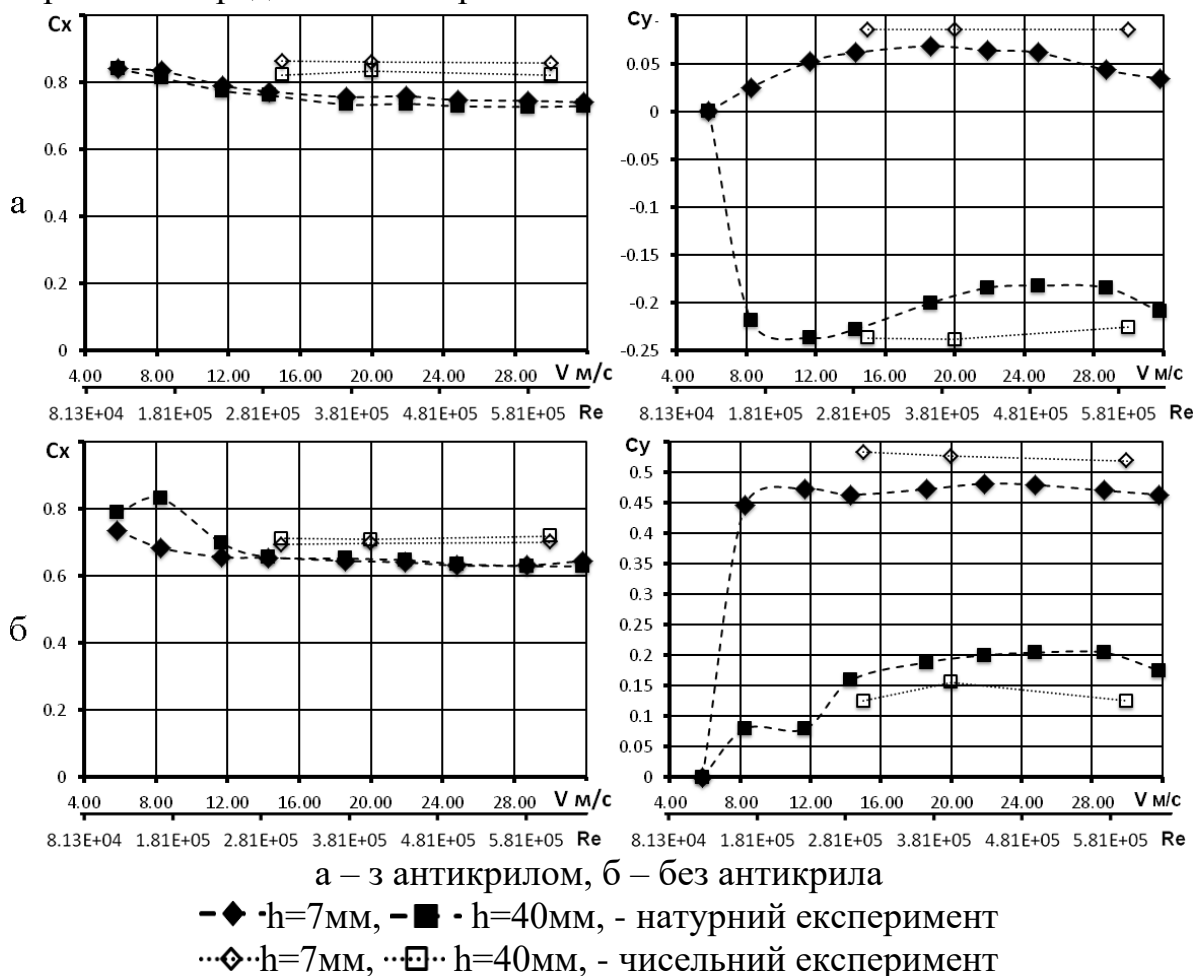
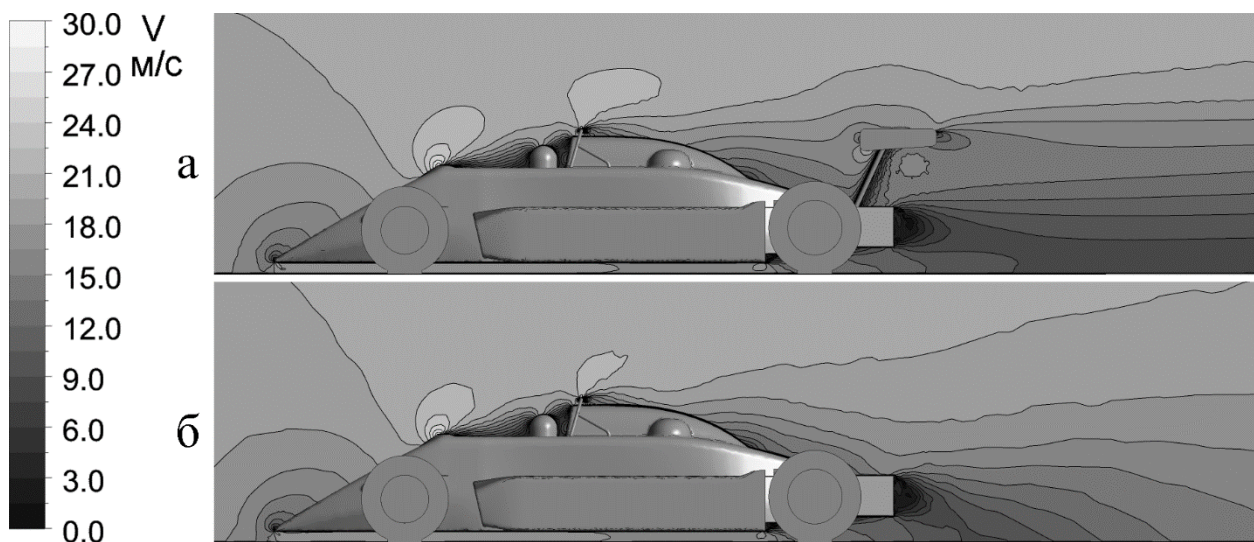
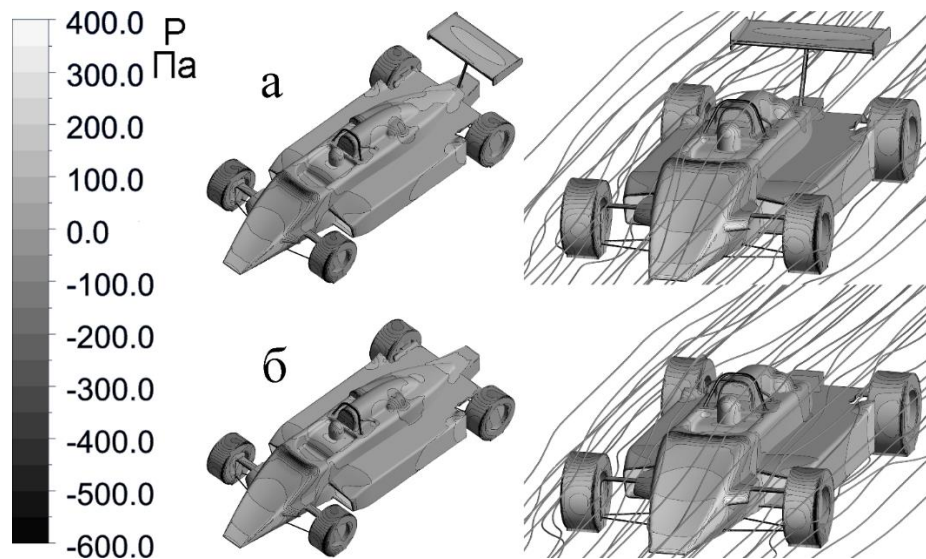


Рисунок 4 – Аеродинамічні характеристики залежно від швидкості потоку, що набігає



а – з антикрилом, б – без антикрила

Рисунок 5 – Поле швидкостей у площині симетрії



а – з антикрилом, б – без антикрила

Рисунок 6 – Результати чисельного моделювання аеродинамічних характеристик моделі гоночного автомобіля

Як впливає з отриманих результатів (рис. 4-6.) для коефіцієнтів піднімальної сили й сили лобового опору спостерігається режим автомобельності. Початок його можна спостерігати, починаючи із чисел Рейнольдса  $Re = 16 \times 10^4$ , що спрощує забезпечення умов подібності по числу Рейнольдса.

#### Висновки

Протестовано розрахунковий метод на вірогідність даних, що одержуються в розрахунках. Одержано задовільну відповідність експериментальних і розрахункових даних  $\delta C_x = 10 \dots 15\%$ .

Виявлено залежності  $C_x$ ,  $C_y$  від швидкості й числа Рейнольдса й визначений діапазон автотодельності для моделі. Показано, що залежності  $C_x$ ,  $C_y$  від швидкості потоку.

Встановлено, що наявність екрана суттєво впливає на створення притискувочної сили. Таким чином, для гоночних автомобілів дослідження аеродинамічних властивостей елементів кузова необхідно проводити разом з екраном.

## Литература

1. Barnard R.H. Road Vehicle Aerodynamic Design: An Introduction [текст] / R.H. Barnard Mechaero Publishing, – 2001. – 286 p. ISBN-13: 978-0954073404

2. Определение аэродинамических характеристик модели гоночного автомобиля «Эстония»: Отчет о НИР (заклучит.)/ ЦНИИ; Руководителю Ю.Лешина; М. Белянский, Г. Почкалов, Шифр темы № Я 677789; Инв.№46773.- Харьков.,1994. -8с.

Біловол Олександр Васильович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## СТАТИСТИЧНА ТЕРМОДИНАМІКА БЕЗ КАНОНІЧНИХ РОЗПОДІЛЕНЬ

Консервативність фізичної системи передбачає збереження інформації, яка закладена у фазовій густині. За традицією замість інформації, яка є мірою упорядкованості системи, в статистичній фізиці користуються так званою ентропією, яка в протилежність інформатії є мірою неупорядкованості системи. З кількісної точки зору інформація і ентропія повинні бути адитивними функціями фазової густини. Тобто, ентропія системи, яка складається з двох незалежних підсистем, повинна дорівнювати сумі ентропій цих підсистем. Враховуючи, що густина системи при цьому дорівнює добутку густин підсистем, а функція, що переводить добуток у суму, це логарифмічна функція, природно скористатися формулою вперше запропонованою Людвігом Больцманом, за якою ентропія пропорційна середньому значенню логарифма фазової густини:

$$S = -k \int \rho(\mathbf{q}, \mathbf{p}) \ln \rho(\mathbf{q}, \mathbf{p}) dV,$$

де  $k$  - довільна певна стала, яка (як буде оказано нижче) дорівнює сталій Больцмана.

Зважаючи на те, що координати і імпульси точок, з яких складається частка, є незалежними одержимо

$$S = -k \int \rho(\mathbf{q}) \ln \rho(\mathbf{q}) dV - k \int \rho(\mathbf{p}) \ln \rho(\mathbf{p}) dV,$$

де  $\rho(\mathbf{q})$  і  $\rho(\mathbf{p})$  - функції розподілу у просторі конфігурацій і просторі імпульсів. Зрозуміло, що елементарний об'єм  $dV$  повинен відповідати простору.

Введемо величину, яка характеризує внутрішній стан ситеми, що складається з  $N$  часток, і є середнім значенням функції розподілу величини імпульса у розрахунку на одну ступінь вільності,

$$T = \exp \left( -\frac{2}{3N} \int \rho(\mathbf{p}) \ln \rho(\mathbf{p}) dV \right).$$

Введемо також величину, яка є середнім значенням функції розподілу координат у розрахунку на одну матеріальну точку,

$$v = \exp \left( -\frac{1}{N} \int \rho(\mathbf{q}) \ln \rho(\mathbf{q}) dV \right).$$

При цьому формула для ентропії набуває вигляду

$$S = \frac{3}{2} kN \ln T + kN \ln v.$$

Порівнюючи її з відповідною формулою для ідеального газу, коли енергією взаємодії між матеріальними точками можна нехтувати порівняно з їх кінетичною енергією, першу з введених величин можна вважати температурою, а другу – об'ємом фізичного простору, що приходить на одну матеріальну точку.

Використовуючи загальноприйняту термінологію назвемо величину

$$C_v = \frac{3}{2} kN$$

теплоємністю при сталому об'ємі, а величину

$$P = k \frac{T}{v}$$

назвемо тиском.

З формальної точки зору останнє рівняння є термічним рівнянням стану ідеального газу.

Користуючись означенням температури системи можна ввести температури ступенів вільності за формулою

$$T_i = \exp\left(-2 \int \rho(p_i) \ln \rho(p_i) dV\right),$$

які пов'язані з температурою системи співвідношенням

$$T = \sqrt[3N]{\prod_{i=1}^{3N} T_i}.$$

Аналогічно можна ввести об'єми на одну матеріальну точку за формулою

$$v_i = \exp\left(-\int \rho(q_i) \ln \rho(q_i) dV\right),$$

які пов'язані з середнім значенням співвідношенням

$$v = \sqrt[N]{\prod_{i=1}^N v_i}.$$

Температура є у певному розумінні мірою інтенсивності теплового руху. В якості іншої міри інтенсивності теплового руху можна використовувати середню по величині імпульсу кінетичну енергію на одну ступінь вільності

$$\Theta = \frac{2}{3N} \int \frac{p^2}{2m} \rho(\mathbf{p}) dV,$$

яку також можна назвати температурою.

Для ідеального газу внутрішня енергія

$$E = \int \frac{p^2}{2m} \rho(\mathbf{p}) dV$$

і калоричне рівняння стану набуває відомого вигляду

$$E = \frac{3}{2} N \Theta.$$

Відповідно, можна ввести температури ступенів вільності



$$\Theta_i = 2 \int \frac{p_i^2}{2m} \rho(p_i) dp_i,$$

пов'язані з температурою системи співвідношенням

$$\Theta = \frac{1}{3N} \sum_{i=1}^{3N} \Theta_i.$$

Щоб з'ясувати зв'язок між температурами  $T$  і  $\Theta$  розглянемо стан близький до термодинамічної рівноваги, коли

$$T \approx T_a = \frac{1}{3N} \sum_{i=1}^{3N} T_i.$$

Тобто, з урахуванням того, що температури  $\Theta_i$  і  $T_i$  є адитивними величинами, які описують тепловий стан системи, маємо

$$\Theta_i = kT_i$$

і, відповідно,

$$\Theta = kT_a,$$

де коефіцієнт пропорційності є універсальною сталою, яка дорівнює сталій Больцмана. З іншого боку довільний коефіцієнт, що входить у формулу ентропії набуває конкретного значення.

У стані наближеному до термодинамічної рівноваги

$$v \approx v_a = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{3N} v_i = \frac{V}{N},$$

де  $V$  - об'єм, який займає система у фізичному просторі.

Ентропія ідеального газу набуває вигляду

$$S = \frac{3}{2} kN \ln T_a + kN \ln v_a,$$

тобто є функцією незалежних макроскопічних параметрів  $E$  і  $V$ .

Диференціал ентропії у випадку квазистатичних процесів

$$dS = \frac{dE}{T_a} + \frac{P}{T_a} dV.$$

Назвемо величину  $\delta Q = T_a dS$  кількістю переданої тілу теплоти, а величину  $\delta A = PdV$  - роботою сил тиску, і одержимо

$$\delta Q = dE + \delta A.$$

Останнє, як відомо, рівняння називають першим началом термодинаміки або законом збереження енергії.

#### Література

1. Беловол А.В. Законы механики и универсальные законы природы // Вестник ХНАДУ / Сб. науч. тр. - 2013. – Вып. 60. – с. 148-153.

Воропай Алексей Валериевич, к.т.н., доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»  
[voropay.alexey@gmail.com](mailto:voropay.alexey@gmail.com)

### **ИДЕНТИФИКАЦИЯ НЕСТАЦИОНАРНЫХ НАГРУЖЕНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ С УЧЁТОМ ДИССИПАЦИИ ЭНЕРГИИ**

Зачастую конструкторы сталкиваются с проблемой недостаточной информации о действии нагрузок на механические системы. Особенно серьезные проблемы возникают при нестационарном деформировании элементов конструкций. Закон изменения во времени этих нагрузок может оказывать заметное влияние на процесс нестационарного деформирования и, следовательно, на получаемые результаты расчётов. Поэтому чрезвычайно актуальными являются исследования, связанные с идентификацией динамических контактных нагрузений в процессе их косвенных измерений. Их восстановление производится на основе проявлений деформационного характера, регистрируемых, например тензометрическим методом.

По сути, указанная проблематика породила класс, так называемых, обратных нестационарных задач механики деформируемого твёрдого тела. Решение обратных задач идентификации неизвестных нестационарных нагрузений при обработке экспериментальных данных может существенно снизить стоимость и время исследований, а иногда частично или полностью заменить реальные исследования специальными вычислительными экспериментами.

Большинство обратных нестационарных задач сводится к интегральным уравнениям Вольтерра или их системам, решение которых является некорректной задачей математической физики. В настоящее время существует ряд методов решения некорректных задач. Наиболее широкое практическое применение получил метод регуляризации А. Н. Тихонова, который заключается во введении специального сглаживающего функционала. Согласно регуляризующему алгоритму Тихонова [1] решение интегрального уравнения Вольтерра эквивалентно решению регуляризированной системы линейных алгебраических уравнений (СЛАУ).

При деформировании большинства реальных элементов конструкций происходит не чисто упругое, а вязкоупругое деформирование. В случае, когда вязкие (пластические) деформации малы – ими естественно пренебрегают. Однако, в ряде случаев, диссипацию энергии при механических колебаниях необходимо учитывать даже в задачах импульсного нагружения. Это позволит получать более точные и физически обусловленные значения внешних ударных нагрузок, вызывающих нестационарное деформирование, в отличие от чисто упругой постановки задачи идентификации. Следовательно, особый интерес представляет создание подхода, позволяющего учитывать диссипативные свойства деформируемых элементов конструкций на базе уже полученных к настоящему времени решений, построенных рамках теории упругости [2],

которые имеют вид интегралов свёртки:  $\varepsilon(t) = \int_0^t K_0(t-\tau) \cdot P(\tau) d\tau$ , где  $\varepsilon(t)$  – изменение деформации во времени, измеренное тензодатчиком в некоторой точке на внешней поверхности исследуемого объекта;  $P(t)$  – внешняя нестационарная нагрузка, вызывающая деформирование;  $K_0(t)$  – ядро интеграла, несущее, по существу, всю информацию об упруго деформируемом объекте.

В работах [3] показано, что для «упругих» решений, полученных в виде интегралов свёртки, можно модификацией ядер  $K(t)$  моделировать наличие внутреннего вязкого трения (модель Кельвина–Фойхта) и внутреннего гистерезисного трения (модель Бока–Шлиппе–Колара). Указанный подход основан на введении сглаживающих линейных интегральных операторов, получение которых базируется на использовании теоремы Эфроса:

$K_D(t) = \int_0^\infty \psi(t, \tau) \cdot K_0(\tau) d\tau$ , где  $K_D(t)$  – модифицированное ядро, учитывающее трение;  $\psi(t, \tau)$  – специальная функция, зависящая от модели внутреннего трения, коэффициента диссипации (логарифмического декремента затухания) и исследуемого промежутка времени. Подробнее о нахождении и видах функции  $\psi_i(t, \tau)$  можно посмотреть в [3].

При выполнении расчетов по идентификации ударных нагрузок всегда выполняется дискретизация, так как при вычислениях на ЭВМ исследуются не интегральные уравнения, а регуляризированные СЛАУ. Все численные

операции производятся не над ядрами, а над их дискретными аналогами. Численная реализация модификации дискретных аналогов ядер  $\mathbf{K}$ , полученных на базе решений в рамках теории упругости  $K_0(t)$ , для учета диссипации энергии осуществляется за счет умножения исходных векторов (матриц-столбцов) на специальным образом рассчитанные матрицы:  $\mathbf{K}_D = \mathbf{A}_D \mathbf{K}_0$ , где матрица  $\mathbf{A}_D$ , по сути, является дискретным аналогом сглаживающего линейного интегрального оператора.

Использование интегральных операторов позволяет рассчитывать модифицированные ядра для различных моделей внутреннего трения и коэффициентов диссипации (логарифмических декрементов затухания), которые даже для одного материала могут изменяться в зависимости от температуры или частоты нагружения, например, для асфальтобетонов или различных полимеров.

### Литература

1. Тихонов А. Н., Гончарский А. В., Степанов В. В., Ягола А. Г. Регуляризирующие алгоритмы и априорная информация. – М.: Наука. // Главная редакция физико-математической литературы, 1983. 200 с.
2. Идентификация нагрузок при импульсном деформировании тел. Монография в 2-х частях. Часть II / Е. Г. Янютин, А. В. Воропай, С. И. Поваляев, И. В. Янчевский. Харьков: Изд-во ХНАДУ. 2010. 212 с.
3. Воропай А. В., Григорьев А. Л. Использование сглаживающих интегральных операторов для учета внутреннего трения при нестационарном деформировании элементов конструкций // Механіка та машинобудування. Х: НТУ «ХПІ», 2018 – №1. С. 3-22.

Гнатенко Григорий Александрович, к.т.н., старший преподаватель,  
НТУ «ХПИ», gnatenko.kpi@gmail.com

### МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В АТТРАКЦИОНАХ СО СКОРОСТНЫМ СПУСКОМ НА НЕСУЩЕМ КАНАТЕ

Проведен анализ рабочих процессов в катальных немеханизированных аттракционах со скоростным спуском на несущем канате (рисунок 1). Рассмотрены различные типы механических моделей таких систем, проведена оценка их достоверности и соответствия.

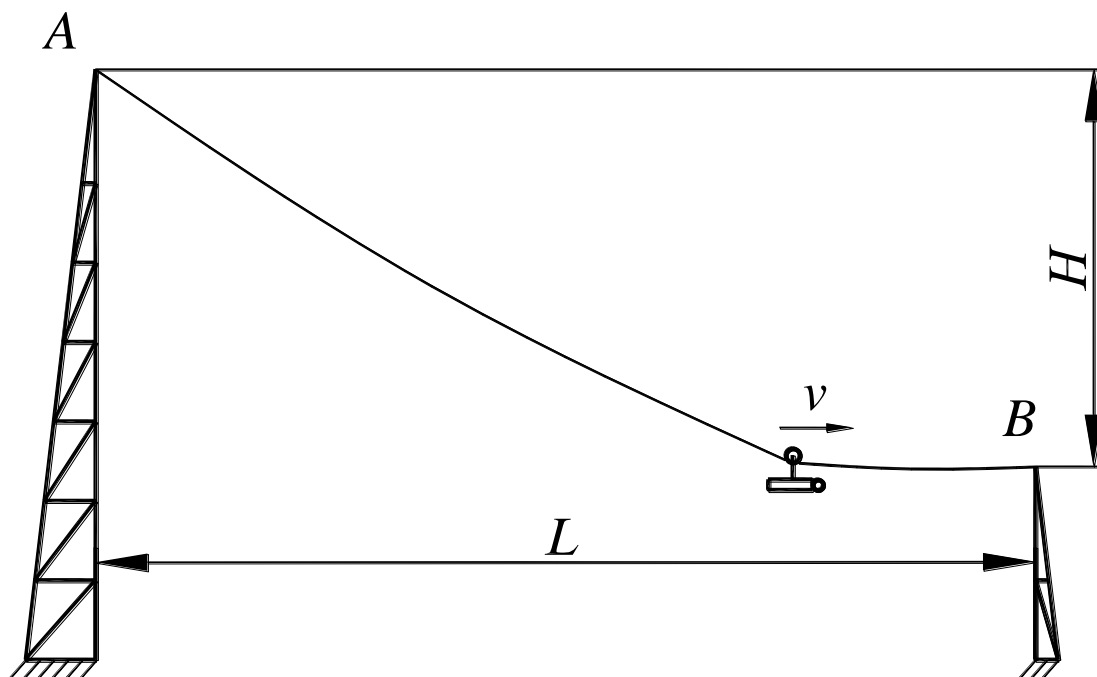


Рисунок 1. – Схема аттракциона

Выполнен обзор задач, возникающих при моделировании упругих рабочих процессов в несущих канатах таких аттракционов и моделировании динамики движения посетителя. Произведена оценка практической значимости результатов и численных данных, получаемых при решении такого рода задач, для дальнейшей формулировки рекомендаций по проектированию и безопасной эксплуатации аттракционов со скоростным спуском.

Проведена оценка действующей в Украине нормативно-технической базы, в частности [1], которая позволяет сделать вывод, что вопросы проектирования и эксплуатации таких аттракционов недостаточно изучены и требуют углублённого изучения соответствующей теории деформирования несущих канатов и динамики движения посетителя. Указан ряд недостатков в действующих требованиях безопасности.

### Литература

1. НПАОП 92.7-1.01-06 «Правила устройства и безопасной эксплуатации аттракционной техники. – Х. : Издательство «Индустрия», 2006. – 146 с.

Жовтобрюх Юрій Андрійович, магістр, Криворізький державний педагогічний університет, slayer1489@gmail.com

Філатов Сергій Валентинович, к.т.н., доцент, Криворізький державний педагогічний університет

## **ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНЬ У ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВІЙ ГРУПІ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ**

Сучасні автомобільні двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ), а особливо їх циліндропоршньова група (ЦПГ), працюють у тяжких умовах, що характеризуються високими швидкостями та прискореннями поршня й значними термомеханічними навантаженнями та тиском у ЦПГ. [1].

Швидкість згорання палива при нормальній роботі ДВЗ складає лише 15 – 30 м/с. Основною проблемою в роботі ДВЗ згоранням палива складає те, що при потужному згоранні при великому тиску газів відбувається деформування деталей ЦПГ : «провалюються поршні», обриваються шатуни, згинаються колінвали, зриваються головки циліндрів та ін. Управління даним процесом дає можливість знизити цей шкідливий вплив на ЦПГ, підвищити його паливну економічність і експлуатаційні властивості з можливою зміною у його конструкції вузлів та агрегатів. [2].

Аналіз спеціальної літератури показує, що основними методами досліджень при рішенні задач по моделюванню процесу згорання палива у ЦПГ є напружено-деформований стан тіла їх аналітичні або чисельні методи.

Як відомо одним з основних заходів підвищення потужності двигунів є збільшення їх об'ємів циліндрів, що у свою чергу веде до підвищення розмірів двигуна його металоемкості та витрат палива. Ефективним способом підвищення потужності двигунів є застосування турбонаддуву з одноступеневим або дво-ступеневим охолодженням повітря (інтеркуллера), що також дає можливість збільшити заповнення робочою сумішшю об'єму камери згорання без збільшення об'єму циліндрів двигуна. При цьому потужність двигуна підвищується на 40–60%. [3].

Перший напрямок – це автоматичне керування процесом згорання палива за допомогою датчика регулювання тиску встановленого у головці циліндра. Другий напрямок – це підбір оптимальної камери згорання за допомогою вмонтованого у головку поршня перемінного “витискувача”, який дає можливість змінювати об'єм камери згорання і при підвищенні тиску спрацьовувати як запобіжний клапан.

Кінцевою метою проведення досліджень є визначення максимальних напружень, що виникають у різноманітних камерах згорання, визначення таким чином оптимальної камери згорання, її форми та конструктивного розташування [4].

Розглядаючи результати різних досліджень можна зробити висновок, що двигуни внутрішнього згорання мають резерв потужності шляхом виділення її за допомогою зниження тертя в циліндрично-поршневій групі. Але на наш

погляд, так як двигуни внутрішнього згорання є основним джерелом викидів шкідливих речовин в атмосферу, то більш раціональним і доцільним буде досягнення максимального зменшення викидів шкідливих речовин та збільшення моторесурсу і експлуатаційних показників ДВЗ за прикладом закордонних фірм.

### **Література**

1. Автомобільні двигуни / І.І. Тимченко, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є. Долганов, М.Р. Муджобаєв / За ред. І.І. Тимченка. - Х.: Основа, 1995. – 464с.
2. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств: Пер. с англ.- М.:Мир, 1978. – 210с..
3. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для втузов по специальности “Двигатели внутреннего сгорания” / Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И., Круглов М.Г., Леонов О.Б., Маднов А.А., Мизернюк Г.Н., Орлин А.С., Роганов С.Г., / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983.- 372 с.
4. Михлин С.Г. Многомерные сингулярные интегралы и интегральные уравнения. –М.: Физматгиз, 1962.- 254с

Красніков Сергій Васильович, к.т.н., доцент,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Давиденко Валерій Едуардович, студент,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### **ЕНЕРГЕТИЧНИЙ КОМПЛЕКС УКРАЇНИ ТА НІМЕЧЧИНИ У ЧАСІ**

З початку 20 сторіччя одним з суттєвих якісних показників якості народного господарства кожної країни стали показники електроенергетичного комплексу. Незважаючи на різні суспільні відносини та віросповідання більше півсторіччя енергетичний комплекс кожної розвинутої країни у більшості складався з теплових електростанцій. Їх принцип дії, зразки та перші устаткування були розроблені сином православного сільського сербського священика Ніколою Тесла. Сучасна енергетика базується у більшій мірі на використанні теплових та атомних електростанцій. Після них найбільше розповсюдження мають гідроелектростанції. Крім зазначених типів вироблення електроенергії існують когенераційні установки (КУ), альтернативні та нетрадиційні джерела [1].

Після знищення Російської імперії в УНР, ЗУНР щодо енергетичного комплексу були зроблені кроки аналогічні «Гуляйполю» та іншим частинам нашої країни. Фактично розвиток електроенергетичного комплексу пов'язано зі створенням УРСР у складі СРСР. За час існування Російської імперії на Україні було побудовано декілька електростанцій. Перша тепла електростанція

побудована у Запоріжжі (до 1921 року - Олександрівськ). Вона мала дві турбіни потужністю по 100 кВт. З 1911 по 1913 рік на Україні було побудовано 71 електростанцію загальної номінальної потужністю 305 МВт. За час існування УРСР потужність електроенергетичного комплексу виросла з 0,3 ГВт до майже 60 ГВт. Проте після знищення СРСР та перебудови УРСР за шість років середньогодове виробництво електроенергії в Україні зменшилось на 37 % та зберігається протягом 20 років без суттєвих змін (зменшується або збільшується не більше 5 %, рис. 1) [2, 3]. В цілому електроенергетичний комплекс України протягом останніх 20 років має показники 1970 років УРСР, тобто 50 річної давності. Взаємне розподілення електростанцій на Україні на лівому березі Дніпра з часів Російської імперії по теперішній час майже не змінилось (рис. 2), типово електростанції розподіляються поряд з об'єктами металургійної та важкої промисловості [4].

З часів посилення боротьби з наслідками окупації, що за багатьма джерелами іменується «російською», а саме з 2014 року, народне господарство нашої країни прогнозується та має розвиток згідно планів інших країн, зокрема комісіями та документами конгресу Сполучених штатів Америки та міжнародних фондів, що засновано та фінансується громадянами країн НАТО. Однією з іноземних організацій, що займається прогнозуванням та плануванням енергетичного комплексу нашої країни є фонд ім. Г. Бюлля. В 1986 році було створено ряд організацій для побудови об'єднаної Європи, однією з них був фонд ім. Г. Бюлля. Після завершення створення об'єднаної Європи та безумовними успіхами в приєднанні до неї країн ради економічної взаємодопомоги, зокрема шляхом розумної сили європейських країн та Америки для знищення збройних сил Югославії та закінчення таким шляхом «Боснійської війни», в 1996 році фонд ім. Г. Бюлля створив свої центри у більше ніж 20 країнах ради економічної взаємодопомоги та пострадянського простору. З країн, що з 1950 років входили до НАТО, фонд ім. Г. Бюлля існує з початку створення та по цей час лише в Німеччині (штаб-квартира в Берліні), Бельгії (Брюссель) та США (Вашингтон).

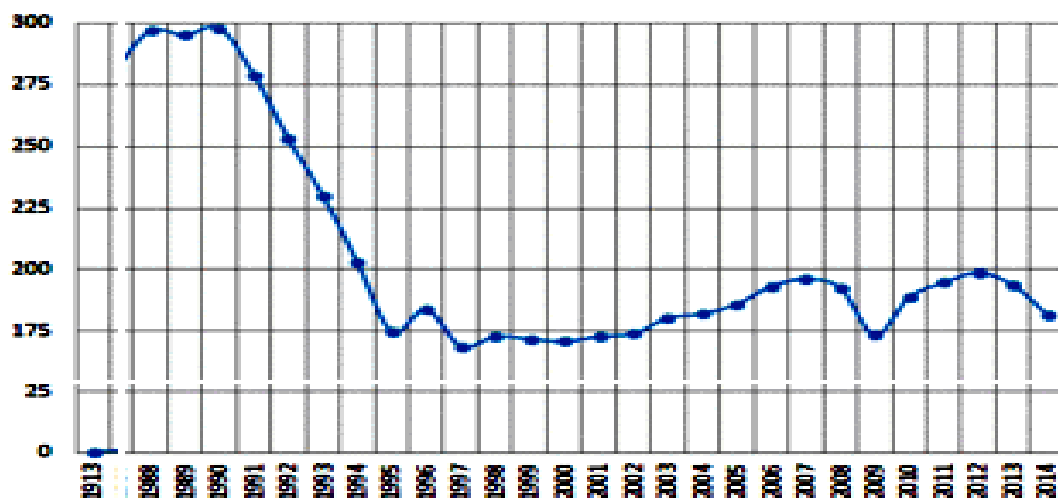


Рисунок 1 – Виробництво електроенергії в Україні з 1913 по 2014 роки (максимальна потужність 300 млрд. кВт\*рік.)





Рисунок 2 – Карта розміщення ТЕС, ТЕЦ, АЕС, ГЕС, ГАЕС України

Основними засадами фонду ім. Г. Бюлля є гендерна політика (боротьба за права та пропаганда полових меншостей) та відновлювальна енергетика (перехід від використання електростанцій на твердопаливному та атомному паливі до альтернативних та нетрадиційних джерел). Додатковими цілями фонду ім. Г. Бюлля є покращення кліматичного стану країн пострадянського простору шляхом використання виключно відновлювальної енергетики та зменшення транспорту на нафті. Особливістю фонду ім. Г. Бюлля є розповсюдження результатів своєї діяльності за винятком Німеччини виключно в країнах пострадянського простору. Проблема атомної енергетики в Німеччині є дуже гострою. Аварії на АЕС Німеччини є типовим явищем з легкими та тяжкими (до 500 млн. доларів США) наслідками.

Порівняння енергоблоків АЕС Німеччини та України можна зробити з якості експлуатації з точки зору ресурсу та працездатності енергоблоків АЕС виробництва Німеччини та СРСР. Так, перша АЕС в Німеччині була Райнсберг, що була побудована за проектом СРСР. АЕС Райнсберг з ВВЕР-210 експлуатувалась з 1966 по 1990 роки. Відключення АЕС Райнсберг (разом з іншими АЕС східної Німеччини) у 1990 році відбулося після об'єднання східної та західної Німеччини в зв'язку з «різницею у стандартах» (220 В та 230 В). Таким чином, АЕС Райнсберг, що побудовано за подібним до українських АЕС проектами експлуатувався 24 роки.

Більшість з енергоблоків АЕС Німеччини було закрито раніше 20 років експлуатації. Шість енергоблоків АЕС Німеччини (Карлсруе, Гросвельцхейм, Нидерайхбах, ТНТН-300, Грайфсвальд-KGR5, Мюльхайм-Керлих) працювали строком з 24 діб (енергоблок KGR5 408МВт АЕС Грайфсвальд працював з 1.10.1989 по 24.10.1989) до 1,5 року (АЕС Нидерайхбах експлуатувався лише з

01.01.1973 по 31.07.1974). Зокрема АЕС Нидерайхбах (що працював 1,5 роки) будували шість років та витратили 230 млн. зах. нім. марок на будівництво. Також слід зазначити, що з 26 АЕС введених в експлуатацію в Німеччині на цей час експлуатуються лише 12. Ще 24 АЕС не було введено в експлуатацію в Німеччині, будівництво 10 АЕС з них було частково завершено, 3 було повністю завершено до 2000 року.

Зазначене показує, що якість енергоблоків України з точки зору середньої працездатності та ресурсу вище аналогічних показників енергоблоків Німеччини. Тому діяльність фонду ім. Г. Бьоля щодо переходу від використання електростанцій на твердопаливному та атомному паливі до альтернативних та нетрадиційних джерел на Україні ставить питання щодо їх доцільності.

В 2011 році у Німеччині, в зв'язку з аварією у Японії на Фукусімській АЕС, було заплановано закриття половини енергоблоків АЕС до 2022 року, а повне закриття АЕС на 2036 рік. Проте у 21 сторіччі у Німеччині АЕС виробляли 30 % електроенергії. Тому зазначене рішення про закриття АЕС має у Німеччині критику та судові протести. Слід зазначити, що 50 % електроенергії у Німеччині виробляються тепловими електростанціями. В нашій країні АЕС виробляють більше 60 % електроенергії, а ТЕС – біля 30%. Тому пропаганда фонду ім. Г. Бьоля щодо закриття АЕС та ТЕС (що виробляють більше 80 % електроенергії у Німеччині та 90 % в Україні) з переходом 100% виробництва на відновлювальну енергетику ставить додаткові питання щодо їх доцільності та можливості створення.

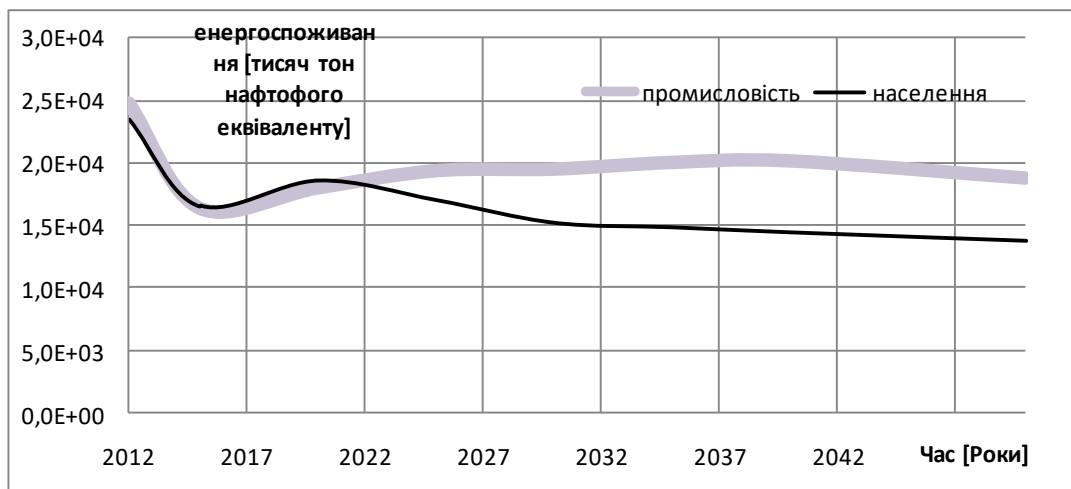


Рисунок 3 – Споживання енергоресурсів (тисяч тон нафтового еквіваленту)

На рисунку 3 зображено плани фонду ім. Г. Бьоля щодо України лише за двома параметрами: споживання енергоресурсів промисловістю та населенням. За дослідженнями фонду ім. Г. Бьоля щодо України, по 2050 рік в порівнянні з 2012 роком планується зменшення енергоспоживання промисловістю на 6 млн. тон нафтового еквіваленту (на 24 %), а населенням України на 9,7 млн. тон нафтового еквіваленту (на 41,5 %) [5, 6]. Враховуючи збільшення споживання електроенергії у світі кожні 10 років на 5 % та споживання українцями електроенергії в два рази менше

за середні в Європі (164 кВт/ч на місяць в Україні та 304 кВт/ч в Європі за даними 2018 року), зменшення споживання українцями електроенергії на 41,5 % відсоток можливо лише за зменшенням населення України на 50% або більше. З точки зору зменшення енергоспоживання промисловістю України на 24 % це можливо за аналогічним зменшенням об'єктів промисловості або їх потужності.

Зазначимо: міжнародні прогнози подальшої тенденції розвитку української енергетики надають висновків про скорочення населення у два рази, а потужностей промисловості на 24 %.

## Література

- 1 Варламов Г. Б. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії / Варламов Г. Б., Любчик Г. М., Маляренко В. А. – К.: Політехніка, 2003. – 228 с.
- 2 Энергия. Экология. Будущее / В. П. Семиноженко, П. М. Канило, В. Н. Остапчук, А. И. Ровенский. – Харьков: Прапор, 2003. – 464 с.
3. Касимов А. М. Промышленные отходы. Проблемы и решения. Технологии и оборудование / Касимов А. М., Семенов В. Т., Романовский А. А. – Х.: ХНАГХ. 2007. – 411 с.
4. Варламов Г. Б. Теплоенергетика та екологія / Г. Б. Варламов, Г. М. Любчик, В. А. Маляренко. – Харків: САГА, 2008. – 234 с.
- 5 Чирков Ю. Карусель енергетики. – К.: Академический проект, 2016. – 408 с.
- 6 Перехід України на відновлювану енергетику до 2050 року / О. Дячук, М. Чепелєв, Р. Подолець, Г. Трипольська та ін.; за заг. ред. Ю. Огаренко та О. Алієвої // Пред-во Фонду ім. Г. Бюллі в Україні. – Київ: ТОВ «АРТ КНИГА», 2017. – 88 с.

Кривошапов Сергій Іванович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Русанов Сергій Аркадійович, к.т.н., доцент, Херсонський національний технічний університет, [ohvrbm@ukr.net](mailto:ohvrbm@ukr.net)

## **ДО ПИТАННЯ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ СИСТЕМИ «ДВЗ – ТЕПЛОАКУМУЛЯТОР» ПРИ ПЕРЕДПУСКОВІЙ ТЕПЛОВІЙ ПІДГОТОВЦІ**

Різке збільшення кількості автомобілів на автодорогах України, в тому числі і вантажних, спричинює собою необхідність приділення більшої уваги полегшенню пуску двигуна в несприятливих умовах навколишнього середовища.

Найбільш поширені існуючі способи і засоби підготовки двигунів автомобільних транспортних засобів, особливо в умовах відкритої стоянки в холодну пору року, є неекономічними і екологічно недоцільні. Значну перспективу мають системи передпускової теплової підготовки двигунів, оснащених системою акумулювання теплоти [1,2]. Акумулювання теплової енергії від різних джерел і її використання для передпускової теплової

підготовки двигуна підвищує ефективність роботи системи в холодну пору року, дає помітну економію палива, покращує екологічні параметри.

В роботі розглядається система передпускової підготовки з тепловим акумулятором фазового переходу [3]. В якості теплоакumuлюючого матеріалу (ТАМ) нами було використано октогідрати барію, природні воски, парафіни, озокерит. Нами було проаналізовано три конструктивних виконання теплоакumuляційного обладнання фазового переходу, з них одне капсульне виконання (капсули з октогідратом), та два варіанти виконання у вигляді кожухотрубного теплообмінного апарату з ТАМ у міжтрубному просторі, що оснащені додатковою системою примусового підігріву для невідкладної зарядки та перезавантаження ТАМ.

Для попередньої оцінки роботи конструкції в натурних умовах було створено балансову математичну модель системи «двигун - теплоакumuлятор», та виконана її чисельна алгоритмічна реалізація в СКМ «Maple». Вказана модель дозволяє вибрати варіант компоновки теплоакumuляційного обладнання для наперед заданих умов. Для моделювання робочого процесу стадії акumuлювання тепла, стадії простий і розрядки, використовується тепловий баланс системи циркуляції. Система рівнянь теплового стану для кожної ділянки має вигляд:

$$\begin{aligned} m_1 c_1 \frac{dT_1}{dt} &= -k_{12}(T_1 - T_2)F_{12} - k_{10}(T_1 - T_{o.c.})F_{13}, \\ m_2 c_2 \frac{dT_2}{dt} &= -k_{12}(T_2 - T_1)F_{12} - k_{20}(T_2 - T_{o.c.})F_{20} - k_{23}(T_2 - T_3)F_{23}, \\ m_3 c_3 \frac{dT_3}{dt} &= -k_{23}(T_3 - T_2)F_{23} - k_{30}(T_3 - T_{o.c.})F_{30}, \end{aligned} \quad (1)$$

де  $T_1, T_2, T_3$  – відповідно температури (середні з об'єму в системі) теплоакumuлюючого матеріалу, тосола і двигуна;

$m_1$  – маса теплоакumuляційного матеріалу,  $m_2$  – маса задіяного в теплообміні тосола (для різних циклів може бути різною),  $m_3$  – корисна маса двигуна (задіяна в теплообміні);

$c_1, c_2, c_3$ , – відповідна теплоємності, при цьому  $c_1$  задається по методу ефективної теплоємності як кускова функція [4];

$-k_{12}(T_1 - T_2)F_{12}$  – тепловий потік від матеріалу до тосола (і відповідні коефіцієнт теплопередачі й площа);

$-k_{10}(T_1 - T_{o.c.})F_{10}$  – тепловий потік від матеріалу в навколишнє середовище через стінки теплообмінника (і відповідні коефіцієнт теплопередачі й площа);

$-k_{20}(T_2 - T_{o.c.})F_{20}$  – тепловий потік від матеріалу в навколишнє середовище через з'єднувальні патрубки (і відповідні коефіцієнт теплопередачі й площа);

$-k_{23}(T_2 - T_3)F_{23}$  – тепловий потік від тосола до двигуна (і відповідні коефіцієнт теплопередачі й площа);

$-k_{30}(T_3 - T_{o.c.})F_{30}$  – тепловий потік від двигуна в навколишнє середовище через його поверхню.

Початкові умови:  $T_1(0)$  – температура теплоакumuлюючого матеріалу після простою,  $T_2(0)$  – початкова температура тосола (в розрахунках приймається як середня між двигуном і матеріалом, але можливий і більш точний вибір пропорційально відношенню об'ємів в двигуні і в теплообміннику),  $T_3(0)$  – початкова температура двигуна (приймаємо як температуру навколишнього середовища).

Результати представляються у вигляді графіків прогріву або охолодження при стоянці відповідно двигуна, ТАМ, та теплоносучої рідини (рис.1).

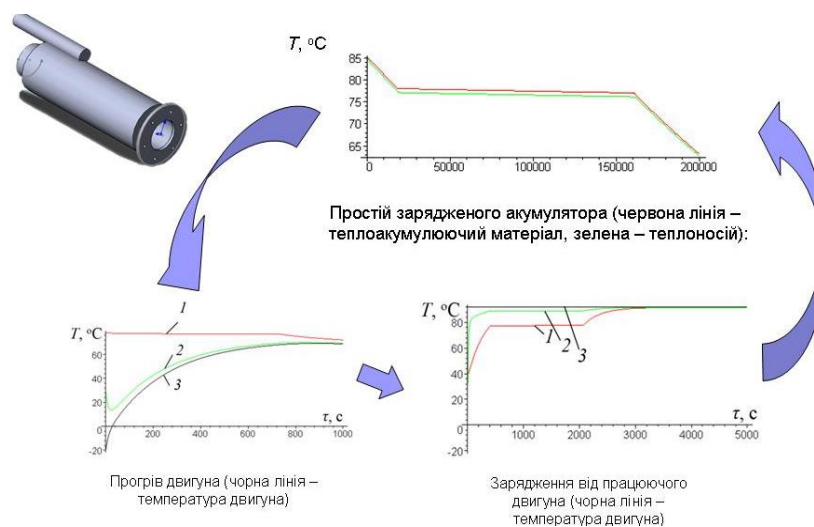


Рисунок 1 – Циклограма роботи теплоакumuлятора з компоновкою у вигляді кожухотрубчастого теплообмінника. 1 – температура ТАМ, 2 – температура тосола, 3 – температура двигуна.

Стендові випробування показали достатню узгодженість розрахункової моделі з натурними даними.

**Висновки.** Розрахунки теплоакumuлюючої апаратури для теплової підготовки двигунів внутрішнього згорання з використанням чисельних методів усередненого прогнозування стадій зарядки, розрядки, простою при виборі компоновання устаткування та стендових випробувань дозволяють оптимізувати конструктивні параметри, вибрати відповідні варіанти з множини можливих компоновань, розрахувати енерговитрати ще на ранньому етапі проектування. Такий підхід може бути розповсюджений на індивідуальні розрахунки по визначенню оптимальних компоновань теплоакumuлюючого обладнання для широкого спектра автомобільної техніки.

## Література

1. Бекман Г., Гили П. Тепловое аккумулярование энергии: Пер. с англ. – М.: Мир, 1987. – 272 с.

2. Аппазов Э.С. Применение предпусковой тепловой подготовки для повышения эффективности работы двигателей внутреннего сгорания // Вестник ХНТУ № 1(48), 2014 г. – С 30-33.

3. Аппазов Э.С., Ключев О.И., Русанов С.А., Луняка К.В. Решения по использованию теплоаккумуляторов на основе фазового перехода твердое тело - жидкость для предпусковой подготовки автомобильных двигателей. // Сучасні енергетичні установки на транспорті і технології та обладнання для їх обслуговування / Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції. – Херсон: ВНЗ «ХДМІ», 2014. – С.52-54.

4. Пыхтя В. А. Экспериментальные исследования системы предпускового разогрева двигателя с тепловым аккумулятором / В.А. Пыхтя // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. – 2010. - № 6 (148). – С. 246-251.

Кубіч Вадим Іванович, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобілів, Національний університет, «Запорізька політехніка», schmirung@gmail.com, 066-5868697  
Грешта Віктор Леонідович, к.т.н., професор, професор кафедри фізичного матеріалознавства, Національний університет «Запорізька політехніка», greshtaviktor@gmail.com

## **МЕТОДИКА ФІЗИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ТЕРМОМЕХАНІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ПОКРИТТІВ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ТРИБОТЕХНІЧНИХ ВИПРОБУВАНЬ**

Процеси контактної взаємодії зовнішніх поверхонь елементів вузлів тертя з робочими відсіками, наприклад, циліндричного перетину, в яких створюються умови для реалізації термодинамічних циклів, безумовно супроводжуються накопиченням деформаційних, ерозійних зон навантаження, які рано чи пізно приводять до допустимих пошкоджень та патологічних руйнувань. Термін прояву руйнування та особливості формування при цьому його топографії визначаються вихідними фізико-механічними характеристиками матеріалів, особливістю протікання послідовних структурно-фазових перетворень, а також характером зміни параметрів термомеханічного, газодинамічного навантаження поверхонь. Такими робочими відсіками можливо розглядати кожен із ступенів компресора і турбіни газотурбінних установок (авіаційні двигуни, роторно-поршневі двигуни, роторно-хвильові двигуни та інші теплові машини), в яких мають місце процеси зношування внутрішньої поверхні корпусу та активних елементів, наприклад, торцевих поверхонь лопаток, ущільнювальних пластин. Так, торцеві поверхні лопаток можуть мати гребінці, які є складовою газодинамічного безконтактного ущільнювального контуру. Також вони є предметом механічного впливу на формування якості контуру у початковий період експлуатації – при припрацюванні та при явному прояві збудження руйнівних наслідків при некерованих зближеннях з корпусом, тобто вибіркою сталих регламентованих зазорів. Для захисту корпусу від руйнувань та формування якісного ущільнювального контуру використовується

широкий спектр жароміцних покриттів, які відрізняються властивостями за умов впливу, у першу чергу, термічного навантаження, та на цей час не відповідають вимогам підвищення температури термодинамічного циклу. Цьому питанню приділяється значна увага дослідників та отримано попередні результати [1-3]. Тому моделювання процесів контактної взаємодії зазначених поверхонь тертя з відтворенням умов і режимів їх навантаження наближених до експлуатаційних при застосуванні малогабаритних зразків в лабораторних умовах за економічною доцільністю є актуальним науково-технічним завданням, вирішення якого дозволяє давати порівняльну оцінку новим складам покриттів, враховуючі тим самим матеріалознавчі аспекти підвищення надійності газотурбінних авіаційних двигунів.

Метою роботи є запропонування способу фізичного моделювання контактної взаємодії поверхонь тертя трибоз'єднання «гребінці лопатки – покриття корпусу турбіни» в лабораторних умовах з відтворенням градієнтного термомеханічного навантаження постійного фрикційного контакту при припрацюванні на режимі першого пуску та наступного термомеханічного навантаження з урахуванням прогнозованих структурно-фазових перетворень, створених цілеспрямованим окремим температурним впливом.

Спрямованість випробувань – визначення лінійного зносу нових покриттів за рахунок використання створених доріжок зношування на внутрішній циліндричній поверхні зразка покриття на кільці, що випробується при механічній взаємодії з модельними гребінцями на вільно розміщених у роторі зразках-пластинах за програмою попередньо визначеного циклу випробувань.

Пропонується до використання принцип роботи об'ємної роторно-лопатної машини з пластинами, що вільно радіально переміщуються у напрямних пазах ротора, визначеної кількості та примусово керованої маси, що створює передумови для розробки алгоритму частоти навантаження зон фрикційної взаємодії з відповідним градієнтним приростом нормальної сили навантаження при керуємій частоті обертання ротору та встановленому часовому прирості об'ємної температури замкнутого середовища взаємодії.

Лабораторне обладнання запропоноване у складі наступних складових:

- стенд для випробування генераторних установок HIRADASTECHNIKI GERGYARA U-808 серія №326 автомобільних двигунів кафедри автомобілів Національного університету «Запорізька політехніка» з двома режимами керованої зміни частоти обертання привідного валу:  $300-2500 \text{ хв}^{-1}$ ;  $2500-5000 \text{ хв}^{-1}$ . При цьому за рахунок наявності перемикачів частотних режимів є можливість миттєво збільшувати частоту обертання у два рази, тобто, наприклад, з  $500 \text{ хв}^{-1}$  до  $1000 \text{ хв}^{-1}$ , з  $800 \text{ хв}^{-1}$  до  $1600 \text{ хв}^{-1}$  і т.д. Це створює передумови для розробки алгоритму моделювання стрімкого приросту нормального навантаження, тобто процесу миттєвого врізання зубців в матеріал покриття, наприклад, при фіксованих температурах середовища взаємодії;

- випробувальна камера (рис.1), у складі: нерухомого корпусу 3, в якому розміщується кільце 7 з матеріалом покриття 8 та виконано отвір для відведення нагрітих газів (не наведено); ротору 4 з радіальними пазами та вільно розміщеними пластинами 5 відповідних розмірів та маси, на зовнішніх поверхнях яких виконані



модельні гребінці; кришки 9 корпусу з отвором для підведення розігрітих газів (не наведено), з отворами для встановлення термопар контролю температури, з отвором для розміщення манометра (не наведено) аварійного підвищення тиску у порожнині корпусу та з отвором для розміщення підшипників вала ротора;

– джерело розігрітих газів: балон із зрідженим газом ізобутан-бутан, що моделює сухе середовище температурної взаємодії; стандартна паяльна лампа, що заправляється авіаційним керосином, для моделювання агресивного «жирного» температурного середовища;

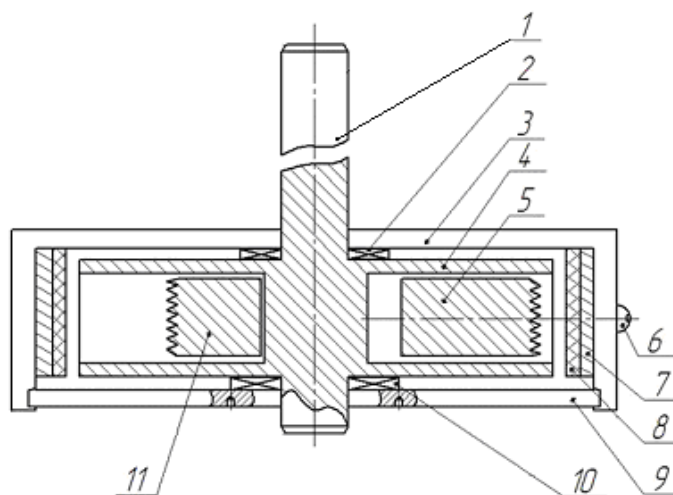
– термоізоляція випробувальної камери;

– система відведення використаного газового середовища у вигляді металевих гофр та труб;

– мультиметри контролю температури.

Пропонується до застосування цикл випробувань, який складається з двох етапів.

Перший етап полягає у наступному. Випробування покриттів, наприклад при моделюванні першого пуску двигуна, під час якого фіксується середня частота обертання і імітується приріст температури середовища взаємодії, наприклад, від 25 °С до 550 °С. Для цього виконуються відповідні дії з джерелом розігрітих газів.

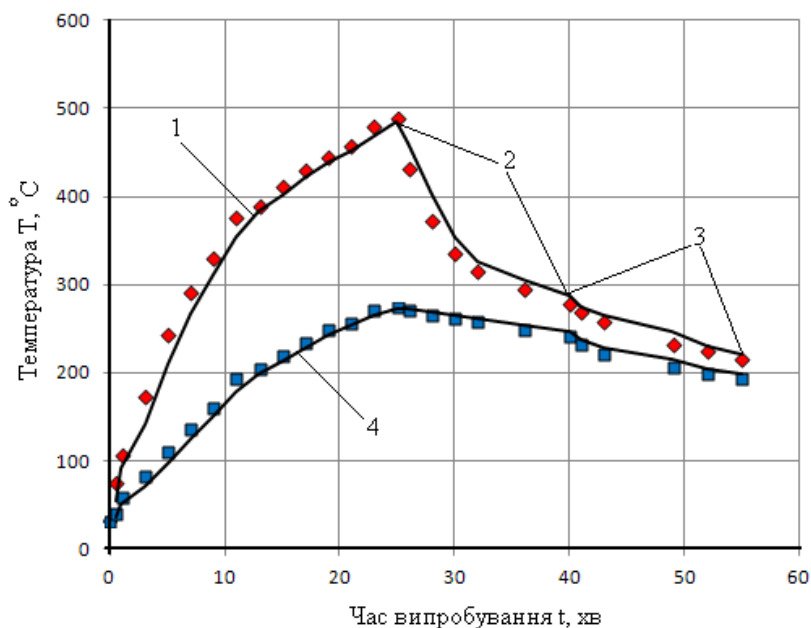


1 – вал ротора; 2,10 – підшипники вала-ротора; 3 – корпус; 4 – ротор з пазами; 5 – рухома пластина більшої маси; 6 – стопорний гвинт; 7 – кільце; 8 – покриття; 9 – кришка корпусу; 11 – рухома пластина меншої маси

Рисунок 1 - Схема випробувальної камери

Сила радіального навантаження та її частота дії визначиться кількістю і масою зразків – пластин. При цьому, силу радіального навантаження можливо поступово збільшувати за рахунок збільшення частоти обертання ротора. Наприклад, це можуть бути дві пластини масою 46 г, які при частоті обертання ротора 500 хв<sup>-1</sup> створюють розрахункову притискну силу у 12 Н. Згідно з попередніми дослідженнями розгінної характеристики температури камери час випробувань може складати від 20 до 25 хв. (рис.2).





1 – зона на вході газів; 2 – охолодження з термоізоляцією; 3 – охолодження без термоізоляції; 4 – зона на виході газів

Рисунок 2 - Залежність приросту температури у зонах камери при випробуванні із застосуванням ізобутан - бутану

Режими дослідів можливо скорегувати у відповідності з відтворенням процесу, який моделюється, наприклад пуск двигуна, робота на перехідних режимах тощо. Більш коректним та об'єктивним буде відтворення, наприклад етапів пуску розгорнутих окремо по кожній його складовій, наприклад, по часу набору швидкості обертання при фіксованих температурах, але з приростом радіального навантаження на покриття. Безумовно наведене потребує уточнення. По завершенні кожного з дослідів пропонується проведення мікровимірювання доріжок тертя для визначення інтенсивності зношування матеріалу та топографії створеного контуру для оцінки щільності створеної поверхневої.

Другий етап полягає у наступному. Проводяться складові випробування за етапом №1. Проте використовуються попередньо демонтовані кільця з матеріалами покриттів, які були окремо витримані при температурах, що створюють передумови для прогнозованих структурно-фазових перетворень. Ця операцію запропоновано здійснювати відокремлено, оскільки, наприклад, досягнути температуру у камері 800 °C та більше за вимогами безпеки при проведенні робіт у навчальній аудиторії (лабораторії) є неможливим.

Таким чином пропонується вважати, що складові запропонованого методичного забезпечення для моделювання процесів термомеханічного навантаження пар тертя у робочому відсіку теплової машини в лабораторних умовах є придатними до використання.

## Література

1. Красников А. О. Проверка износостойких и прирабатываемых покрытий. / А. О. Красников, Ю. И. Торба, А. Е. Занин, Р. Р. Климик // Вестник двигателестроения. Запоріжжя : АО Мотор Січ, 2018. № 2. С. 179-185.

2. Богуслаев В. А. Оценка триботехнических характеристик уплотнительных теплозащитных покрытий в условиях действия критических нагрузок. / В. А. Богуслаев, В. Л. Грешта, Д. В. Ткач, В. И. Кубич, Е. Г. Сотников, З. В. Леховицер, А. В. Климов // Трение и износ. ИММС НАН Беларуси. Гомель : Том 40. №1. 2019. С. 103-111.

3. Сотніков Е. Г. Усовершенствование состава газотермических уплотнительных покрытий деталей турбины для повышения эффективности газотурбинных двигателей. <http://eir.zntu.edu.ua/handle/123456789/3943>.

Лавриненко Александр Тимофеевич, канд. техн. наук, наук, доцент,  
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Пожидаев Сергей Петрович, канд. техн. наук, [spozhy2@ukr.net](mailto:spozhy2@ukr.net)  
Шкаровский Григорий Васильевич, канд. техн. наук, доцент, Национальный  
университет биоресурсов и природопользования Украины

## О НЕКОТОРЫХ РАЗМЕРНОСТНЫХ ПРОБЛЕМАХ МЕХАНИКИ

В работе [1] показано, что в теории качения эластичного колеса должен применяться радиус качения колеса без скольжения, единицей которого является м/рад. Но это приводит к размерностному парадоксу: полная окружная сила колеса  $P_{ко}$  получает единицу измерения не ньютон (Н), а Н·рад:

$$[P_{ко}] = [M] : [r_k] = (Н \cdot м) : \left( \frac{м}{рад} \right) = Н \cdot рад, \quad (1)$$

где  $M$  – крутящий момент колеса, Н·м;  $r_k$  – радиус качения, м/рад.

Подобные казусы, противоречащие принципу однородности размерностей, встречались в механике и ранее. Чтобы они не вызывали вопросов, метрологи разрешили не упоминать единицу «радиан» в производных единицах (п. 5.2.3 стандарта [2]). Механики не возразили против этого, так как полагают, что «радиан» – всего лишь условное обозначение единицы безразмерной величины «угол», которое якобы можно заменять числом «1».

Но Природа непротиворечива, противоречивыми могут быть только знания о ней. Поэтому такие действия – подтасовка, научная фальсификация. Ни одну из единиц величин, входящих в ту или иную производную единицу, нельзя исключать на основании субъективных соображений. Это уничтожает научную строгость системы единиц, переводит её в разряд схоластики.

**На этом основании нами была выдвинута гипотеза, что принцип однородности размерностей должен действовать всегда и везде, во всех случаях применения всех без исключения размерностей и единиц величин.** А если оказывается, что он не действует в каком-то случае, то это является сигналом, что в наших знаниях о Природе имеется ошибка. Её надо искать и исправлять, а не оправдывать. Попытаемся сделать это.

В соотношение (1) входит крутящий момент (момент силы)  $M$ . Это понятие, не претерпев абсолютно никаких изменений, пришло к нам ещё с

доисторических времен Архимеда. Хотя понятия всех иных физических величин за это время претерпели множество уточнений и изменений.

Единицы момента силы и механической работы (Н·м) совпадают, что нелогично. Ведь это различные физические величины, а единицы измерения величин являются их (величин) идентификаторами. У различных физических величин идентификаторы должны быть различными. А если они совпадают, то надо искать ошибку в существующей системе знаний. Возможно, например, что единица момента силы была корректной в системе понятий механики давних лет, но оказалась некорректной в системе понятий современной механики. Чтобы проверить это предположение, была определена единица момента силы с позиций нынешней, энергоцентристской механики, опорными понятиями которой являются энергия и работа.

Механическая работа  $W$ , выполняемая моментом силы при вращательном движении некоторого тела, измеряется в Н·м и равна произведению момента  $M$  на угол поворота  $\alpha$ , измеряемый в радианах:  $W = M\alpha$ . Отсюда однозначно следует, что единицей момента силы должен быть не Н·м, а Н·м/рад:

$$[M] = \frac{[W]}{[\alpha]} = \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}. \quad (2)$$

Соотношение (2) подтверждает и тот факт, что единицу «радиан» ни в коем случае нельзя исключать из производной единицы на основании каких-либо преходящих субъективных соображений. В данном случае, например, она информирует, что момент силы численно равен не всей механической работе  $W$ , а только той её части, которая выполняется при повороте тела на один радиан.

Подстановка в соотношение (1) единицы момента силы Н·м/рад приводит к получению правильной единицы полной окружной силы колеса – ньютона.

Нынешнее определение момента силы (произведение силы на плечо), тоже является размерностно некорректным. И не только размерностно некорректным, но и частным, так как базируется на рассмотрении только одного конкретного устройства, преобразующего силу в момент – жесткого рычага. Исходя из закона сохранения энергии, нами было получено размерностно корректное определение момента, причем в предельно общем виде.

Сила  $F$ , приложенная ко входному элементу некоторого идеального устройства, преобразующего силу в момент (это может быть и простой рычаг), выполняет механическую работу  $F\delta s$  на виртуальном линейном перемещении  $\delta s$ , совершаемом в направлении действия силы. На выходе устройства возникает момент  $M$ , выполняющий ту же механическую работу  $M\delta\alpha$  на виртуальном угловом перемещении  $\delta\alpha$ , соответствующем линейному перемещению  $\delta s$ .

Поскольку эти две работы численно равны ( $M\delta\alpha = F\delta s$ ), то получаем:

$$M = F(\delta s / \delta\alpha). \quad (3)$$

Отсюда следует, что момент силы – это произведение силы  $F$  на коэффициент, представляющий собой отношение виртуального линейного

перемещения  $\delta s$ , на котором совершает работу сила  $F$ , к соответствующему ему виртуальному угловому перемещению  $\delta \alpha$ , на котором совершает работу момент  $M$ .

В случае простого рычага значение коэффициента  $ds/d\alpha$  численно равно плечу силы  $r$ :  $ds/d\alpha = r$ . Но единицей коэффициента  $ds/d\alpha$  является м/рад, а единицей плеча (радиуса рычага) – метр, вследствие чего соотношение  $ds/d\alpha = r$  размерностно некорректно – м/рад якобы равен метру.

Анализ показал, что основной, непосредственной количественной характеристикой степени отличия кривой линии от прямой является не радиус, а кривизна  $k$  линии. Она представляет собой предел  $k = \lim_{\Delta s \rightarrow 0} (\alpha / \Delta s)$ , где  $\alpha$  – угол между касательными, проведенными к линии в начальной и конечной точках её отрезка длиной  $\Delta s$  [3, с. 301]. А радиус  $r$  – дополнительный, косвенный показатель кривизны линии, представляющий собой обратную к кривизне  $k$  величину:  $r = 1/k$  (там же). Следовательно, единицей кривизны  $k$  является рад/м, а единицей радиуса  $r$  – м/рад, то есть то же самое, что и у коэффициента  $ds/d\alpha$ . При этом условии соотношение  $ds/d\alpha = r$  становится размерностно корректным.

**Итак, радиус – совсем не такое элементарное понятие, каким оно представлено в современных инженерных дисциплинах. Его физический смысл – не расстояние от центра к дуге, а численно равный этому расстоянию масштабный коэффициент, указывающий на соотношение между значениями двух взаимосвязанных геометрических характеристик кривой – размера центрального угла и длины опирающейся на него дуги.**

Единица радиуса м/рад обеспечивает получение правильной единицы момента силы (Н·м/рад) в случае определения его путем умножения силы на радиус. **Однако этот радиус – не плечо, измеряемое в метрах, а масштабный коэффициент, численно равный плечу, но измеряемый в м/рад.**

Размерностные проблемы на этом не заканчиваются. Применение уточненной единицы радиуса (м/рад) приводит к единице центростремительного ускорения м·рад/с<sup>2</sup> вместо правильной единицы м/с<sup>2</sup>.

Анализ этого явления показал, что его причиной является размерностная некорректность общепринятой формулы центростремительного ускорения. При её выводе возникает сомножитель  $\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \{[\sin(\Delta \varphi / 2)] / (\Delta \varphi / 2)\}$ , который равен 1 рад<sup>-1</sup>, в результате чего им пренебрегают [4, с. 265-267]. Но это действие неправомерно, так как вместе с коэффициентом «1» из формулы исчезает единица измерения «рад<sup>-1</sup>». Ранее эта ошибка не была заметна, так как нивелировалась другой ошибкой – применением в формуле некорректной единицы радиуса  $r$  «метр» вместо корректной единицы «м/рад».

**Итак, гипотеза о том, что принцип однородности размерностей не должен иметь исключений, подтверждена.** Применение единицы радиуса «м/рад» обеспечивает устранение всех перечисленных выше размерностных проблем. При этом в производных единицах величин, связанных с моментами, появляется единица «радиан» в той или иной степени, что исключает

возможность неправомерного совпадения единиц разнородных физических величин.

Более подробно данные вопросы изложены в работах [5] и [6].

### Литература

1. Пожидаев С.П., Шкаровский Г.В. Экспериментальное исследование механической модели эластичного колеса // *Автомобільний транспорт*, вып.44. 2019. С. 21-29.
2. ГОСТ 8.417-2002 ГСИ. Единицы величин. М. 2003. 29 с.
3. Математический энциклопедический словарь / Гл. редактор Ю.В. Прохоров. М.: Советская энциклопедия, 1988. 847 с.
4. Воронков И.М. Курс теоретической механики. М.: Наука, 1966. 596 с.
5. Пожидаєв С.П. Уточнення поняття моменту сили в механіці // *Стандартизація, сертифікація, якість*. 2018. №2. С. 73-80.
6. Пожидаєв С.П. Ключ до вирішення радіанної проблеми міститься в механіці // *Стандартизація, сертифікація, якість*. 2018. №5. С. 84-91.

Лавриненко Александр Тимофеевич, канд. техн. наук, доцент,  
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины  
Пожидаев Сергей Петрович, канд. техн. наук, spozhy2@ukr.net  
Шкаровский Григорий Васильевич, канд. техн. наук, доцент, Национальный  
университет биоресурсов и природопользования Украины

### ЕЩЕ РАЗ О ПРИМЕНЕНИИ РАДИУСОВ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА

*"Несмотря на большое число исследований по теории качения колеса, специалисты до сих пор не выработали единого мнения, какой радиус следует применять в каких случаях"* [1]. В настоящее время господствует мнение, что взаимосвязь между крутящим моментом  $M$ , приложенным к колесу в плоскости его вращения, и полной окружной силой колеса  $P_{\text{ко}}$ , осуществляется посредством динамического радиуса колеса  $r_{\text{д}}$ :  $P_{\text{ко}} = M/r_{\text{д}}$ .

Однако, в работах [1] и [2], в учебниках Г.А. Смирнова и А.И. Гришкевича принимают, что упомянутая взаимосвязь осуществляется посредством радиуса качения колеса без скольжения:  $P_{\text{ко}} = M/r_{\text{к}}$ . Таковую же точку зрения предписывает и п. 38 действующего ГОСТ 17697-72 [3].

Но динамический радиус и упомянутый радиус качения различаются своими определениями, физическим смыслом и даже единицами измерения: динамический радиус измеряется в метрах, а радиус качения – в м/рад. У жестких колес значения этих радиусов практически одинаковы, но у колес с высокоэластичными шинами низкого давления их различия могут достигать 25 % [2].

Можно очень просто показать, что применение динамического радиуса в теории качения эластичных колес неправомерно. Для этого необходимо

обратиться всего лишь к золотому правилу механики: «во сколько раз мы выигрываем в силе, во столько же раз проигрываем в расстоянии». Из этого правила следует вывод, что изменение силы, развиваемой любым техническим устройством, возможно лишь при изменении расстояния, на котором эта сила выполняет механическую работу. Например, переключение передач в трансмиссии автомобиля изменяет расстояние, на котором двигатель автомобиля выполняет заданный объем механической работы. Именно поэтому изменяется сила тяги колес. Если же какие-то манипуляции с трансмиссией не влияют на это расстояние, то они не влияют и на силу тяги колес.

Применительно к эластичному колесу вывод из золотого правила механики можно сформулировать так: изменение силы тяги колеса возможно лишь при изменении пути, на котором сила тяги колеса выполняет механическую работу. Если же изменение какого-то конструкционного параметра колеса не влияет на этот путь, то оно не влияет и на силу тяги колеса.

Что касается динамического радиуса, то известно, что изменения его размера не влияют на путь, проходимый колесом за один его оборот – этот путь определяется радиусом качения колеса. Поэтому динамический радиус не может влиять на силу тяги колес, его применение при расчетах этой силы безосновательно и представляет собой обыкновенное заблуждение. При расчетах силы тяги колес должен применяться их радиус качения без скольжения.

То же самое несложно показать и аналитически. Для этого необходимо абстрагироваться от потерь энергии в материале шины и обратиться к принципу возможных перемещений (абстрагирование от второстепенных факторов является необходимым условием существования любой науки, в его отсутствие наука превращается в болото бесплодной схоластики).

Положим, что эластичное колесо, нагруженное крутящим моментом  $M$ , поворачивается в плоскости своего вращения на бесконечно малый угол  $\delta\alpha$ , и, развивая некоторую полную окружную силу  $P_{\text{ко}}$ , проходит путь  $r_{\text{к}}\delta\alpha$ . Механическая работа крутящего момента равна  $M\delta\alpha$ , а механическая работа полной окружной силы –  $P_{\text{ко}} r_{\text{к}} \delta\alpha$ . В соответствии с принципом возможных перемещений, вытекающим из закона сохранения энергии, эти две работы численно равны. Приравняв их, получаем, что полная окружная сила эластичного колеса формируется с участием радиуса качения  $r_{\text{к}}$ :  $M/r_{\text{к}}$ . Следовательно, динамический радиус колеса  $r_{\text{д}}$  не принимает участия в формировании механической работы полной окружной силы колеса  $P_{\text{ко}}$ . Он не имеет отношения к этому процессу, равно как не имеет к нему отношения цвет, в который окрашено колесо.

Если же при расчете полной окружной силы колеса применять динамический радиус, то в случаях, когда его значение меньше, чем значение радиуса качения колеса без буксования (можно показать, что таковым оно является практически всегда), будет получено, что эластичное колесо якобы является источником даровой энергии – вечным двигателем.

Например, приняв  $r_k = 1,0$  м,  $r_d = 0,8$  м,  $M = 1,0$  Н·м, угол поворота колеса  $\alpha = 1,0$  рад, получаем, что путь, пройденный колесом, равен  $r_k \alpha = 1,0$  м, а  $P_{ко} = M/r_d = 1,25$  Н. Механическая работа крутящего момента колеса равна 1,0 Дж, а механическая работа полной окружной силы – 1,25 Дж, что на 25 % больше механической работы, выполненной крутящим моментом. Учет потерь энергии в материале шины (составляющий, между прочим, всего несколько процентов) ничего не меняет, так как эти потери являются одной из составляющих, на которые можно разложить механическую работу полной окружной силы.

Результаты экспериментов тоже подтверждают неправомочность применения динамического радиуса в теории качения эластичного колеса [4].

### Литература

1. Балакина Е.В., Сергиенко И.В. Применение разных радиусов колеса в задачах моделирования свойств активной безопасности автомобилей // *Автомобильная промышленность*. 2019. №5. С. 16-19.
2. Петрушов В.А., Шуклин С.А., Московкин В.В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. М.: Машиностроение, 1975. 224 с.
3. ГОСТ 17697-72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. М.: Госстандарт. 1973. 24 с.
4. Пожидаев С.П. Шкаровский Г.В. Экспериментальное исследование механической модели эластичного колеса // *Автомобильный транспорт*, вып.44. 2019. С. 21-29.

Роговий Андрій Сергійович, д.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [asrogovoy@ukr.net](mailto:asrogovoy@ukr.net)

Яссір Бай, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

### ВПЛИВ КОНФУЗОРА НА ГІДРОДИНАМІЧНІ ПАРАМЕТРИ ЗАКРУЧЕНОГО ЗАТОПЛЕНОГО СТРУМЕНЯ

В багатьох гідравлічних пристроях виникає необхідність використання енергії закрученого струменя: вихорокамерні нагнітачі [1], турбіни [2, 3], насоси [4], циклони [5]. Найчастіше закручений потік або викидається зовні, або використовується неповною мірою за рахунок напрямних апаратів. З іншої сторони, використання класичних методів спрямування потоків мають недоліки під час їх використання для закручених течій. Навіть, застосування конфузора приводить до виникнення «вихрового ефекту конфузора» [6]. Складність розрахунку та відсутність загальної теорії виникнення ефектів оберткових потоків приводить до необхідності нових розрахунків під нові параметри потоку [7]. Загалом існують два підходи до досліджень оберткових потоків: експериментальний та розрахунковий за допомоги обчислювальної гідродинаміки. Але під час оптимізації параметрів течії найкращим способом є

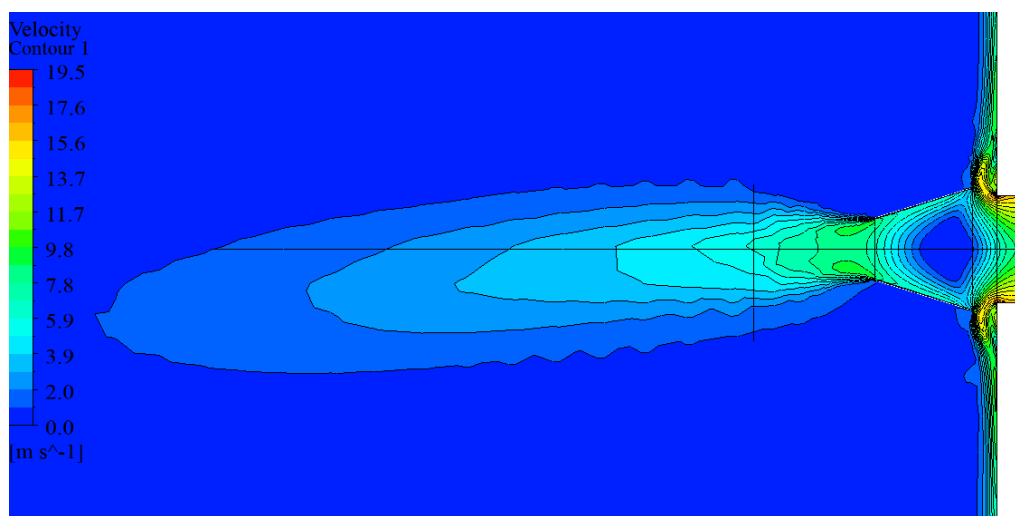
CFD-розрахунки з подальшою перевіркою адекватності експериментальними дослідженнями [8].

Робота конфузора на закручених течіях, на даний час, залишається майже не дослідженою. У вихрових апаратах є потреба у визначенні впливу основних параметрів течії на можливість збереження енергії закрученого потоку й її використання в подальшому. Це й стало метою даних досліджень.

За визначенням, конфузор – це напірна труба, що звужується за течією. Для прямоспрямлених потоків, рух рідин у конфузорі супроводжується збільшенням швидкості і падінням тиску. Опір конфузора при рівних геометричних співвідношеннях завжди менший, ніж у дифузорі. Закручена течія значно впливає на зазначені вище висновки, отримані на прямо спрямлених потоках, внаслідок зміни тиску у поперечному перетині та виникнення зниження тиску біля осі й збільшення його на периферії, що є наслідком дії відцентрової сили. Ступінь впливу відцентрової сили може бути оцінено за допомоги коефіцієнта закручення потоку.

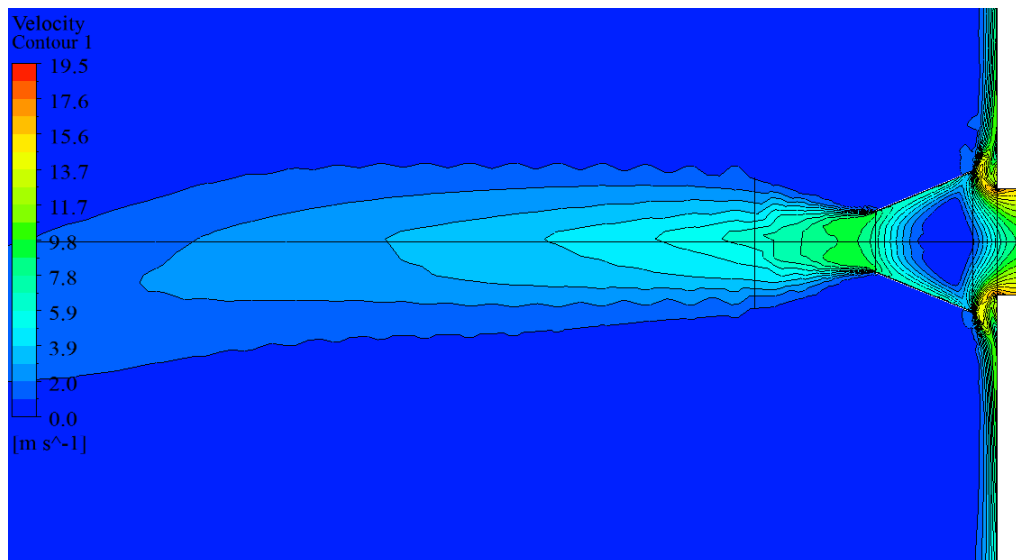
В даній роботі розглянуто використання двох дифузорів із різним кутом розкриття для спрямлення закрученого затопленого струменя, що має місце у вихорокамерних нагнітачах.

Для визначення параметрів течії зроблено числовий експеримент на основі вирішення рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом для нестисливої рідини, отриманих з використанням узагальненої гіпотези Бусінеска, що зв'язує напруги Рейнольдса з осередненими параметрами потоку. В якості робочого середовища обрано воду. Для замикання математичної моделі до рівнянь руху додане рівняння нерозривності. Для розрахунку течії була прийнята модифікована двошарова SST « $k-\omega$ » модель турбулентності переносу напруг Ментера, що зрушують, яка враховує особливості течії біля твердих стінок і в зовнішньому потоці, та приводить до задовільних результатів розрахунку обмежених стінками потоків. Для покращення результатів розрахунку до SST-моделі додано коригування на кривизну ліній струму та обертання потоку [9].



a)



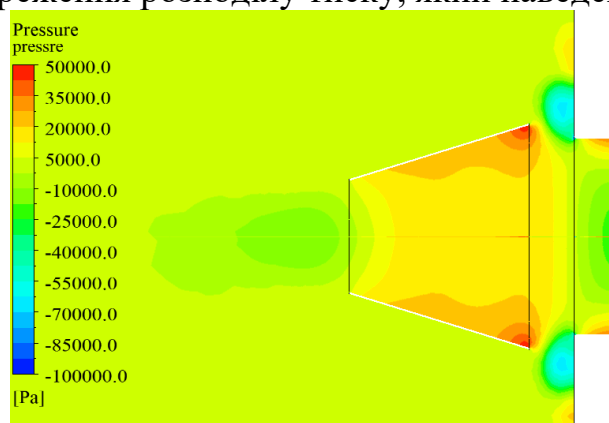


б)

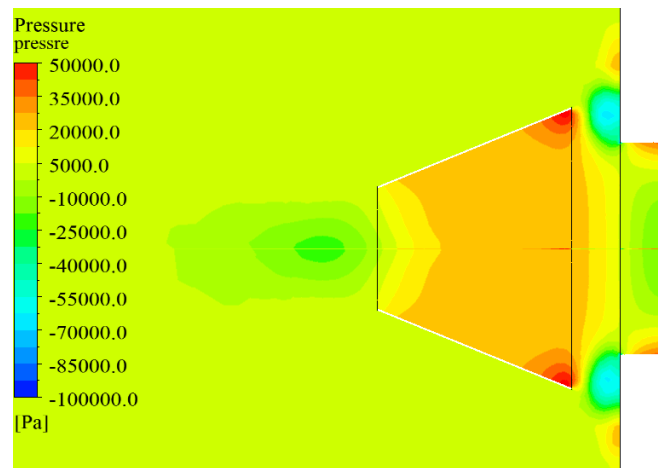
Рисунок 1 – Розподіл швидкості закрученого струменя під час проходження конфузора: а)  $\alpha/2 = 17,2^\circ$ ; б)  $\alpha/2 = 22,2^\circ$

Математичне моделювання проводилося в програмному комплексі Ansys CFX зі студентською ліцензією при наступних значеннях граничних умов: на всіх границях розрахункової області прийняті «жорсткі» граничні умови: на твердій стінці – умова прилипання рідини  $\vec{V}|_b = 0$ , у вхідному перетині каналу задавалося значення тиску гальмування  $p|_b = p_s$ , у вихідних каналах – рівність нулю тиску  $p|_b = 0$ . Розрахунки виконані на сітках із такою кількістю елементів 0,2...0,5 млн. Виявлено, що точність розрахунку із кількістю елементів більше ніж 0,4 млн. не залежить від подальшого подрібнення та виду елементу, що використовується під час побудови. Усі сітки забезпечували параметр  $y^+ < 2$ . Вирішення задач виконувалося в стаціонарній постановці.

На рис. 1 наведено поля швидкостей для течії затопленого закрученого струменя, що проходить через конфузори з кутами  $\alpha/2 = 17,2^\circ$  та  $22,2^\circ$ . Можна спостерігати збільшення середньої швидкості потоку під час використання конфузора з кутом  $\alpha/2 = 22,2^\circ$ , що приводить до можливості збереження більшої частки енергії закрученого потоку. До аналогічного висновку можна дійти під час спостереження розподілу тиску, який наведено на рис. 2.



а)



б)

Рисунок 2 – Розподіл статичного тиску струменя під час проходження конфузора: а)  $\alpha/2 = 17,2^\circ$ ; б)  $\alpha/2 = 22,2^\circ$

Висновки. В роботі на основі числового моделювання шляхом вирішення RANS рівнянь отримані розподіли тиску та швидкості під час течії закрученого затопленого струменя через конфузори з різними кутами звуження.

Спостерігається збільшення середньої швидкості потоку під час використання конфузора з кутом  $\alpha/2 = 22,2^\circ$ , що приводить до можливості збереження більшої частки енергії закрученого потоку.

### Література

1. Сёмин Д.А. Верификация расчетов течений в вихрекамерных устройствах. / Сёмин Д.А., Роговой А.С., Левашов А.М., Левашов Я.М. // Вісник НТУУ "КПІ". Сер. Машинобудування, 2016. – № 2 (77). – С. 71-78.
2. Куйбин П. А. Моделирование условий закрученного потока на входе в отсасывающую трубу для различных режимов работы гидротурбины / Куйбин, П. А., Литвинов, И. В., Сонин, В. И., Устименко, А. С., Шторк, С. И. // Сибирский физический журнал. – 2016. – № 11(1) – С. 56-65.
3. Русанов А. В. Влияние окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока в отсасывающей трубе. / Русанов, А. В., Хорев, О. Н., Косьянов, Д. Ю., Рябова, С. А., & Сухоребрий, П. Н. (2016) // Вісник двигунобудування. – 2016. – №2 – С. 25-30.
4. Kondus V. A method of designing of torque-flow pump impeller with curvilinear blade profile. / Kondus V., Kalinichenko P., Gusak O. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. – Volume 3, Issue 8-93, – P. 29-35.
5. Матвиенко, О. В. Сепарация несферических частиц в гидроциклоне. /Матвиенко О. В., Андропова А.О. // Инженерно-физический журнал, – 2018. – №91(3), – С. 761-778.
6. Кузнецов В. И. Некоторые предложения к варианту дифференциального уравнения физического процесса вихревой эффект

конфузора. / Кузнецов В. И., Шариков О. А. // Омский научный вестник. – 2015. – №1 (137), – С.33-37.

7. Сьомін Д.О. Вплив закручення потоку, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, А.М. Левашов. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. – № 20 (1192) – С. 68-71.

8. Сёмин Д.А. Влияние типа и размера расчетных сеток на точность расчета течений в вихрекамерных нагнетателях / Д.А. Сёмин, А.С. Роговой // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. – № 41 (1213) – С. 70-77.

9. Rogovyi A.S. Verification of Fluid Flow Calculation in Vortex Chamber Superchargers/ A.S. Rogovyi // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. / МОН Украины, ХНАДУ. – Харьков, 2016. – Вып. 39. – С. 39-46.

Роговий Андрій Сергійович, д.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [asrogovoy@ukr.net](mailto:asrogovoy@ukr.net)

## **ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗАКРУЧЕНОГО ЗАТОПЛЕНОГО СТРУМЕНЯ НА ОСНОВІ ЧИСЛОВИХ РОЗРАХУНКІВ**

Закручені течії є одними з найпоширеніших у природі. Вони зустрічаються у природних явищах: торнадо, смерч та циклон. Часто закручені течії використовують в техніці: гідроциклони, пиловловлювачі, спалювання палива, вихрові клапани, струминні ежектори, міксери та центрифугування [1]. На відміну, від класичних спрямлених потоків, які в більшості випадків можливо розрахувати за допомогою досить простих рівнянь, закручені течії потребують розрахунків за допомоги рівнянь Нав'є-Стокса, або значних спрощень для асимптотичних рішень [2]. В практиці проектування вихрових пристроїв досить часто приходиться стикатися з закрученим затопленим струменем. На відміну від прямоточного затопленого струменя, для якого існують залежності для розрахунку основних його параметрів, для закрученого струменя необхідно кожного разу проводити нові розрахунки із урахуванням ступеня закручення. Це пов'язане із, щонайменше, з чотирма різними варіантами поведінки струменя у залежності від його ступеня закручення, що проілюстровано на рис. 1.

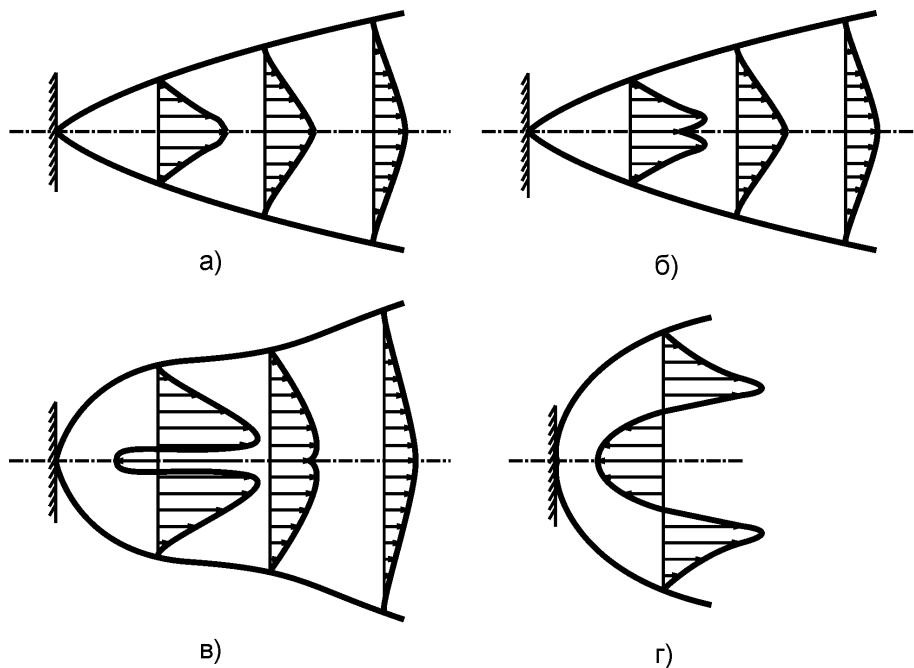


Рисунок 1 – Епюра аксіальної швидкості вільного затопленого струменя різного ступеня закручення: а) слабо закручений струмінь; б) помірно закручений струмінь; в) сильно закручений струмінь; г) сильно закручений розімкнений струмінь

На сьогоднішній день, проведено досить багато експериментальних та числових досліджень такої течії й отримано багато залежностей, що можуть допомогти дослідникам оцінити основні параметри. Але, якщо хоч один з параметрів виходить за рамки досліджених в цих роботах, то приходить ся проводити самостійні розрахунки або експеримент.

Загалом кажучи, основні гідродинамічні параметри затопленого струменя залежать від ступеня закручення потоку. Зі збільшенням закручення збільшується приосьова зона низького тиску та течії у зворотному напрямку [3]. Формування зворотного напрямку течії залежить від декількох параметрів, які найчастіше збирають в один комплекс й називають коефіцієнтом закручення або ступенем закручення потоку. Той або інший коефіцієнт закручення використовують в залежності від способу закручення потоку [4].

Закручення потоку, що перекачується можливо створити за допомогою завихрювачів (рис. 2). За місцем розташування завихрювачі можливо розділити на апарати з торцевим завихрювачем та з завихрювачем, розташованим на циліндричній поверхні каналу. Завихрювачі можуть бути лопатними, щілинними, завитковими, тангенціальними з одним або кількома патрубками [4].

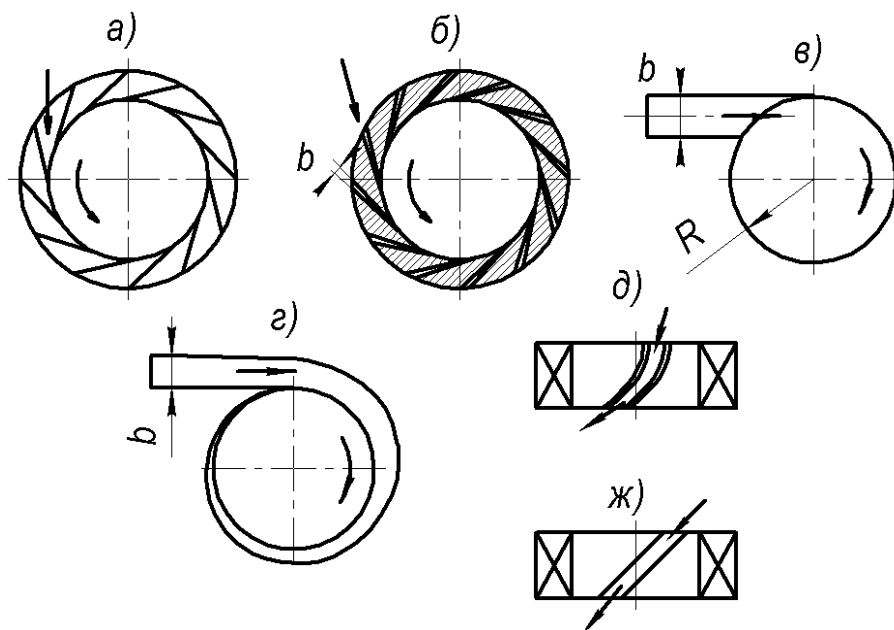


Рисунок 2 – Завихрювачі

а) лопатний; б) щілинний; в) із тангенціальним патрубком; г) завитковий; д), ж) торцеві лопатні

У перші роки досліджень закручених струменів у якості оцінки ступенів закручення використали геометричні параметри завихрювачів, але цей підхід пізніше привів до неможливості порівняння характеристик течій внаслідок використання різних способів створення закручення. Пізніше почали використовувати інтегральні параметри із урахуванням відносної величини потоку імпульсу в тангенціальному напрямку а, також циркуляцію швидкості. В роботі [5] в якості єдиного параметру, що найбільш повно враховує основні особливості закручених течій незалежно від способу їх генерації, використано інтегральний параметр закручення  $Y$  (параметр Хігера-Бера).

$$Y = \frac{\int_0^R \rho V_\tau V_z r^2 dr}{R \int_0^R \rho V_z^2 r dr},$$

де  $\rho$  – густина рідини,  $V_\tau$  – тангенціальна швидкість,  $V_z$  – аксіальна швидкість,  $R$  – радіус каналу.

За своєю сутністю інтегральний параметр закручення характеризує відносну величину потоків імпульсу, що переносяться в кутовому та аксіальному напрямках, і саме цей параметр використано в більшості публікацій присвячених закрученим течіям.

Для спрощення у великій кількості публікацій для вихрових камер аналізують число Россбі [1, 6]. Для вихрових камер число Россбі та ступінь обертання рідини визначають відношенням радіальної до тангенціальної складової швидкості біля циліндричної поверхні камери. Загалом, для

обертових потоків ступінь закручення можна визначити двома способами: відношенням тангенціальної швидкості до радіальної (спіральний рух) або відношенням тангенціальної швидкості до аксіальної (гвинтовий рух) [7]. Для подальшого аналізу оберемо в якості параметра, що характеризує закручення потоку, параметр спірального руху рідини, який розраховується за формулою

$$K = \frac{V_{\tau}}{V_z}.$$

На сьогоднішній день існує досить велика кількість програмних обчислювальних комплексів для проведення CFD розрахунків, що включають у себе велику кількість різних моделей турбулентності, однак у більшості публікацій автори доходять висновку, що однією з найкращих за обчислювальними витратами і похибками розрахунку моделей турбулентності є модифікована двошарова « $k-\omega$ » модель турбулентності переносу зсувних напруг Ментера (SST модель [6-8]), що враховує особливості течії біля твердих стінок і в зовнішньому потоці. Для більш кращого розрахунку закручених течій використовують коригування на кривизну ліній току, розроблене для SST-моделі [7-9].

В даній роботі, математичне моделювання течії здійснене із такими граничними умовами: на твердій стінці – умова прилипання рідини  $\bar{V}|_b = 0$ , у вхідному перетині задавалося значення двох компонент швидкості: аксіальної  $V_z$  та тангенціальної  $V_{\tau} = \omega r$ , у вихідних каналах – рівність нулю тиску  $p|_b = 0$ . Сіткове розбиття забезпечувало параметр  $y^+ < 2$ . Вирішення задач виконувалося в стаціонарній постановці для нестисливої рідини.

На рис. 3 показано результати розрахунку розподілу швидкості затопленого струменя з використанням та без використання коригування моделі турбулентності.

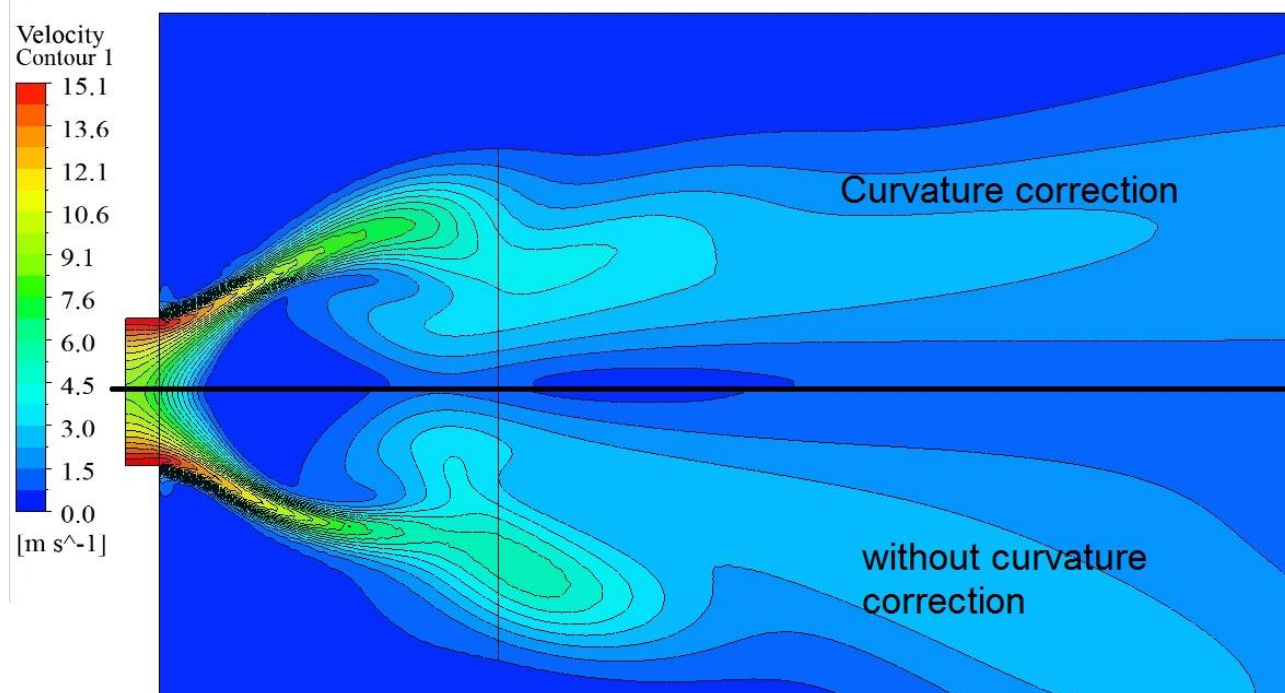


Рисунок 3 – Розподіл швидкості струменя

Використання коригування на кривизну ліній струму не приводить до значних змін у картині течії струменя (рис. 3, рис. 4).

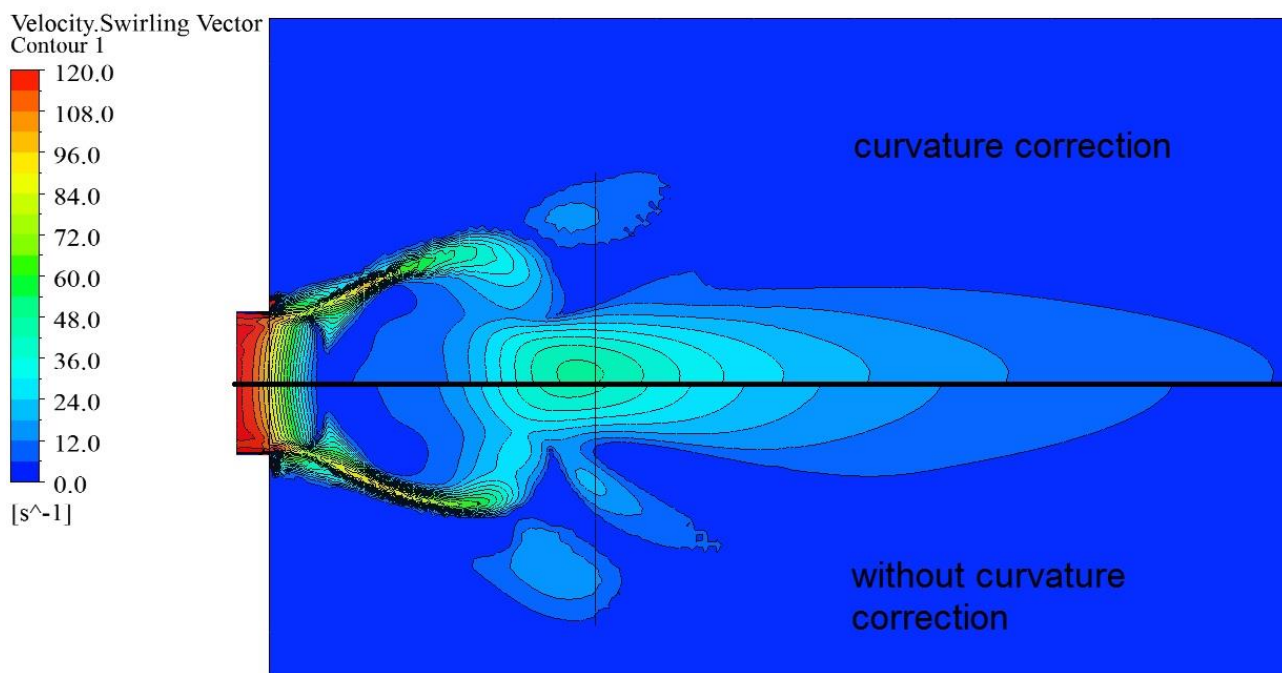


Рисунок 4 – Інтенсивність вихорів

На рис. 4 можна бачити наявність області обертання рідини біля осі. Також спостерігається збільшення області закрученої течії при використанні коригування на кривизну ліній струму.

**Висновки.** В роботі на основі числового моделювання шляхом вирішення рівнянь руху нестисливої рідини з SST моделлю турбулентності отримані розподіли швидкості та інтенсивності вихорів. Розрахунки зроблено з використанням та без використання коригування на кривизну ліній струму.

Спостерігається наявність області обертання рідини біля осі та збільшення області закрученої течії при використанні коригування на кривизну ліній струму.

### Література

1. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил: в 4-х т. /А.А. Халатов, А.А. Авраменко, И.В. Шевчук. – Киев: Ин-т техн. теплофизики НАН Украины, 2000 - т.3: Закрученные потоки. – 477 с.
2. Сьомін Д.О. Вихрові виконавчі пристрої: В 2-х частинах. Ч.2 Гетерогенні робочі середовища: монографія. / Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Мальцев Я.І., Войцеховський С.В., Роговий А.С., Дмитрієнко Д.В., Мальцева М.О. - Луганськ: вид-во СНУ ім. В.Даля, 2013. – 190 с.
3. Пиралишвили Ш.А. Вихревой эффект. Эксперимент, теория, технические решения / Ш.А. Пиралишвили, В.М. Поляев, М.Н. Сергеев. Под ред. А.И. Леонтьева. – М.: УНПЦ «Энергомаш», 2000. – 412 с.



4. Смульский И.И. Аэродинамика и процессы в вихревых камерах / И.И. Смульский. – Новосибирск: ВО «Наука». Сибирская издательская фирма, 1992. – 301 с.
5. Митрофанова, О.В. Гидродинамика и теплообмен закрученных потоков в каналах ядерно-энергетических установок / О.В. Митрофанова. - М. : Физ-матлит, 2010. - 288 с.
6. Сьомін Д.О. Вплив закручення потоку, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, А.М. Левашов. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. – № 20 (1192) – С. 68-71.
7. Роговий А. С. Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.05.17/ Андрій Сергійович Роговий; Харківський політехнічний ін-т, нац. техн. ун-т. – Харків, 2017. – 36 с.
8. Сємин Д.А. Верификация расчетов течений в вихрекамерных устройствах. / Сємин Д.А., Роговой А.С., Левашов А.М., Левашов Я.М. // Вісник НТУУ «КПІ». Сер. Машинобудування, 2016. – № 2 (77). – С. 71-78.
9. Rogovyi A.S. Verification of Fluid Flow Calculation in Vortex Chamber Superchargers/ A.S. Rogovyi // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. / МОН Украины, ХНАДУ. – Харьков, 2016. – Вып. 39. – С. 39-46.

Сахно Володимир Прохорович, д.т.н., професор, Національний транспортний університет, [svp\\_40@ukr.net](mailto:svp_40@ukr.net)

Поляков Віктор Михайлович, к.т.н., професор, Національний транспортний університет

Місько Євген Михайлович, аспірант, Національний транспортний університет

## **ДО ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ ТРИЛАНКОВОГО АВТОБУСНОГО ПОЇЗДА**

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

Метробус або нова система автобусного руху "Швидкісний автобусний транспорт" (Bus Rapid Transport, BRT) є результатом розвитку мережі автобусного суспільного транспорту. В порівнянні з метро цей проект володіє явними перевагами: менша вартість створення мережі, менша вартість рухомого складу, мобільність та ін. [1].

Система BRT має ряд незаперечних переваг [1]



- висока пасажиромісткість і ефективні платіжні системи забезпечують недорогий проїзд;

- висока швидкість пересування дозволяє метробусу перевозити вагому частку пасажиропотоку, що сприяє зменшенню кількості автомобілів на дорогах міста і, відповідно, зменшенню викидів відпрацьованих газів;

- розширена інформаційна система інформує пасажирів про розклад маршрутів.

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

Отже, основними перевагами BRT-систем є порівняно невелика вартість будівництва, швидкість будівництва лінії, невелика вартість автобусів, можливість гнучко змінювати пасажиропотік за рахунок інтенсивності руху, можливість частково використовувати лінію BRT для іншого спецтранспорту. Може використовувати як окремі полоси, так і частково рухатись по існуючих дорогах. При відокремлених полосах може розвивати велику швидкість у місті. Може мати різні маршрути на одній лінії, на відміну від метрополітену. Зменшує використання приватного автотранспорту, поліпшує транспорту ситуацію та дає можливість повністю відмовитись від невеликих маршрутних автобусів у містах. Ці переваги проявляються, перш за все, при максимальному використанні пасажиромісткості метробусів, тобто при застосуванні триланкових метробусів.

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

Особливістю проектування функціональних систем, забезпечуючих стійкість та керованість автопоїздів і метробусів (у подальшому АТЗ) є паралельні процеси їх конструювання, оптимізації і моделювання динаміки транспортного засобу в цілому при багатокритеріальності інколи протирічних задач.

Характеристики стійкості та керованості, як відомо, визначаються комбінацією експлуатаційних, масово-геометричних і конструктивних параметрів модулів АТЗ. У загальному випадку бажані сполучення вказаних параметрів з точки зору стійкості та керованості навіть для одного і того ж транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних навантажень і швидкостей руху бувають різними. Як, наслідок, є складність отримання на ранніх стадіях створення АТЗ точних конструктивних параметрів і кількісних показників за критеріями стійкості та керованості руху.

При розгляді питань стійкості руху триланкових АТЗ вона розглядається для двох схем керування – розімкнутої і замкнутої. При розімкнутій схемі керування оцінюється потенційна стійкість руху самого АТЗ, при замкнутій – стійкість руху системи водій – АТЗ.

Теоретичні засади аналізу базуються на основі математичних моделей прямолінійного та керованого рухів автопоїзда, що розроблені для дво- та триланкових автопоїздів [2]. На їх основі отримані диференціальні рівняння збуреного руху АТЗ, рівняння границь стійкості прямолінійного руху, рішення яких дозволяє визначити критичну швидкість руху, за допомогою якої можливо прогнозувати поведінку як керованих, так і некерованих транспортних засобів.

При русі АТЗ по прямолінійним ділянкам доріг, особливо з нерівним зношеним покриттям, на нього діють збурюючі сили, які передаються через колеса окремих ланок автопоїзда. Ці зусилля обумовлюють випадкові стохастичні повороти керованих коліс тягача і возика напівпричепа навколо шворнів в межах зазорів між деталями рульового приводу та пружних деформацій. Крім того, вони можуть підсилюватися кінематичними розлагодженнями між підвіскою і рульовим приводом. Якщо транспортний засіб потенційно нестійкий, то після закінчення дії збурення з'являється ймовірність виникнення коливань модулів або зміни напрямку руху транспортного засобу, втрати стійкості.

Визначення основних характеристик і оціночних показників стійкості та керованості АТЗ було проведено шляхом моделювання руху транспортного засобу.

Критична швидкість і порогова швидкість початку коливальної нестійкості визначались на основі аналізу січення простору параметрів прямолінійного руху АТЗ. Показано, що в межах експлуатаційних швидкостей метробус як з керованими, так і не керованими причіпними ланками знаходиться в зоні асимптотичної стійкості.

Вибір та оптимізація конструктивних та масово-геометричних параметрів модулів АТЗ базується на аналізі характеристик стійкості та керованості і порівнянні оціночних показників з нормативними. Зважаючи на те, що показники та параметри стійкості і керованості як прямолінійного, так і керованого рухів, є майже протилежними критеріями цих властивостей, процес знаходження оптимального варіанту можна розділити на два етапи.

Оскільки аналіз прямолінійного руху дає більш однозначні результати, то на першому етапі потрібно визначитися з параметрами транспортного засобу при прямолінійному русі за величинами критичної швидкості і порогової швидкості початку коливальної нестійкості. На другому етапі проводиться перевірка раніше отриманих параметрів на предмет задоволення показників керованості та стійкості керованого руху в неусталеному русі.

Якщо якийсь з параметрів не задовольняє критеріям стійкості та керованості (автопоїзд з керованими причіпними ланками за параметрами «запізнення реакції», час перехідного процесу, статична траєкторна керованість), його оптимізують.

Незважаючи на велику кількість масово-геометричних і конструктивних параметрів модулів транспортного засобу, які впливають на стійкість і керованість, як правило, на практиці у розпорядженні проектанта для оптимізації є обмежено їх число.

Для колісного модуля це кути встановлення коліс (нахилу шворня, розвалу та сходження), жорсткість рульового приводу, коефіцієнт в'язкого тертя в рульовому приводі, момент інерції керуючого колісного модуля і передаточне число рульового приводу. Для автомобіля це положення центра мас, положення опорно-зчіпного пристрою, співвідношення в кутах відведення коліс осей та закон їх зміни. Для причіпних ланок це їх база, положення точки зчепу з тягачем, тип системи керування, співвідношення в кутах відведення коліс осей та закон їх зміни. Вибору та оптимізації параметрів метробусів для всього спектру експлуатаційних швидкостей і навантажень з урахуванням їх можливих відхилень, обумовлених нестабільністю технологічного процесу масового виробництва або експлуатаційними факторами, будуть присвячені подальші дослідження.

### **Література**

1. <https://econet.ru/articles/4435-metrobus-ili-novaya-sistema-avtobusnogo-dvizheniya>.

2. Сахно В.П. Рівняння руху моделі чотириланкового причіпного автопоїзда /В.П.Сахно, В.Г.Вербицький, А.Є.Бондаренко, О.А.Енглезі //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ.–2007. Випуск 10.– С.117-120.

Филатов Сергей Валентинович, к.т.н., доцент кафедры ОТД Криворожского государственного педагогического университета

Торина Влада Николаевна, магистр кафедры ОТД Криворожского государственного педагогического университета

### **СНИЖЕНИЕ СЕБЕСТОИМОСТИ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ЖЕЛЕЗНОЙ РУДЫ БОЛЬШЕГРУЗНЫМИ КАРЬЕРНЫМИ АВТОСАМОСВАЛАМИ**

Удельный вес транспортных расходов в общих расходах на добычу полезных ископаемых при глубине карьеров 50-70 м составляет 35-40%, а при глубине 250-300 м 50-65%. Еще большую стоимость транспортные расходы будут иметь в карьерах с проектной глубиной разработки 650-700 м. При этом транспортные расходы могут вырасти до 70% от общих расходов на добычу полезных ископаемых.

На сегодняшний день часть добычи полезных ископаемых открытым способом в черной металлургии превышает 80%, цветной – 70%, угольной промышленности – 50%, нерудной и неметаллорудной – почти 100%. Анализ

работы действующих карьеров, изучения горнотехнических условий эксплуатации, свидетельствует о том, что главной проблемой открытых горных работ становится проблема транспорта. Независимо от оснащения карьеров новым транспортным оборудованием, автосамосвалами грузоподъемностью 110 тонн и выше, усовершенствование технологии и организации производства, себестоимость добычи 1 т сырой руды с каждым годом растет.

С переходом от плановой экономики к рыночным отношениям в структуре горно-металлургического комплекса Украины произошли значительные изменения. Чрезвычайно быстро, проходя ряд организационных этапов, он стал развиваться согласно концепции о развитии горно-металлургического комплекса Украины до 2020 года, которая одобрена Постановлением Верховной Рады. В частности отмечается, что одним из основных условий функционирования горно-металлургического комплекса есть переориентация производственного процесса на ресурсосберегающие технологии с целью снижения расходов на транспортировку железной руды большегрузными карьерными автосамосвалами и тем самым значительно снизить себестоимость конечного продукта, что даст возможность конкурировать украинскому горному сырью на международном рынке железной руды.

Как известно из конструкции автомобиля, колеса, имеют развал и сходжение. В конструкции большегрузного карьерного автосамосвала также есть развал и сходжение. Если смотреть спереди автомобиля на колеса то видно, что ось шкворня отклоняется от вертикали на угол  $\alpha$  – угол развала колес. В связи с этим, расстояние между верхними и нижними частями колеса не одинаково. Сверху это расстояние будет большим, а снизу – меньшим (Рис.1).

Если смотреть на передние колеса сверху, увидим, что плоскости в которых лежат колеса, отклоняются от продольной вертикальной осевой плоскости автомобиля, то есть колеса имеют сходжение. Величина сходжения – это разница расстояния между колесами по краям их ободов спереди и сзади (А-Б); регулируют ее, изменяя длину поперечной тяги (Рис.2).

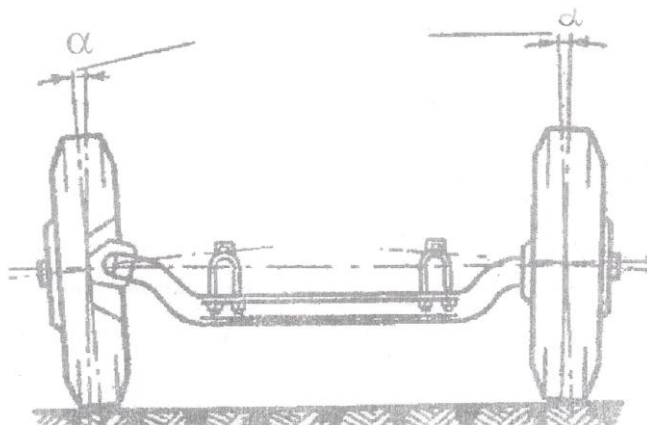


Рис. 1. Угол развала колес.

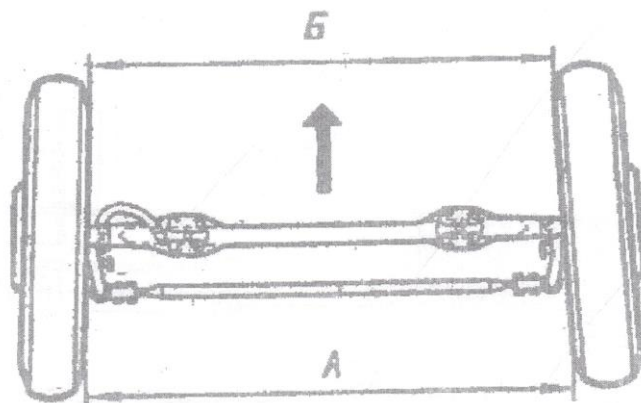


Рис .2. Угол схождения колес

Шкворни и колеса устанавливают так, чтобы повысить устойчивость управляемых колес во время движения автомобиля и облегчить управление ими. Величины углов установки шкворней, угол развала колес и их схождение для каждого автомобиля постоянны.

Таким образом, с помощью наклона шкворней в продольном и поперечном направлениях и предусмотрена автоматическая стабилизация передних колес, которые руководят направлением движения и силами, которые возникают при вращении наклонных колес.

На большегрузных карьерных автосамосвалах марки БелАЗ, KOMATSU, KATERPILLAR применены разнообразные конструкции рулевой трапеции. Для автосамосвалов (Рис. 3) применяется рулевая трапеция с поворотными цилиндрами 1, демпфирующим устройством 2, и поперечной рулевой тягой 3. Разница между размерами А и Б должна быть не больше 5 мм, а выхода штоку, цилиндру поворота  $B=325\pm 2$  мм.

При угле схождения, равному 4-5°, мощностью, которая тратится на движение колеса с уводом, приблизительно в 3 раза превышает мощность, которая тратится при прямолинейном движении этих колес. При этом сила тяги, необходимая для качения колеса с уводом, может быть в несколько раз больше силы, которую нужно приложить к нему при качении без увода.

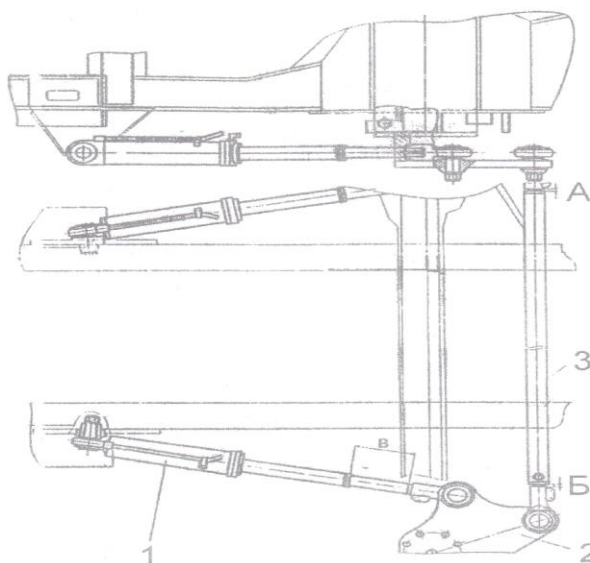


Рис 3. Рулевая трапеция большегрузного карьерного автосамосвала

Углы наклона шкворней на некоторых большегрузных карьерных автосамосвалах приведены в табл.1

Таблица 1. Углы наклона шкворней на большегрузных карьерных автосамосвалах

Марка автосамосвала	Угол развала колес, °	Угол схождения колес А-Б, (мм)
БелАЗ-7512	0,5-1	5-7
КОМАТСУНД-1200	0,5-1	5-7
КАТ 725	0,5-1	5-7

На величину и характер распределения удельных давлений значительное влияние имеет наклон колеса к дороге.

С ростом угла наклона колеса к дороге неравномерность распределения удельных давлений растет. Особенно большая неравномерность распределения удельных давлений наблюдается в направлении поперечной оси контакта. Эпюры распределения удельных давлений по плоскости контакта имеет оси симметрии. Форма контакта очень искажена и не похожа на эллипс или овал (Рис. 4).

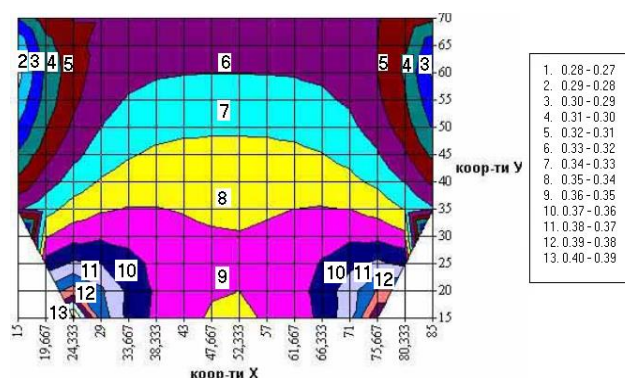


Рис. 4. Изолинии вертикальных напряжений SIGYY в колесе большегрузного автосамосвала при  $\beta_n = 0\%$  (базовый вариант)

Анализируя влияние нагрузки на шину большегрузного карьерного автосамосвала, можно сделать вывод, что деформирование шины большегрузного карьерного автосамосвала является сложным физическим процессом потому, что шина деформируется не только под весом вертикальной нагрузки, но и под величиной горизонтальных и касательных сил. В реальных условиях эксплуатации нормальная жесткость зависит от ряда факторов, а именно от динамических режимов нагрузки, формы опорной поверхности, формы и размеров неравномерностей, температуры и материалов шины. Поэтому сопротивление движения шины на поверхности дороги выясняется главным образом через гистерезис материала, то есть прогибом шины. На основе экспериментальных данных, затраты энергии распределяются таким образом: внутренние гистерезисные расходы составляют 90-95%, трение между шиной и дорогой 2-10%, сопротивление воздуха 1,5-3,5%

Поэтому, снижение себестоимости транспортирования железной руды большегрузными карьерными автосамосвалами за счет уменьшения коэффициента качения колеса, является актуальной задачей как горно-металлургической промышленности, так и экономики, экологии и транспорта.

### **Литература**

1. Чудаков Е.А. качение автомобильного колеса. –М. –Л.:Академиздат, 1948.-198с.
2. Долматовский Ю.А. Автомобиль в движении. – М.: Транспорт, 1987. – 312с.
3. ДСТУ. 2708-94. «Державна система забезпечення єдності вимірювань. Провірка засобів вимірювань. Організація і порядок проведення». Наказ Держстандарту №194 від 29.07.94. – К.: Держстандарт України. 24с.
4. Лабораторные исследования влияния профиля карьерной автодороги на параметры движения колеса большегрузного карьерного автосамосвала. /Ю.Б.Безлуцкий, С.В.Филатов, С.Л.Щербина, Д.Л.Репях// Разраб. руд. месторождений: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – Кривой Рог: КТУ, 2000. – Вып.71. – с.66-70

Филипковский Сергей Владимирович, к.т.н., с.н.с., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, sfilipkovskij@gmail.com

### **МЕТОД РАСЧЁТА НЕЛИНЕЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ**

Актуальность работы обусловлена повышением мощности и минимизацией веса современных транспортных средств, что связано с повышением динамических нагрузок на агрегаты и проявлением нелинейности динамических процессов в них. Проблему проектирования узлов двигателей, работающих при повышенных динамических нагрузках, можно решить разработкой и применением при проектировании моделей и методов анализа нелинейных колебательных процессов. Применение при проектировочных и поверочных расчётах нелинейных моделей и методов даёт возможность предсказать динамические процессы на тех режимах эксплуатации двигателя, на которых не удаётся при использовании линейных моделей.

Целью исследований является разработка моделей и методов анализа нелинейных колебательных процессов для проектирования валов двигателей.

Валы двигателей имеют сложную форму, участки разного поперечного сечения и сосредоточенные массы, которые обычно аппроксимируют дисками. Прогибы вала двигателя имеют одинаковый порядок с упругими деформациями подшипников.

Аппроксимацию деформированного вала такой конструкции трудно осуществить элементарными функциями, потому использован метод конечных



элементов. Конечные элементы аппроксимируют участки вала постоянного сечения. Детали, которые аппроксимируем сосредоточенными массами, и опоры помещены в узлах. Силы и моменты сил инерции дисков считаем линейными граничными условиями в узлах конечных элементов. Силы упругости подшипников считаем нелинейными граничными условиями в узлах. Интерполяционными полиномами этих конечных элементов являются функции изогнутой оси балки при единичных перемещениях узловых сечений.

Уравнения колебаний вала получены методом Галёркина при одновременной аппроксимации дифференциальных уравнений и граничных условий. Для анализа свободных колебаний используем метод нелинейных нормальных форм, который позволяет свести анализ системы с конечным числом степенями свободы к анализу осциллятора с одной степенью свободы. Следуя этому методу, все фазовые координаты представляем в виде функций одной пары фазовых координат – обобщённого перемещения, которое можно выбрать произвольно, и соответствующей ему обобщённой скорости. Элементы этих функций представляем рядами Тейлора.

Для удобства применения метода нелинейных нормальных форм силы упругости подшипников представлены в виде степенных рядов по обобщённым координатам. Уравнение колебаний по каждой нелинейных нормальных форм решается методом гармонического баланса. Построены формы и скелетные кривые свободных нелинейных колебаний ротора.

Балакина Екатерина Викторовна, д.т.н., профессор,  
Волгоградский государственный технический университет  
Горбатова Виктория Викторовна, аспирант,  
Волгоградский государственный технический университет,  
viktoriagorbatova@yandex.ru

## **О РАЗМЕРАХ И ФОРМЕ ИСКУССТВЕННЫХ ДОРОЖНЫХ НЕРОВНОСТЕЙ**

Установление закономерностей влияния размеров и формы искусственных дорожных неровностей для принудительного ограничения скорости движения ТС на безотрывность качения колеса, и совершенствование на их основе методики проектирования искусственных неровностей.

Проблема аварийности на автотранспорте приобрела особую остроту в последнее десятилетие. Число ДТП растет из года в год, как и число погибших в них людей.

Безопасность движения определяется активной и пассивной безопасностью автомобилей, дорожной инфраструктурой и водителем.

Для улучшения безопасности движения используют, в том числе, искусственные дорожные неровности, служащие для принудительного ограничения скорости движения. Их нормативные геометрические параметры, в зависимости от скорости ограничения движения автомобиля, обеспечивают



вертикальные виброускорения 15...36g, что негативно сказывается не только на напряженно-деформируемом состоянии элементов колеса, но и не обеспечивает надежного контакта колеса с дорогой при переезде искусственной неровности. Потеря контакта колеса с дорогой приводит к потере устойчивости движения, управляемости и тормозной динамики транспортного средства: легкового и грузового автомобиля, автобуса и прицепа. Ситуация усугубляется при переезде неровности колесами полуприцепа, когда нарушение их контакта с опорной поверхностью приводит к явлению виляния полуприцепа.

Поэтому является весьма важным установление закономерностей влияния размеров и формы искусственных дорожных неровностей на безотрывность качения колеса, и совершенствование на их основе методики проектирования искусственных неровностей.

Конструкции типовых искусственных неровностей (ИН) должны состоять из ряда однотипных геометрически совместимых основных и краевых элементов [1].

Общий вид типовых ИН показан на рисунке 1а и б.

Размеры элементов типовых ИН в настоящее время принимают в зависимости от требуемого ограничения максимальной скорости движения, а именно длина хорды ИН и высота его гребня принимаются от установленной максимальной скорости движения в соответствии [1].

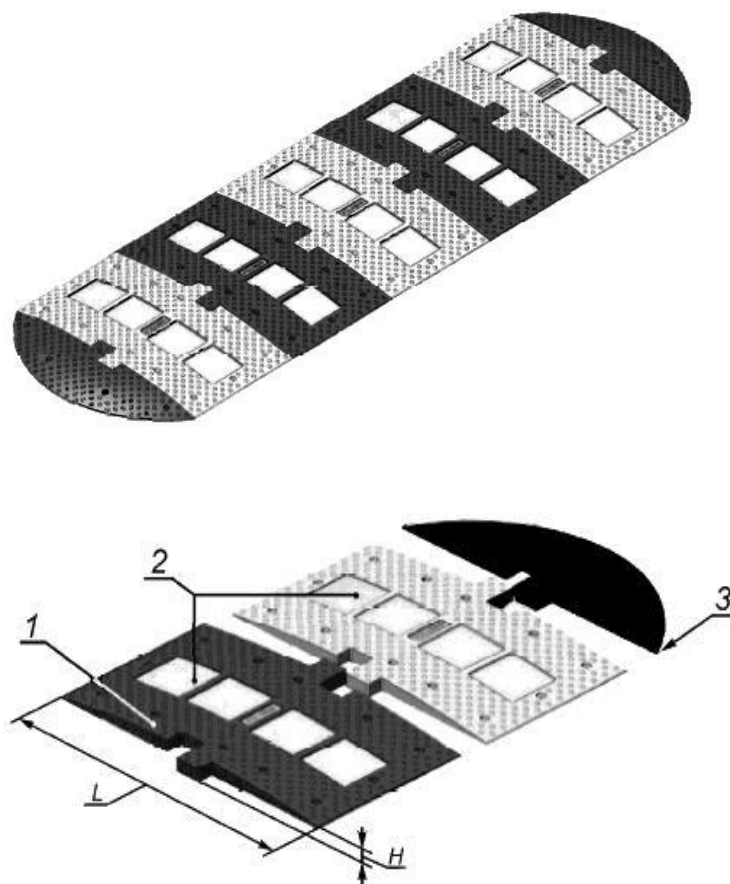


Рис. 1 - Типовая ИН: *a* - общий вид ИН, состоящих из основных и краевых элементов; *б* - общий вид фрагментов ИН, состоящих из основных и краевого элементов; *1* - основной элемент; *2* - световозвращающие элементы; *3* - краевой элемент; *L* - длина хорды; *H* - высота гребня

Известно, что размеры и форма неровностей опорной поверхности влияют не только на плавность хода автомобиля, но и на параметры его устойчивости движения.

Под руководством профессора И.В. Балабина проводились работы по оптимизации параметров ИН по критерию сохранения целостности и отсутствия деформации колесного диска [2].

Авторы данной работы занимаются выбором параметров ИН по критерию сохранения контакта колес транспортного средства с опорной поверхностью.

### Литература

1. ГОСТ 32964-2014 Дороги автомобильные общего пользования. Искусственные неровности сборные. Технические требования. Методы контроля (с Поправкой). – М: Стандартинформ, 2014. – 13С.

2. Груздев, Александр Сергеевич. Аналитический метод расчета напряженно-деформированного состояния диска колеса грузового автомобиля : диссертация ... кандидата технических наук : 05.05.03 / Груздев Александр Сергеевич; [Место защиты: Моск. гос. техн. ун-т (МАМИ)].- Москва, 2010.- 208 с.: ил. РГБ ОД, 61 11-5/152.

Волошко Тарас Андрійович, старший судовий експерт, Харківській Науково-дослідний експертно - криміналістичний центр МВС України, diesel077728@gmail.com

### ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ, ПОВ'ЯЗАНІ З ВИЗНАЧЕННЯМ МОМЕНТУ ВИНИКНЕННЯ НЕБЕЗПЕКИ ДЛЯ РУХУ

В процесі керування автомобілем виникають різні ситуації, при яких водію необхідно за короткий проміжок часу виконувати різноманітні дії. Для того, щоб вирішити чи виконав водій вимоги Правил дорожнього руху, необхідно провести технічну оцінку дій водія та визначити, які дії з числа можливих для даних умов потрібно було виконати водію, зіставити дії, що вимагалися з виконаними в дійсності. Для вирішення питання, як повинен був діяти водій в відповідності з вимогами правил дорожнього руху, важливе значення має момент виникнення небезпеки, перешкоди для руху.

Під небезпекою розуміють зміну дорожньої обстановки (у тому числі поява рухомого об'єкта, який наближається до смуги руху транспортного засобу чи перетинає її) або технічного стану транспортного засобу, яка

загрожує безпеці дорожнього руху і змушує водія негайно зменшити швидкість або зупинитися.

Згідно вимог Правил дорожнього руху, у разі виникнення небезпеки для руху, водій повинен виконати дії, направлені на зменшення швидкості. Структурно небезпеку для руху можна виразити в вигляді двох взаємозв'язаних складових частин: перешкода та небезпека. Першим структурним елементом є пішохід, автомобіль, проїзна частина та інше. Але само по собі джерело ще не утворює небезпеки, як такої.

Оцінка дорожньо-транспортної ситуації потребує вирішення трьох основних питань: чи є джерело небезпеки, які заходи необхідно виконати для запобігання ДТП та в який момент слід задіяти ці заходи.

У Правилах дорожнього руху України не наведено рекомендацій про те, в який момент слід оцінити ситуацію як небезпечну. Аналіз ДТП свідчить про те, що причиною їх виникнення може виступати водій, автомобіль, проїжджа частина та навколишнє середовище.

В процесі керування транспортним засобом водій зобов'язаний не тільки реагувати на конкретну небезпеку, але й вміти по окремих ознаках визначити можливість виникнення небезпеки для руху. Тобто водій повинен мати вміння передбачати небезпеку для руху.

Таким чином, від моменту виникнення небезпеки для руху повністю залежить висновки експертизи та оцінка дій водія. Діяльність експерта пов'язана з аналізом механізму ДТП. Тому, велика кількість різних ситуацій дозволяє встановлювати закономірності, які стосуються моменту виникнення небезпеки для руху, з якого водій повинен виконати дії, направлені на зменшення швидкості руху чи зупинки транспортного засобу.

До основних критеріїв, які впливають на момент виникнення небезпеки для руху, можливо віднести організація руху, межі проїжджої частини, видимість елементів проїжджої частини, характер руху пішохода і його поведінка, швидкість та характер руху транспортного засобу, дорожня обстановка та оцінка дорожньої обстановки водієм.

Під час дослідження різних механізмів ДТП виникає ряд питань, які не дозволяють на достатньо методичному рівні визначитись з моментом виникнення небезпеки, а відповідно вирішити питання технічної можливості уникнення ДТП та оцінки дій водія транспортного засобу.

Вказані проблемні моменти слід розділити на два види, а саме: підготовка матеріалів кримінального провадження (вихідних даних) та відсутність належної методики по визначенню моменту виникнення небезпеки для руху.

Не виникає труднощів з визначенням моменту виникнення небезпеки у простій ситуації, наприклад під час наїзду на пішохода на пішохідному переході. Більш складні при визначенні моменту є ситуації, де здійснюється наїзд на дітей, у тому числі де вік дітей не можна віднести до малолітніх, але від них неможливо вимагати виконання Правил дорожнього руху. Не прості ситуації, в якій з боку пасажирів під час руху були виконані дії, які перешкоджали керуванню автомобілем; коли на шляху руху пішохода, велосипедиста чи транспортного засобу, якій раптово змінив напрямок руху, є

нерухома перешкода, яка знаходиться в полі зору других учасників руху та багато інших.

Тому питання визначення моменту виникнення небезпеки для руху при проведенні судових автотехнічних експертиз залишається актуальним та потребує постійного удосконалення.

### **Література**

1. Актуальні питання теорії та практики судової автотехнічної експертизи. Збірник матеріалів міжнародного науково-практичного семінару. Харків. 2005.
2. Кристи Н.М. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы. – М.: ЦНИИЛСЭ, 1971.
3. Судебная автотехническая экспертиза. ч. 2. под ред. Илларионова В.А. – М.: ВНИИСЭ, 1980.
4. Шевцов С.О. Можливості використання спеціальних знань при розслідуванні дорожньо-транспортних пригод. – Харків. 2005.
5. Правила дорожнього руху України. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon5.rada.gov.ua/laws/show/1306-2001-п>.

Галабурда Віталій Олександрович, судовий експерт,  
Геращенко Валерій Дмитрович, судовий експерт,  
Пасечнік Дмитро Вячеславович, судовий експерт,  
Садовий Сергій Сергійович, старший судовий експерт, Київський НДЕКЦ  
МВС України

### **ВПЛИВ ПРОТЕКТОРА ШИН НА КЕРОВАНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ ТА НЕБЕЗПЕКА АКВАПЛАНУВАННЯ**

Велике значення для забезпечення хороших зчіпних якостей шин, має тип і стан малюнка протектора. На шинах легкових автомобілів найчастіше застосовують дорожній малюнок протектора. Площа виступів малюнка протектора досягає 85% від всієї поверхні бігової доріжки. Сам малюнок протектора найчастіше являє собою поєднання окружних поздовжніх ребер з щілиноподібними канавками і прорізами. Наявність цих канавок і прорізів сприяє розриву водяної плівки і забезпечує відведення вологи з поверхні контакту.

Для забезпечення надійного зчеплення коліс автомобіля з дорогою, вкритою шаром снігу, необхідний інший малюнок протектора - зимовий. Для зимового малюнку протектора характерна наявність елементів протектора

різної форми, розділених більш широкими канавками та виступами малюнка протектора мають різноманітну конфігурацію. Площі виступів шип з зимовим малюнком протектора складають 55-65% від загальної площі бігової доріжки шини. Глибина малюнка протектора зимових шин більше, ніж у шин з дорожнім (літнім) малюнком протектора.










Великий вплив на величину зчеплення і безпеку руху має стан (знос) малюнка протектора при русі автомобіля по дорозі, покритій шаром води під час дощу. На такій дорозі помічається різке зниження коефіцієнта зчеплення, яке тим помітніше, чим вище швидкість руху і чим більше товщина водяного шару. Це відбувається внаслідок того, що вода не встигає відводитися із зони контакту.

При певних значеннях швидкості і товщини шару води через дії гідродинамічних сил на вході в контактну зону утворюється водяний кліп, який підвищує шину над опорною поверхнею. Подальше збільшення швидкості призводить до поширення цього клина на всю площину контакту і шина «спливає» на шарі води над поверхнею дороги. В цьому випадку колесо втрачає контакт з дорогою і досить дуже незначного зовнішнього впливу (навіть пориву вітру), щоб автомобіль змінив траєкторію руху. Збільшення зносу малюнка протектора зменшує його здатність до видалення необхідного обсягу води із зони контакту, так як зменшується глибина дренажних канавок. Збільшення ж швидкості руху зменшується час контактування шини з опорною поверхнею і тим самим час для відводу води. Це явище називається акваплануванням.

Ефект аквапланування - повна втрата зчеплення з дорожнім покриттям, викликана присутністю безперервного водяного шару, що відокремлює шини рухомого транспортного засобу від поверхні. При цьому транспортний засіб стає практично некерованим. Виникає, коли швидкість досягає критичного значення, при якому колесо не встигає видавлювати з-під себе воду, в результаті під колесом утворюється водяна плівка товщиною в кілька міліметрів і транспортний засіб в буквальному сенсі спливає. Якщо під колесами дзеркально гладка траса - ризик виникнення аквапланування незрівнянно вищий, ніж на крупнозернистому покритті: на ньому воді необхідно покрити на кілька міліметрів всі виступаючі горбки, щоб створити умови для того, щоб автомобіль «поплив».

При збільшенні швидкості їзди та зносі шин площа плями контакту шини та дорогою значно зменшується. На малюнку показано розмір плями контакту шини з дорогою з різною глибиною малюнка протектора при шарі води товщиною три міліметри та швидкості їзди 75 км/год. Площа контактної поверхні автомобіля зі зношеними шинами та глибиною протекторного малюнка 1,6 мм при такій їзді, становить лише 16 відсотків від площі контактної поверхні шин нерухомого автомобіля.

Таблиця 1 – залежність швидкості автомобіля та зносу шин на коефіцієнт зчеплення під час аквапланування

Tread depth Speed	New summer tyre 8 mm	Safety recommendation 4 mm	Totally worn out 1,6 mm
5 km/h	 100 %	 100 %	 100 %
75 km/h	 74 %	 58 %	 16 %
125 km/h	 47 %	 11 %	 6 %

Збільшення зносу малюнка протектора зменшує його здатність до видалення необхідного обсягу води із зони контакту, так як зменшується глибина дренажних канавок. Збільшення ж швидкості руху скорочує час контактування шини з опорною поверхнею і тим самим час для відводу води, внаслідок чого знижується критична швидкість аквапланування. Чим більше знос протектора, тим сильніше падіння зчепних якостей шини на мокрій дорозі. Тому з метою забезпечення безпеки руху на мокрих дорогах прийнято обмежувати експлуатацію зношених шин.

### Коефіцієнт зчеплення шин з дорогою

Тип покриття	Значення коефіцієнта зчеплення	
	на сухому покритті	на мокрому покритті
Асфальтобетон	0,7 – 0,8	0,4 – 0,6
Булижник, щебінь	0,6 – 0,7	0,3 – 0,5
Грунт	0,5 – 0,6	0,2 – 0,4
Сніг	0,2 – 0,3	
Ожеледь	0,1 – 0,2	

Проблема в тому, як враховувати вплив ефекту аквапланування шин автомобіля на вибір коефіцієнту зчеплення шин з опорною по верхньою при проведенні авто технічної експертизи. Тобто експерту не зовсім зрозуміло, який коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою буде у автомобіля під час сильної зливи

на швидкості 90-130 км/год, а який – на швидкості до 50 км/год. Якщо опиратися на таблицю 1 цей коефіцієнт зчеплення буде різним, а якщо за експертними вказівками, то у діапазоні 0,4-0,6. Тим паче, не зрозуміло як буде впливати на цей коефіцієнт знос протектору шин.

Кашканов Андрій Альбертович, к.т.н., доцент, докторант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, a.kashkanov@gmail.com

## **ПРОБЛЕМНІ ПИТАННЯ НАУКОВО-МЕТОДИЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСПЕРТНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ ПРИГОД**

Сучасна судова автотехнічна експертиза (САТЕ) є експертним дослідженням, що проводиться з метою встановлення механізму і обставин ДТП з врахуванням показників технічного стану транспортних засобів (ТЗ), якості та параметрів дороги, психофізіологічних характеристик її учасників та інших факторів [1]. Проведення САТЕ потребує наявності та застосування при її проведенні спеціальних знань в галузі механіки, метрології, психофізіології – знань, які відповідають сучасному рівню розвитку цих наук, знань теорії та практики водіння автомобіля, знань та використання сучасної нормативно-технічної бази в цих галузях – стандартів, норм, правил.

Оскільки оцінка параметрів руху ТЗ є базовим елементом аналізу аварійних ситуацій, основні методи сучасної САТЕ ґрунтуються на теорії експлуатаційних властивостей автомобіля, яку в свій час розвивали: М. Є. Жуковський, Я. М. Певзнер, Е. А. Чудаков, Н. А. Бухарін, Г. В. Зимелев, Б. С. Фалькевич, А. Б. Гредескул, В. Г. Розанов, В. А. Іларіонов, Я. Х. Закін, А. С. Литвинов, А. Ф. Нефедов, Л. Н. Височін, А. А. Хачатуров, Ю. Мацкерле, В. Л. Афанасьєв, Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд, А. С. Федосов, А. А. Мартинюк, Л. Г. Лобас, Н. В. Нікітіна, Дж. Вонг, Я. Е. Фаробін, В. С. Шупляков, Д. А. Антонов, А. І. Гришкевич, М. М. Альокса, В. П. Сахно, М. Ю. Основенко, M. Burckhardt, J. C. Dixon, А. М. Туренко, М. А. Подригало, В. І. Клименко, J. Reimpell, J. W. Betzler, Н. В. Рачејка, В. К. Вахламов, R. N. Jazar, G. Genta, L. Morello, В. П. Волков, А. П. Солтус, С. Я. Ходирєв, С. М. Шуклінов, О. В. Сараєв, С. Й. Ломака, Л. О. Рижих, Д. М. Леонтьєв та багато інших.

З точки зору безпеки руху та експертизи аварійних ситуацій теорію експлуатаційних властивостей автомобіля розглядали Ю. А. Долматовский, М. Леру, Е. Бена, І. Госковец, І. Штикер, В. А. Бекасов, Д. Коллінз та Д. Морріс, Н. М. Крісті, І. С. Джонс, В. А. Іларіонов, Р. Байєтт та Р. Уоттс, Б. Є. Боровський, M. Danner, J. Halm, П. В. Галаса, О. В. Лукошавичене, C. G. Russell, Ф. Х. Ермаков, Ю. Б. Суворов, С. А. Смирнова, Е. Р. Домке, M. Brach, R. Brach, Н. Я. Говорущенко, І. І. Чава, О. М. Сумець, Н. Franck, D. Franck, Н. Steffan, В. А. Пучкин, С. А. Евтюков, Я. В. Васильєв, А. М. Туренко, В. І. Клименко, О. В. Сараєв, С. В. Данець, D. Struble, Н. Burg, A. Moser та багато інших.

Діючі методики оцінки параметрів руху ТЗ та дослідження певних видів ДТП містяться в переліку робіт, які рекомендовані Міністерством Юстиції України [2]. Існує перелік рекомендованих робіт, які використовуються в експертній практиці Європейської мережі криміналістичних установ [3], до якої входить Державний науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України. З метою підвищення якості розслідування обставин ДТП та досягнення об'єктивного висновку під час слідства і суду Міністерством юстиції України затверджені науково-методичні рекомендації з питань підготовки та призначення судових експертиз та експертних досліджень, які передбачають перелік основних питань з автотехнічної експертизи (табл. 1) [4]. Крім питань з рекомендованого переліку слідчим та судом можуть бути сформульовані інші питання, що не виходять за межі компетенції експерта автотехніка.

Таблиця 1 – Затверджений перелік основних питань автотехнічної експертизи дорожньо-транспортних пригод

Питання автотехнічної експертизи	Залежності, що описують взаємозв'язки вхідних та вихідних змінних [1-3]	Вхідні параметри, що мають елементи невизначеності
1	2	3
1. Якою була швидкість ТЗ у різні моменти розвитку ДТП?	$V_a = 1.8 \cdot j_a \cdot t_3 + \sqrt{26 \cdot S_u \cdot j_a}$ , $V_a = \sqrt{26 \cdot S_b \cdot j_a}$	$j_a, t_3, S_u, S_b$
2. Яка була швидкість ТЗ з урахуванням пошкоджень, які він отримав при зіткненні?	$\frac{m_1 \cdot v_{a1}^2}{2} + \frac{m_2 \cdot v_{a2}^2}{2} + \frac{J_1 \cdot \omega_{a1}^2}{2} + \frac{J_2 \cdot \omega_{a2}^2}{2} =$ $= \frac{m_1 \cdot V_{a1}^2}{2} + \frac{m_2 \cdot V_{a2}^2}{2} + \frac{J_1 \cdot \Omega_{a1}^2}{2} + \frac{J_2 \cdot \Omega_{a2}^2}{2} + A_d$	$V_a, A_d, \omega, \Omega$
3. Яка максимально припустима швидкість ТЗ за умови даної видимості дороги?	$V_v = 3,6 \cdot j_a \cdot T \cdot \left[ \sqrt{\frac{2 \cdot S_v}{j_a \cdot T^2} + 1} - 1 \right]$ , $T = t_1 + t_2 + 0.5 \cdot t_3$	$S_v, j_a, t_1, t_2, t_3$
4. Яка максимально припустима швидкість ТЗ на закругленні дороги даного радіуса?	$V_k = \sqrt{127 \cdot R \cdot \frac{\mu' \pm \operatorname{tg} \beta}{1 \mp \mu' \cdot \operatorname{tg} \beta}}$ , $V_k = \sqrt{127 \cdot R \cdot \mu'}$ , $V_k = \eta_k \cdot \sqrt{127 \cdot R \cdot \frac{B \pm 2 \cdot h \cdot \operatorname{tg} \beta}{2 \cdot h \mp B \cdot \operatorname{tg} \beta}}$ , $\mu' = 0.8 \cdot \mu$	$\mu, R$
5. Який гальмовий та (або) зупинний шлях ТЗ за певної швидкості його руху в умовах даної дорожньої обстановки?	$S_b = (t_2 + 0.5 \cdot t_3) \cdot V_a + V_a^2 / (2 \cdot j_a)$ , $S_0 = (t_1 + t_2 + 0.5 \cdot t_3) \cdot V_a + V_a^2 / (2 \cdot j_a)$	$t_1, t_2, t_3, V_a, j_a(\mu)$
6. Яка відстань необхідна для безпечного обгону попутного ТЗ в умовах даної дорожньої обстановки?	$S_M = V_a \cdot (t_1 + t_{2r}) - L_{pg} + x_{Mn} + t_n \cdot V_n \cdot \cos \alpha$ , $x_{Mn} = x_M + L_{pg} \cdot \cos(\gamma_M \cdot 180 / \pi)$ , $(V_a \cdot t_\theta) / 1.11 = 0.25 \cdot V_a \sqrt{y_M / \mu'}$ , $S_M \leq S_a$	$t_1, t_{2r}, V_a, t_n, t_\theta$
7. Яка найменша безпечна дистанція між ТЗ в умовах даної дорожньої обстановки?	$S_{bd} = S_0 - S_b$	$t_1, t_2, t_3, V_a, j_a(\mu)$
8. Чи мав водій технічну можливість шляхом екстреного гальмування зупинити ТЗ з моменту виникнення небезпеки для руху, не доїжджаючи до перешкоди (пішохода)?	$S_0 < S_a$ $S_a = V_a \cdot t_n$	$t_1, t_2, t_3, V_a, j_a(\mu), t_n$



9. Чи мав водій технічну можливість запобігти наїзду з моменту виникнення небезпеки для руху або з моменту виявлення перешкоди для руху?	$S_0 < S_a$ $S_M < S_a$	$t_1, t_2, t_3, V_a, j_a(\mu), t_n$
10. З якою швидкістю рухався ТЗ? Якщо ця швидкість перевищувала встановлені обмеження, то чи мав водій технічну можливість уникнути контакту з перешкодою, якщо б ця швидкість не перевищувала припустиму?	Логічний висновок на основі співставлення результатів розрахунку параметрів руху ТЗ та вимог ПДР	$j_a, t_3, S_u, S_b$
11. Чи відповідали дії водія технічним вимогам Правил дорожнього руху?	Логічний висновок на основі співставлення результатів розрахунку параметрів руху ТЗ та вимог Правил дорожнього руху	–
12. Як повинен був діяти водій у даній дорожній обстановці згідно з технічними вимогами Правил дорожнього руху?	Логічний висновок на основі співставлення результатів розрахунку параметрів руху ТЗ та вимог Правил дорожнього руху	–
13. Чи були з технічної точки зору дії водія ТЗ у причинному зв'язку з виникненням ДТП?	Логічний висновок на основі співставлення результатів розрахунку параметрів руху ТЗ та вимог Правил дорожнього руху	–
$V_a$ – швидкість ТЗ, км/год (м/с); $j_a$ – усталене сповільнення ТЗ, м/с <sup>2</sup> ; $t_1$ – час реакції водія, с; $t_2$ – час спрацювання гальмівного приводу, с; $t_{2r}$ – час спрацювання рульового керування, с; $t_3$ – час наростання сповільнення, с; $S_u$ – довжина слідів гальмування (юзу), м; $S_b$ – відстань, яку подолав ТЗ в режимі гальмування, м; $\mu$ та $\mu'$ – коефіцієнт зчеплення в поздовжньому та поперечному напрямку відповідно; $R$ – радіус повороту дороги, м; $S_v$ – відстань видимості дорожніх об'єктів, м; $V_v$ – безпечна швидкість ТЗ за умов видимості, км/год (м/с); $v_i$ – швидкість $i$ -го ТЗ до удара; $V_i$ – швидкість $i$ -го ТЗ після удара; $J_i$ – момент інерції $i$ -го ТЗ; $\omega_i$ – кутова швидкість обертання $i$ -го ТЗ до удара навколо вертикальної осі; $\Omega_i$ – кутова швидкість обертання $i$ -го ТЗ після удара навколо вертикальної осі; $V_n$ – швидкість руху перешкоди, м/с; $t_n$ – час існування перешкоди, с; $t_\theta$ – час повороту передніх коліс на кут $\theta$ , с; $S_a$ – відстань від ТЗ до перешкоди в момент виникнення небезпеки для руху, м; $S_M$ – відстань, необхідна для здійснення маневру, м		

Для відповіді на наведені вище питання експерту достатньо розрахувати ті чи інші параметри за відомими з теорії експлуатаційних властивостей автомобіля формулами. Облік невизначеності розрахункових значень змінює характер результатів розрахунку. Невизначеність може мати стохастичну або нечітку природу. При прийнятті рішень стохастична невизначеність виникає при використанні даних, про які відомі не точні значення, а їх статистичні оцінки. Нечітка невизначеність властива практично будь-якій ситуації експертного оцінювання і може бути об'єктивною, властивою всім реальним величинам чи суб'єктивною, властивою людській природі в цілому, і особливо можливостям людини оцінювати інформацію. Отже, розробка методик розрахунку, що дозволяють зменшити величину невизначеності параметрів руху учасників ДТП є актуальною науковою проблемою.

### Література

1. Туренко А. М. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП : підручник для вищих навчальних закладів / А. М. Туренко, В. І. Клименко, О. В. Сараєв, С. В. Данець. – Харків : ХНАДУ, 2013. – 320 с.

2. Про затвердження переліків рекомендованої науково-технічної та довідкової літератури, що використовується під час проведення судових експертиз. Наказ Міністерства юстиції України від 30 липня 2010 року № 1722/5. К., 2010. 94 с.

3. European Network of Forensic Science Institutes. Best Practice Manual for Road Accident Reconstruction, ENFSI, ENFSI-BPM-RAA-01. Version 01 - November 2015. Retrieved from [http://enfsi.eu/wp-content/uploads/2016/09/4.\\_road\\_accident\\_reconstruction\\_0.pdf](http://enfsi.eu/wp-content/uploads/2016/09/4._road_accident_reconstruction_0.pdf).

4. Науково-методичні рекомендації з питань підготовки та призначення судових експертиз та експертних досліджень (у редакції наказу Міністерства юстиції України від 26.12.2012 № 1950/5 зі змінами № 1350/5 від 27.07.2015).

Кіріченко Ігор Сергійович, старший судовий експерт, Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, [kis11501103@gmail.com](mailto:kis11501103@gmail.com)

## **ПЕРСОНАЛЬНИЙ ЕЛЕКТРОТРАНСПОРТ І НЮАНСИ ПДР**

Діючі в Україні Правила дорожнього руху визначають поведінку різних учасників на дорозі - від автомобілів до гужового транспорту. У них, однак, немає сучасного електротранспорту - електричних велосипедів, самокатів, моноколів. Це залишає масу можливостей для вільного трактування «можна» і «не можна» як для тих, хто за кермом, так і для поліції.

Ще зовсім недавно світ транспортних засобів був просто і зрозуміло класифікований. Були механічні транспортні засоби - автомобілі, мотоцикли, мопеди, - а також трамваї, велосипеди і гужова тяга. Для кожного з них Правила дорожнього руху ще півстоліття тому розклали все по полицях: де і як їм рухатися, які права і обов'язки тих, хто управляє транспортними засобами.

Але розвиток технологій кардинально змінює склад учасників дорожнього руху. На дорогах і тротуарах наших міст стає все більше електробайків, електросамокатів, моноколів. А в Європі, США і Китаї - справжній бум індивідуального транспорту.

Новинкам пророкують велике майбутнє - адже ці зручні засоби пересування допомагають людям швидше добиратися до кінцевої точки свого маршруту (наприклад до роботи) від автопарковки або від зупинки автобуса.

Одним з головних нюансів стають правила дорожнього руху для цих учасників. І якщо Європа займається регулюванням «електрифікованих» учасників дорожнього руху вже більше 10 років, то українські ПДР в цьому питанні поки чисті, як білий аркуш.

Яких же правил повинен дотримуватися людина, керуючий, наприклад, моноколесом або електросамокатом?

В Європі регулювання «електрифікованих» учасників дорожнього руху побудовано на двох основоположних принципах. Перший - безпека як самого «водія» такого транспортного засобу, так і інших учасників дорожнього руху. Другий - відповідальність перед третіми особами в разі ДТП.

В даний момент дозволений в Європі електробайк може мати електромотор потужністю не більше 250 Вт, який лише допомагає велосипедисту крутити педалі і не може самостійно приводити байк в рух. Такий байк не повинен розвивати швидкість понад 25 км/год. Європейське законодавство вважає його, по суті, велосипедом. Однак з травня 2018 року в ЄС активно обговорюють законопроект про введення обов'язкового страхування відповідальності електробайкерів перед третіми особами - точно такий же, як обов'язкове страхування для водіїв автомобілів (то, що ми називаємо автоцивілкою). Аргументація законодавця така: «участь у дорожньому русі нових типів моторизованого транспорту - таких як електровелосипеди, сігвеї, електроскутери та ін. - може призводити до ДТП, постраждалі в яких повинні бути захищені і зможуть отримати належну компенсацію».

Законослухняний європеєць, який бажає виїхати на дорогу на електровелосипеді з мотором потужністю понад 250 Вт, зобов'язаний спочатку зареєструвати його в поліції, мати водійські права як мінімум на мопед, пересуватися виключно в шоломі і, звичайно ж, мати «автоцивілку». Втім, в різних країнах регулювання для персонального електротранспорту дуже різні. Так, всі держави Об'єднаного Королівства - Британія, Австралія, Нова Зеландія - взагалі заборонили пересування на подібних апаратах аж до вироблення відповідного законодавства, що регламентує їх використання.

У більшості німецьких земель (а також в Данії, Швейцарії, Нідерландах, Японії) на сігвеях можна їздити по дорогах загального користування, проте потрібно їх зареєструвати, обладнати габаритної світлотехнікою, мати водійські права на мопед і відповідну «автоцивілку» мінімум за €60 на рік. І тільки влада землі Саар прирівняла сігвей до велосипеда.

У Франції та Бельгії великодушно дозволили їздити по тротуарах на гіроскутерах і моноколесах. У Канаді на саморухомі гаджети дивляться крізь пальці - начебто і не можна, але нікого не карають. А в США все залежить від штату: у Нью-Йорку, наприклад, персональний електротранспорт під заборonoю, і порушників штрафують, а у Вашингтоні - навпаки, ніяких лімітів. У Швеції такі засоби пересування допускають на велодоріжки. А в Чехії дозволяють їхати по тротуару, проте не швидше пішохода, а по велодоріжці - не швидше «середнього» велосипедиста. При цьому їзда по дорогах для автомобілів заборонена.

Українські ПДР поки «не бачать» нічого з нових видів персонального електротранспорту. Природно, і громадянської відповідальності у їх «водіїв» немає. Ймовірно, за «видатне» порушення або якщо хтось із пішоходів поskarжиться поліцейському, то порушника можуть оштрафувати на 51 гривню за «пішохідної» статті, на жаль, навіть, якщо хтось на такому електротранспорті стане безпосереднім винуватцем ДТП. Тому поки залишається дотримуватися здорового глузду - наприклад, пересуваючись на моноколесі, використовувати шолом і наколінники, не їздити по жвавих тротуарах і вибирати безпечну швидкість.

З точки зору заборон і дозволів слід було б дозволити рух на персональному електротранспорті по велодоріжках. Адже на тротуарах вони небезпечні для пішоходів, і особливо - для дітей. А на автодорогах - для своїх власників. Однак велодоріжки навіть в столиці настільки ж несподівано закінчуються, наскільки і

починаються. А Правила дорожнього руху вимагають серйозної модифікації. Тому-то поки залишається керуватися лише здоровим глуздом.

### **Література**

autogeek.com.ua – «Транспорт последней мили и нюансы ПДД: что нужно знать владельцам персонального электротранспорта».

Правила дорожнього руху України. Київ, 2019.

Клименко Антон Олексійович, студент, Національний транспортний університет, [klimainceau@gmail.com](mailto:klimainceau@gmail.com)

## **THE USAGE OF SEPARATION ELEMENTS ON BUS LANES**

The nowadays tendencies require our transport industry to head towards High Transport Technologies. Transport Economics is still a basement, but it is not enough to build a long-lasting efficient and competitive model [1]. The public awareness of existing road safety problems is growing fast, so many cities around the world have been looking for a solution since the beginning of the new millennium.

Considering the visible impact on our society,[2] the core issue is to prevent traffic accidents from occurring. There are many ways to do so, from increased parking fees and taxation to expensive infrastructure projects. Bus lanes tend to be a good measure to improve ecology and road safety situation in residential areas [3] as they make buses more accessible, reducing the number of car commuters [4], although bus lanes are often ineffective if weak enforcement allows use by private cars [5].

It takes many efforts to keep unauthorized vehicles away from bus lanes. One of the solutions is the usage of separation elements. Hard and mountable curbs, rumble strips, bollards, low vertical elements, planting strips, full-lane treatments – there is a wide variety of ways to make bus lanes physically separated [6]. Moreover, this measure tends to be cheaper than creating busways from scratch.



Figure 7: plastic "armadillos" on the Pirita Highway, Tallinn, Estonia. The photo by Anton Klymenko.

To provide an additional barrier, we can equip such lanes with automated camera systems or install cameras on buses [7].

These measures have been proved to be beneficial in the context of Dutch attitude to the Sustainable Safety [8]. The usage of separation elements provides us with functionality, forgivingness, predictability, awareness, and homogeneity on both bus lanes and public roads. Being a physical obstacle, it prevents drivers from speeding and mistakenly taking a bus lane.

In summary: separation elements on bus lanes can give priority to buses, increase their reliability in pick-hours, decrease the number of traffic accidents, and can significantly assist in the reduction of air pollution.

#### **References:**

- [1]<https://www.techradar.com/news/high-tech-transport-for-a-sustainable-urban-future>
- [2]<https://www.who.int/news-room/facts-in-pictures/detail/road-safety>
- [3][https://web.archive.org/web/20110807100412/http://www.airquality.co.uk/reports/cat05/1004010934\\_MeasurementvsEmissionsTrends.pdf](https://web.archive.org/web/20110807100412/http://www.airquality.co.uk/reports/cat05/1004010934_MeasurementvsEmissionsTrends.pdf)
- [4]<https://www.citylab.com/transportation/2019/03/bus-commute-tactical-transit-lanes-traffic-congestion/583798/>
- [5][https://www.nzherald.co.nz/nz/news/article.cfm?c\\_id=1&objectid=10404011](https://www.nzherald.co.nz/nz/news/article.cfm?c_id=1&objectid=10404011)
- [6]<https://nacto.org/publication/transit-street-design-guide/transit-lanes-transitways/lane-elements/separation-elements/>
- [7]<https://www.amny.com/transit/mta-bus-cameras-1.36860042>
- [8]<https://bicycledutch.wordpress.com/2012/01/02/sustainable-safety/>

Красноштан Олександр Михайлович, к.т.н., Національний транспортний університет [olexander.krasnoshtan@gmail.com](mailto:olexander.krasnoshtan@gmail.com)

### **КОНЦЕПЦІЯ ПОБУДОВИ КОМПЛЕКСНОЇ СТРАТЕГІЇ РОЗВИТКУ ІНТЕГРАЛЬНОЇ ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ УКРАЇНИ**

Розвиток суспільства та економіки, рівно як і розвиток міжнародних політичних та економічних обставин чинять прямий вплив на транзитні потоки. У зв'язку з цим вимоги до структури та параметрів функціонування транспортної системи країни постійно змінюються. Особливо це пов'язано з високомаржинальними транзитними вантажопотоками, за які точиться боротьба між країнами-транзитерами. Для перемоги у цій сфері транспортна система країни повинна продемонструвати гнучкість та адаптивність до поточних і прогнозованих потреб.

Звісно, розвиток транспортних систем призводить до створення нових об'єктів транспортної інфраструктури, при цьому багато із існуючих з часом стають зайвими – в цьому причина наявності на залізничному транспорті значної кількості так званої залишкової інфраструктури – це малодіяльні дільниці та станції, незадіяні депо та інші об'єкти інфраструктури.

Все частіше перевезення вантажів та пасажирів від початкової до кінцевої здійснюється за рахунок декількох видів транспорту. Ефективність такого транспортування може бути досягнута за рахунок високого ступеня інтеграції різних систем транспорту, а ,значить, і формування інтегрованої полімодальної транспортно-логістичної системи.

Ефективна інтеграція та взаємодія видів транспорту визначена Національною транспортною стратегією України на період до 2030 року і є одним із пріоритетних завдань.

Для реалізації цієї стратегії необхідні наукові основи розвитку транспортної системи на основі системної інтеграції. Потребує глибокого аналізу та вивчення не тільки власне процес інтеграції видів транспорту, від якості якого залежить її ефективність і ефективність функціонування транспортної інфраструктури в цілому, а й сама постановка задачі та методи її вирішення.

В даній роботі розглядається питання розробки комплексної стратегії розвитку такої системи для України. Ця стратегія а основі глибокої та системної інтеграції дозволить в перспективі оптимізувати структурні і параметричні характеристики системи, уникнути великої кількості об'єктів так званої надлишкової інфраструктури, а також заради заощадження коштів капітальних інвестицій відмовитись від реалізації ряду інфраструктурних проектів.

При визначенні головної мети та обмежень враховано, що у транспортної системи України, як і будь-якої іншої країни, є три головних завдання щодо забезпечення:

- суспільства (громадян) у пасажирських перевезеннях;
- економіки у перевезеннях вантажів;
- швидкого та ефективного проходження транзитних вантажо- та пасажиропотоків.

Це визначає задачу як полікритеріальну, багаторівневу та таку, характеристики якої динамічно змінюються.

В роботі виділені основні види інтеграції та об'єкти, що до них відносяться.

Зокрема, виділена інфраструктурна інтеграція – комплекс заходів, спрямований на ефективну взаємодію різних видів транспорту. Сюди відносяться припортові станції, під'їзні колії, контейнерні та контрейлерні термінали та інші об'єкти.

Технологічна інтеграція – формування спеціальних технологій перевезень, призначених для швидкої та ефективної взаємодії різних видів транспорту. До заходів технологічної інтеграції видів транспорту відносяться, контейнери, універсальні транспортні засоби, ефективні перевантажувальні технології тощо.

Операційна інтеграція – одночасне синхронізоване управління двома або більше транспортними системами, що забезпечить ефективну їх взаємодію для максимізації перевізних здатностей та мінімізацію часу на обробку та загального часу доставки. До типового прикладу операційної інтеграції

віднесені синхронізацію графіків руху транспортних засобів суміжних транспортних систем, а також інтегроване управління роботи портів та припортових станцій.

Інформаційно-управлінська інтеграція полягає в уніфікації процесу управління цілісним перевізним процесом та уніфікує документальні процедури (товарно-транспортні накладні, митні декларації тощо), процес відстеження вантажів, управління та перерозподіл вантажопотоку.

Важливою ланкою загальної інтегральної системи є автоматизована система управління нею.

Для вирішення задач оптимізації завдання розділене на дві складові: оптимізація структури та оптимізація параметрів. Як для структурної, так і для параметричної оптимізації одне з найскладніших завдань – формування областей можливих рішень та встановлення прогностичних обмежень. При цьому повинно бути враховане те, що при плануванні та реалізації стратегії розвитку необхідним є використання інноваційних технологій.

Для отримання областей можливих структурних рішень використовується метод формування сценаріїв з врахуванням загальних законів розвитку пасажиро- та вантажопотоків і прогнозів соціально-економічного розвитку конкретних регіонів, планів формування наземних, водних, повітряних та інших транспортних коридорів, появи інноваційних транспортних заходів.

Нині для інтеграції єдиного перевізного процесу пасажирів і вантажів вже застосовуються інноваційні рішення, однак це здебільшого відбувається на рівні інформаційно-управлінської інтеграції: використання GPS-трекерів, електронних товарно-транспортних накладних, автоматизованих систем управління єдиним перевізним процесом для двох і більше видів транспорту. В той же час потребують інноваційних рішень і інші ступені інтеграції.

Встановлена доцільність розгляду таких заходів:

- використання інноваційних (в т.ч. полісферних) транспортних засобів
- впровадження новітніх рішень в галузі інфраструктури, які окрім основної функції, дозволяють реалізовувати і додаткові (побічні функції);
- застосування інноваційних рішень у вузлах для технологічної інтеграції – вертикальне маневрування, інноваційні методи перевантаження і обробки вантажів, інші інноваційні технологічні речі;
- використання елементів штучного інтелекту по всій ієрархії системи.

Для виконання параметричної оптимізації можливо використовувати типову задачу комплексної оптимізації з застосуванням дискретно-континуального підходу.

Застосування запропонованої концепції дозволить визначити гранично оптимальні рішення для розвитку транспортної системи країни на основі глибокої та системної інтеграції. Це може бути основою для заняття Україною достойного місця на глобальному транспортному ринку та забезпечення подальшого її сталого розвитку. Формування такої системи стане потужним імпульсом для розвитку всіх без виключення галузей економіки за рахунок

підвищення ефективності перевезень та зниження транспортної складової у собівартості продукції, а також сприятиме розвитку соціальної сфери за рахунок підвищення загальної мобільності населення нашої держави.

### Література

1. Розпорядження Кабінету Міністрів України від 30 травня 2018 р. № 430-р «Про схвалення Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року». <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/430-2018-%D1%80>
2. Красноштан О.М. Тактовий рух контейнерних поїздів як основа розвитку мультимодальних перевезень в Україні. / О. М. Красноштан // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки». Науково-технічний збірник. – К. : НТУ, 2015. – Вип. 1 (31)

Криворучко Микола Миколайович, старший судовий експерт, Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, shnorhel@ukr.net

### **ВПРОВАДЖЕННЯ ЗАСОБІВ ВІДЕОРЕЄСТРАЦІЇ, ЯК ЕЛЕМЕНТА ПРОГРАМИ ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ДОРОЖНЬОГО РУХУ**

Згідно статистики Департаменту патрульної поліції за 2017 рік на території України сталося 162526 дорожньо-транспортних пригод, у яких було травмовано 34677 осіб та загинуло 3432 особи; за 2018 рік - 150120 дорожньо-транспортних пригод, у яких було травмовано 30884 особи та загинуло 3350 осіб; за 6 місяців 2019 року - 73145 дорожньо-транспортних пригод, у яких було травмовано 13555 осіб та загинуло 1331 особа [5].

Також Україна увійшла в десятку країн Європи за смертністю в ДТП. Україна серед країн Європи знаходиться в рейтингу на шостому місці – щорічно на дорогах України в ДТП гинуть 9 чоловік на 100 тис. населення [6].

Вищенаведені дані свідчать про те, що на автодорогах України відбувається значна кількість дорожньо-транспортних пригод, при якій відбувається травмування та загибель людей, а також наноситься матеріальна шкода. При цьому смертність на дорогах України є однією з найбільших у країнах Європи. Відповідно підвищення безпеки дорожнього руху на автодорогах України з метою зменшення кількості дорожньо-транспортних пригод та тяжкості їх наслідків є на теперішній час актуальним завданням.

З метою зниження в Україні рівня аварійності та ступеня тяжкості наслідків дорожньо-транспортних пригод, насамперед соціально-економічних, відповідно до цілей, визначених Стратегією підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року, схваленою розпорядженням Кабінету Міністрів України від 14 червня 2017 р. № 481 [3], Кабінетом Міністрів України було затверджено постановою від 25 квітня 2018 р. № 435 Державну програму підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року [4].



Одним з пунктів Державної програми з підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року є підвищення рівня безпеки перевезення пасажирів та вантажів комерційним автомобільним транспортом. Зокрема в переліку заходів спрямованих на виконання даного пункту програми наявні наступні пукти:

- проведення дослідження щодо використання тахографів та обмежувачів швидкості для автобусів та вантажних транспортних засобів відповідно до законодавства ЄС. Розроблення плану впровадження;
- проведення дослідження щодо запровадження сучасного дистанційного моніторингу руху транспортних засобів з використанням системи GPS. Розроблення плану впровадження [4].

Таким чином планується впровадження на автомобільному транспорті, що залучений для пасажирських та вантажних перевезень тахографів та дистанційного моніторингу руху транспортних засобів з використанням системи GPS. Однак не розглядається впровадження засобів відеореєстрації – автомобільних відеореєстраторів, які станом на теперішній час отримали значне розповсюдження. В продажу наявний широкий асортимент автомобільних відеореєстраторів з різним функціоналом: наявність GPS; наявність Wi-Fi; зйомка декількома камерами, зокрема зйомка салону; тощо. Наявність відеореєстраторів, які обладнані системою GPS дозволяє за потреби відслідкувати маршрут та швидкість руху транспортного засобу. Вартість автомобільних відеореєстраторів початкового рівня на теперішній час відповідає вартості приблизно однієї заправки бензином паливного баку на легковому автомобілі [1]. При цьому характеристики сучасних автомобільних відеореєстраторів навіть початкового рівня дозволяють отримувати відеозаписи, якість зображення, яких дозволяє на базовому рівні перевірити відповідність дій водія автомобіля вимогам Правил дорожнього руху України. Наприклад: на який сигнал світлофора автомобіль виїхав на перехрестя; чи мались перешкоди для руху; чи було виправданим та безпечним маневрування; по якій смузі рухався автомобіль та інші.

Також установка, налаштування та експлуатація автомобільних відеореєстраторів не потребує застосування спеціальних інструментів або спеціальних пізнань і є доступною водіям. При цьому функціонал сучасних автомобільних відеореєстраторів дозволяє переглянути відеозапис безпосередньо під час експлуатації автомобіля, без застосування спеціалізованого обладнання.

Відповідно до вищенаведеного сучасні автомобільні відеореєстратори мають наступні переваги:

- доступна ціна;
- широкий вибір з різноманітним функціоналом;

- установка, налаштування та експлуатація не потребує застосування спеціальних інструментів або спеціальних пізнань;
- можливість переглянути відеозапис безпосередньо під час експлуатації автомобіля;
- за наявності відповідного функціоналу дозволяє відслідкувати маршрут та швидкість руху транспортного засобу;
- за наявності відповідного функціоналу дозволяє проводити відеозйомку салону, що, в свою чергу, дозволяє відслідковувати дії водія та пасажирів.

Враховуючи вищевказані переваги сучасних автомобільних відеореєстраторів, їх обов'язкове впровадження на автомобільному транспорті, що залучений для пасажирських та вантажних перевезень, дозволить підвищити ступінь контролю за дотриманням вимог Правил дорожнього руху України, правил перевезень пасажирів, маршруту перевізниками та водіями і, відповідно зменшити кількість ДТП. Оскільки перевізники та водії транспортних засобів, які залучені для перевезень пасажирів та вантажів будуть інформовані про те, що порушення ними Правил дорожнього руху України, правил перевезень пасажирів, маршруту будуть об'єктивно зафіксовані технічним засобом - автомобільним відеореєстратором, що в свою чергу призведе до неминучої відповідальності.

Таким чином впровадження на автомобільному транспорті, що залучений для пасажирських та вантажних перевезень засобів відеореєстрації - автомобільних відеореєстраторів може бути одним із заходів спрямованих на виконання пунктів Державної програми з підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні.

В Державній програмі з підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року не розглянуто такий аспект впровадження відеореєстрації, як отримання відеозаписів ДТП, як одного з доказів при проведенні розслідування ДТП та встановлення об'єктивних причин виникнення ДТП. При цьому на теперішній час в експертній науці вже має поступовий розвиток напрямку використання відеозаписів з відображенням ДТП для встановлення механізму ДТП. Зокрема вже розроблена та активно використовується в експертній практиці "Методика проведення комплексної автотехнічної, фототехнічної і відеотехнічної експертизи з метою встановлення обставин ДТП" [2].

Відповідно, повсякчасне впровадження засобів відеофіксації на автомобільному транспорті та на автомобільних дорогах України приведе до отримання відеозаписів з відображенням об'єктивних обставин ДТП, що дозволить підвищити об'єктивність розслідувань ДТП та буде сприяти об'єктивному визначенню причин, через які відбуваються ДТП.

В свою чергу, виявлення об'єктивних причин виникнення ДТП, дозволить розробити ряд інших додаткових заходів, спрямованих на підвищення безпеки дорожнього руху.

### **Література**

1. Видеореєстраторы. Веб-сайт. URL: <https://rozetka.com.ua/vdr/c153617/sort=cheap> (дата звернення 29.07.2019).
2. Методика проведення комплексної автотехнічної, фототехнічної і відеотехнічної експертизи з метою встановлення обставин ДТП / Київський НДІСЕ Мінюсту України, 2014.
3. Про схвалення Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року. Веб-сайт. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/en/481-2017> (дата звернення 29.07.2019).
4. Про затвердження Державної програми підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2020 року. Веб-сайт. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/en/435-2018> (дата звернення 29.07.2019).
5. Статистика ДТП в Україні. Веб-сайт. URL: <http://patrol.police.gov.ua/statystyka> (дата звернення 29.07.2019).
6. WORLD ROAD TRAFFIC ACCIDENT REPORT. Веб-сайт. URL: <https://www.worldlifeexpectancy.com/world-road-traffic-accidents-report> (дата звернення 29.07.2019).

Лаврінець Олександр Олексійович, старший судовий експерт, Чернігівський НДЕКЦ МВС України

Славін Віктор Васильович, судовий експерт, Чернівецький НДЕКЦ МВС України

### **ВИЗНАЧЕННЯ СПОВІЛЬНЕННЯ АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ N1, ЯКИЙ ОБЛАДНАНИЙ АНТИБЛОКУВАЛЬНОЮ СИСТЕМОЮ П'ЯТОГО ПОКОЛІННЯ**

Антиблокувальна система (АБС) (нім. Antiblockiersystem, англ. Anti-lock braking system, ABS) — система активної безпеки, що запобігає блокуванню коліс транспортного засобу при гальмуванні. Основне призначення системи — забезпечення оптимальної гальмівної ефективності (мінімального гальмівного шляху) при збереженні стійкості і керованості автомобіля.

АБС — почали вперше використовувати на шасі літаків в двадцяті роки минулого століття, пізніше з 1964 р. на деяких легкових та вантажних автомобілях.

На сьогоднішній час АБС, як правило, є складною електронною системою гальмування, яка може бути основою антибуксувальної системи, системи

електронного контролю стійкості, а також системи допомоги при екстреному гальмуванні.

Існує п'ять поколінь АБС. З першого по четверте покоління АБС, як дослідили японські інженери збільшують гальмівний шлях автомобіля. Так при екстреному гальмуванні автомобіля, натиснута педаль гальм протидіяла її натисканню, що призвело до неефективності гальмування.

Сьогодні на сучасних автомобілях використовують АБС п'ятого покоління, в якій усунуті недоліки перших чотирьох поколінь АБС. Основною відмінністю АБС п'ятого покоління є використання системи «BRAKE ASSIST». Технологія «Brake Assist» вперше з'явилася на автомобільному ринку в 1994 році на Audi A6 C4. Слідом за Audi використовувати нову систему АБС почали такі компанії, як Volkswagen, Mercedes, Acura, Infiniti, BMW, Citroen, Rolls-Royce, Land Rover і Volvo з власними розробками Brake Assist.

Brake Assist – це система, яка допомагає водієві при гальмуванні. Як показали дослідження, чимала частина водіїв в екстреній ситуації або не натискають на педаль гальма повністю, або в якийсь момент відпускають її. Через це гальмівний шлях виходить більше, ніж міг бути при повністю натиснутій педалі. Brake Assist виявляє екстрене гальмування, доводить тиск в гальмівній системі до максимуму і утримує його таким до повної зупинки автомобіля.

Електроніка, яка контролює роботу Brake Assist, пов'язана з гальмівною системою і розрізняє екстрене гальмування від, наприклад, зупинки на світлофорі.

У відповідності до систематизованих даних [1], усталене сповільнення для транспортних засобів категорії  $N_1$  при екстреному гальмуванні на сухому асфальтобетонному покритті становить  $6,3 \text{ м/с}^2$ .

Для визначення усталеного сповільнення автомобіля Ford Transit, який обладнано АБС, було проведено ходові дорожні випробування з застосуванням приладу вимірювання ефективності гальмівних систем VZM 300 (МАНА).

Щоб це перевірити на автодромі ХНАДУ проведені дорожні випробування автомобіля категорії  $N_1$  Ford Transit з метою визначення його значення уповільнення ( $j$ ,  $\text{м/с}^2$ ). Згідно методики гальмування автомобіля виконувались з початкової швидкості  $40 \text{ км/год}$ , в обох напрямках.

В результаті проведення експерименту було встановлено, що значення усталеного сповільнення автомобіля Ford Transit при екстреному гальмуванні на сухому асфальтобетонному покритті знаходилося в наступних межах (рисунок 1):  $7,42 \div 8,4 \text{ м/с}^2$ , що на  $17,8 \div 33,3 \%$  перевищує значення усталеного сповільнення транспортних засобів категорії  $N_1$  при екстреному гальмуванні на сухому асфальтобетонному покритті.

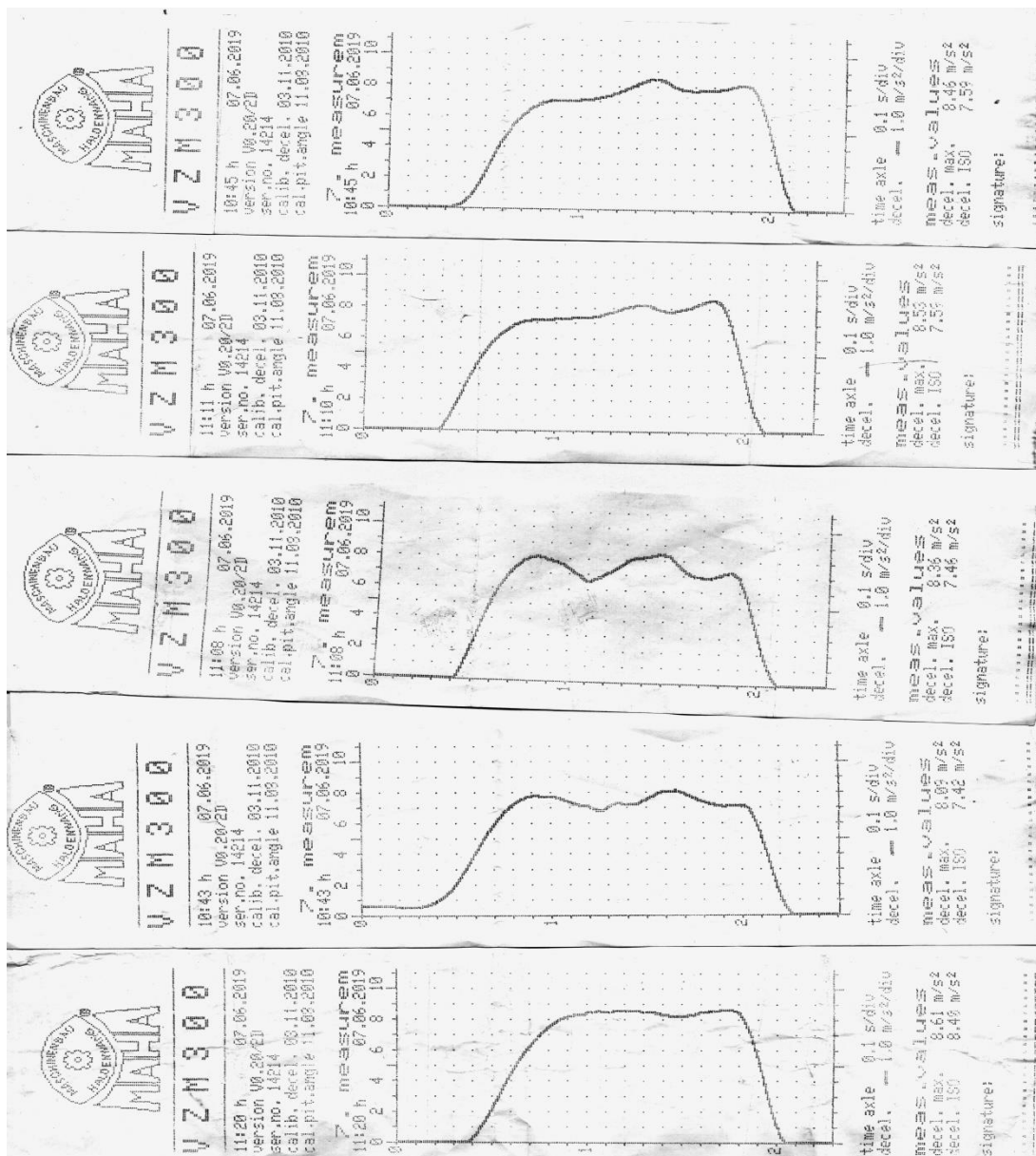


Рисунок 1 – Сповільнення автомобіля категорії N1 Ford Transit, обладнаним ABS 5-го покоління

## Література

1. Справочник Bosch. Пер. с англ. — М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. 992 с: ил.
2. Суворов Ю.Б. Результаты систематизации экспериментально-расчетных значений параметров торможения автотранспортных средств. – М.: ВНИИСЭ, 1990. – 40 с.
3. Туренко А.М. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП: підручник для вищих навчальних закладів / А.М. Туренко, В.І. Клименко, О.В. Сараєв, С.В. Данець. – Х.:ХНАДУ, 2013. – 320 с.

Лисенко Михайло Романович, судовий експерт, Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, [lisinkomi@gmail.com](mailto:lisinkomi@gmail.com)

Яловенко Владислав В'ячеславович, судовий експерт, Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, [21\\_ATE@ukr.net](mailto:21_ATE@ukr.net)

## **ПРОБЛЕМАТИКА ПЕРЕВІРКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛІВ ОБЛАДНАНИХ ПНЕВМАТИЧНОЮ ПІДВІСКОЮ ПІД ЧАС ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРТИЗИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

Технічний стан підвіски автомобіля безпосередньо впливає на стійкість та керованість транспортного засобу. На технічно несправній підвісці, колеса автомобіля починають втрачати контакт з дорогою, втрачається стійкість, що особливо критично на поворотах і може призвести до непередбачуваних наслідків.

Для повного та всебічного проведення судової автотехнічної експертизи технічного стану транспортних засобів, експерт автотехнік повинен досконало знати конструкцію та принцип роботи основних систем автомобіля, які безпосередньо впливають на безпеку керування транспортним засобом. Для навчання, а в подальшому під час проведення судових експертиз, експерт автотехнік користується рекомендованою Міністерством Юстиції України літературою та спеціально розробленими для кожного напрямку експертиз методиками. Одна з основних книг, якою користується стажер під час свого навчання, має назву «Судебная автотехническая экспертиза (часть III). Основы судебно-экспертного исследования технического состояния транспортных средств» [6]. В цій книзі достатньо детально представлений порядок проведення експертного дослідження та приклади найчастіших поломок ходової частини транспортних засобів. При цьому, в даній книжці небагато інформації стосовно конструкції та можливих несправностей пневматичної системи ходової частини автомобіля. Тому, під час вивчення конструкції пневматичної системи ходової частини автомобілів, стажерам та експертам доводиться брати інформацію з інших джерел інформації, як наприклад, спеціалізована література для вищих технічних закладів, інтернет ресурсів та виданнях таких відомих фірм, як наприклад «BOSCH», яка час від часу випускає спеціалізовану літературу на свою продукцію [1, 2, 3, 4, 5].

Під час перевірки технічного стану ходової частини автомобілів обладнаних пневматичною підвіскою, експерту автотехніку необхідно дослідити підвіску автомобіля з метою виявлення несправностей, що впливають на безпечну експлуатацію транспортного засобу. Дослідження даної системи ускладнюється тим, що пневматична підвіска являє собою замкнуту систему, де від працездатності кожного елемента залежить працездатність всієї системи в цілому.

Експерт автотехнік перед початком перевірки пневматичної підвіски автомобіля, повинен розуміти, як вона працює, регулюється і з чого вона

складається, тому що, своїми діями можна пошкодити елементи пневматичної підвіски, що ускладнить подальше дослідження ходової частини автомобіля. При цьому, якщо ходова частина досліджуваного автомобіля не має видимих пошкоджень, але вона не виконує в повній мірі покладені на неї функції, то необхідно більш поглиблено досліджувати ходову частину досліджуваного автомобіля, а саме перевіряти працездатність різних клапанів, запобіжників, цілісність електричних ланцюгів і справність блоку керування пневматичної системи ходової частини автомобіля. На місці огляду транспортного засобу не завжди вдається провести повне дослідження даної системи через відсутність доступу до останньої або ж через відсутність необхідного інструменту.

На основі вищевикладеного слід зробити висновок, що провести огляд пневматичної системи ходової частини досліджуваного автомобіля, а отже і встановити наявності чи відсутності несправностей ходової частини автомобілів, а саме пневматичної підвіски, в умовах місця огляду транспортного засобу (як правило, це штраф стоянки) не завжди виявляється можливим.

Цю проблему можна частково вирішити шляхом придбання спеціального інструменту, який необхідний для перевірки технічного стану пневмопідвісок, а саме: пристроїв для зчитування помилок в електричній системі пневмопідвіски автомобілів, компресори для створення тиску в магістралях пневмопідвіски, інструмент, який необхідний для роз'єднання пневматичних магістралей пневматичних підвісок, різноманітні адаптери та перехідники, які необхідні для під'єднання до пневматичних магістралей пневматичних підвісок.

Для полегшення вирішення питань, щодо перевірки технічного стану пневматичної підвіски, пропонуємо алгоритм пошуку несправностей вищевказаної системи ходової частини (зображення 1).



Зображення 1. Алгоритм пошуку несправностей пневматичної системи ходової частини.

## Література

1. Автомобильный справочник «BOSCH». Пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.: ИЛ.
2. Певзнер Я.М., Горелик А.М. Пневматические и гидропневматические подвески.
3. Пневматическая подвеска автомобіля, Равкин Г.О., М.: Машгиз, 1962.
4. Пневматическая подвеска. Веб-сайт. URL: [http://systemsauto.ru/pendant/air\\_suspension.html](http://systemsauto.ru/pendant/air_suspension.html).
5. Пневмоподвеска: все плюсы и минусы. Веб-сайт. URL: <http://mytopgear.ru/interesting/chassis/pnevmapodveska-vse-plyusyi-i-minusyi/>.
6. Судебная автотехническая экспертиза (часть III). Основы судебно-экспертного исследования технического состояния транспортных средств. Под редакцией Разумова А.Б. Составитель: Жилинский Г.В. Киев. КНИИСЭ. 1987 г.

Літвінов Сергій Олексійович, судовий експерт сектору автотехнічних досліджень відділу АД КДТЗ Луганського НДЕКЦ МВС України

### ОСОБЛИВОСТІ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ ТЗ

Експертне дослідження ходової частини ТЗ в залежності від конкретних умов може бути проведене безпосередньо на місці пригоди або на місці знаходження його після випадку. Іноді такі дослідження починаються на місці пригоди, а закінчується в лабораторних умовах.

Задачею експертного огляду є виявлення пошкоджених, надмірно зношених, сильно забруднених, слабо закріплених і невідповідних нормативам деталей. Крім того, виявляються відсутні деталі, а також перевіряється правильність збирання і регулювання окремих вузлів.

У процесі експертного огляду несправності виявляються за зовнішнім станом деталей і вузлів. На наявність несправностей в ходовій частині можуть вказувати такі ознаки, як нерівномірний знос шин, надмірний нагрів маточини колеса, стук під час руху, виляння коліс, присідання передньої частини ТЗ при гальмуванні.

Візуальний огляд проводиться в такій послідовності:

перевірка стану рами (тріщини, деформації), ресор і підресорників (тріщини, поломки), точок кріплення підвіски (болти, пальці, гумові втулки), кронштейнів підвіски (тріщини, руйнування), обмежувальних буферів підвіски (руйнування), амортизаторів (теча рідини, стан опорних вузлів, в тому числі гумових втулок), шин (тиск повітря, стан протектора і боковий знос, тріщини), якості кріплення коліс, затягування підшипників маточин коліс і кріплення напіввісей.



Надалі визначається правильність взаємодії деталей і вузлів. У комплекс цього дослідження входить перевірка наступних параметрів: тиск повітря в шинах (порівняння його з нормативною величиною), стан протектора і глибини малюнка, люфту в шарнірних з'єднаннях, люфту в підшипниках маточини коліс, сходження передніх коліс, кріплення гайок коліс, стану ресор і окремих листів, стан кріплення гайок хомутів ресор, зносу пальців і втулок ресори, стану балки передньої і задньої осі шляхом виміру відстані між центрами коліс з обох сторін ТЗ.

Остаточний технічний стан ходової частини оцінюється під час дорожніх або стендових випробувань ТЗ. При виявленні пошкоджених деталей і несправних вузлів в необхідних випадках проводяться лабораторні дослідження з використанням мікроскопічних, металографічних, рентгеноскопічних методів. Для цього деталі або агрегати знімають з ТЗ. Однак звичайно причини несправностей, а також час їх утворення і вплив на пригоду встановлюються експертом безпосередньо на місці пригоди.

**Експертне дослідження несправних деталей ходової частини звичайно складається з наступних операцій:**

- 1) огляд вузлів (деталей) ходової частини в тому вигляді, в якому вони подані на експертизу; вивчення, фіксування і фотографування виявлених ознак несправностей (ослаблене кріплення, пошкодження, сліди ударів);
- 2) розбирання і детальний огляд вузла з фіксацією і фотографуванням ознак несправностей (знос, пошкодження різблення);
- 3) вимірювання деталей в місцях зносу і деформацій і порівняння отриманих величин з допусками по технічних умовах або із зразками;
- 4) вивчення на деталях різних слідів (зносу, подряпин, задирів) з метою встановлення механізму їх утворення;
- 5) проведення експериментальних дій для перевірки взаємодії зв'язаних деталей (наприклад, перевірка щільності посадки підшипника на шийці поворотного кулака);
- 6) проведення перевірочних розрахунків на міцність (при поломках) з використанням даних з технічними умовами на ремонт, вибраковку деталей, збирання вузлів, з об'ємом робіт по технічному обслуговуванню, з нормативними даними.

Результати експертного огляду багато в чому визначається його планомірністю і послідовністю. Найбільш доцільний такий порядок огляду: спочатку оглядають колеса автомобіля, потім деталі і вузли підвіски, раму, передні і задні мости.

Однієї з причин ДТП можуть бути пошкодження підшипників коліс. У маточині коліс і поворотних кулаків ТЗ використовуються кулькові радіальні, радіально-упорні і роликові конічні підшипники. Руйнування підшипників може бути викликано виробничими дефектами, неправильною установкою і регулюванням, недостатньою змазкою в маточині або повною її відсутністю. Частіше за все воно відбувається через неправильну установку або регулювання підшипників. Неправильне регулювання може виразитися в недостатньому або надмірному затягуванні підшипників регулювальною гайкою.

При слабкому затягуванні радіально-упорних підшипників маточини утворюється підвищений осьовий люфт коліс, внаслідок чого виникає їх виляння. Підвищений люфт створює значні навантаження на підшипники. Це викликає прискорений знос гнізд сепаратора, бігових доріжок обойм, а також самих кульок і роликів.

Зайве затягування підшипників різко збільшує тертя кульок і роликів об бігову доріжку, що при тривалій роботі приводить до значного перегріву. Про перегрів свідчить утворення на деталях масляного нагару, окалин, кольору побіглості. Значне затягнення підшипників приводить також до критичного зносу сепаратора і бігової доріжки. На біговій доріжці обойми утворюється знос з пластичною деформацією і напливом металу у бік натягу.

Надмірний знос підшипників маточини навіть при правильному регулюванні приводить до збільшення осьового люфту коліс, а це при руху ТЗ спричиняє їх виляння і биття. При значному зносі сепаратора і кульок або їх поломці може статися випадання кульок у внутрішню порожнину маточини і заклиненню колеса, що, в свою чергу, спричинить перекидання ТЗ.

Ослаблення кріплення підшипників є слідством зносу їх діючих поверхонь і посадочних місць в маточині коліс при тривалій експлуатації автомобіля. Рух колеса з вказаним зносом супроводиться прискореним руйнуванням підшипників, характерним для недостатнього їх затягування.

Нерідко люфт в підшипниках намагаються ліквідувати надмірним затягуванням їх замість заміни зношених деталей. Однак така міра приводить лише до більш прискореного руйнування підшипників, так як вони зазнають значного перегріву. Аналогічна картина спостерігається і в тих випадках, коли нові підшипники встановлюють в зношені посадочні місця.

При недостатньому затягуванні або слабкій посадці підшипників маточини в посадочних місцях виникають великі динамічні навантаження, які погіршують умови роботи підшипників і приводять до прискореного руйнування різьбових поверхонь поворотних цапф, деталей кріплення маточини (гайки і контргайки). У процесі руху автомобіля це може викликати відрив коліс і маточини.

Знос шкворнів, втулок і упорних підшипників шкворнів приводить до збільшення люфту в з'єднанні поворотного кулака з балкою передньої осі, зміни кутів нахилу шкворня і розвалу коліс.

Значна різниця у величині цих кутів з лівої і правої сторін ТЗ викликає відведення його в сторону. Великі зазори в шкворневому з'єднанні ускладнює

управління ТЗ, і приводить до прискороного зносу деталей, а також поломки цапфи поворотного кулака, який сполучається з балкою переднього моста за допомогою шкворня і втулок. Для забезпечення належної легкості управління між втулкою і шкворнем поворотної цапфи (згідно з технічними умовами) повинен бути певний зазор. На практиці ж мають місце випадки, коли при збиранні переднього моста шкворінь у втулці встановлюють з великим натягом. У результаті різко зростає зусилля, необхідне для повороту керованих коліс і ускладнюється виконання маневру.

Кути установки передніх коліс можна перевірити за допомогою переносних і стаціонарних приладів і стендів. За принципом дії стенди розділяють на механічні, оптичні, електричні, оптико-електричні і електронні.

При русі по дорозі з нерівною поверхнею, підвіска, кузов і колеса ТЗ здійснюють коливання, що впливають на його експлуатаційні властивості, насамперед, на плавність ходу, стійкість і керованість. Основні несправності підвіски, що впливають на безпеку руху автомобіля, виникає в пружних елементах і деталях їх кріплення.

Несправність ресор висловлюється у втраті пружності, поломці листів, зносі втулок і пальців кріплення ресор. Втрата пружності може викликати перекис кузова, а при незалежній підвісці порушення кутів установки коліс. При цьому також можливо зачеплення коліс за кузов і крила, що ускладнює управління автомобілем, підвищує знос шин.

Надмірний знос пальців, кронштейнів і сержок ресор може привести до довільної зміни напрямку руху ТЗ, а також до порушення співвісності, періодичної зміни положення переднього або заднього моста. При збільшенні зазору в місцях кріплення ресор вони можуть вільно переміщатися, особливо в процесі гальмування або розгону.

Ослаблення кріплення стяжок ресор спричиняє переміщення моста назад. Велике переміщення моста приводить до поломки болта ресори, в зв'язку, з чим порушується точна установка моста і можливе відкидання ТЗ в сторону.

У підвісці легкових автомобілів зношуються пальці, ексцентричні втулки, кульові шарніри і гумові втулки важелів. Ці несправності приводять до збільшення зазорів, появи стука в підвісці на нерівній дорозі.

Несправності пневматичної підвіски викликаються порушенням герметичності, підвищеним зносом або пошкодженням окремих деталей підвіски (мембран, поршнів).

У процесі експлуатації можливі такі дефекти пружних елементів пневматичних ресор:

- вибив борту з арматури внаслідок укладання деформованого борта в прижимне кільце при монтажі з ослабленням болтового кріплення;
- розрив каркаса оболонки під дією тиску повітря через недостатню міцність каркаса;
- перетирання стінок оболонки внаслідок тертя її об металеві деталі і арматуру (стягуючі і прижимні кільця).

У деяких випадках поломка деталей підвіски, що послужила причиною ДТП, може бути викликана неякісним ремонтом.

Згідно з технологічними умовами при виявленні дефекту в кронштейнах ресор (тріщин, відколів і т.п.) потрібно замінити їх новими. У порушення цих вимог пошкоджені кронштейни ресор нерідко ремонтують за допомогою сварки. Природно, при цьому в зоні накладення зварювального шва відбувається нагрів металу, зерна його збільшуються, а міцність і твердість різко знижуються. Відремонтований таким способом кронштейн в процесі експлуатації швидко руйнується. Злам кронштейнів приводить до перекосу переднього моста; внаслідок виникаючого при цьому значного переміщення важеля поворотного кулака (при нерухомому рульовому колесі) автомобіль повертається.

У деяких випадках несправності деталей підвіски впливають безпосереднім чином на керованість автомобілем і його гальмову систему.

Деякі несправності підвіски можуть повністю вивести з ладу гальмову систему ТЗ. Наприклад, при дослідженні автомобіля встановлено, що один з болтів кріплення його переднього правого амортизатора тривалий час був відсутній, отвір же в кронштейні для другого болта був розбитий. Внаслідок цього корпус амортизатора в процесі руху автомобіля постійно переміщався у вертикальній площині і контактував з гальмовим шлангом, зовнішній гумовий і кордовий шари якого в результаті стерлись. Від різкого зростання тиску в гальмовій системі при натисненні на гальмову педаль в ослабленому місці шланга стався розрив внутрішнього гумового шару.

Причиною ДТП іноді є злами корінних листів і кронштейнів ресор. Їх легко виявити візуально при експертному огляді.

Для визначення причин зламу листів необхідні лабораторні дослідження, в процесі яких вимірюється твердість металу, проводяться мікроскопічні дослідження рельєфу зламу. До зняття пошкоджених ресор з ТЗ необхідно сфотографувати їх в масштабі.

При великих швидкостях на безпеку руху впливає і стан амортизаторів. Різкі поштовхи на дорозі при несправних амортизаторах можуть привести до того, що ТЗ стане некерованим.

Несправності передніх коліс можуть бути викликані погнутістю дисків, розбитістю отворів під шпильки кріплення коліс, пошкодженням різблення на шпильках і ослабленням кріплення гайок. Вказані відхилення від технічних умов порушують рух колеса і можуть привести до зрізання шпильок і зіскакування колеса.

Однієї з несправностей, викликавши ДТП, є ослаблення кріплення диска колеса на маточині, викликане недостатнім затягуванням гайок і надмірною розбитістю отворів в диску під шпильки. Даний дефект порушує рух колеса, спричиняє його виляння, а нерідке довільне відвертання гайок кріплення і обрив колеса.

## Література

1. Використання спеціальних автотехнічних знань в розслідуванні автопригоди, що виникли через несправності автомобілів. Лошманов В.П.. Харків-1977г.
2. Можливості експертиз зламів металевих деталей при несправності транспортних засобів. Вискребцев В.Г. Москва-79.
3. Експрес-діагностика систем автомобілів і автобусів в місцях дорожньо-транспортних випадків. Жілінський Г.В. Київ-86.
4. Криміналістичне дослідження металів, сплавів і виробів з них. Щербаковський М.Г. Харків-96.
5. Транспортно-трасологічна експертиза у справах про дорожньо-транспортних випадках. (Діагностичні дослідження). Випуск 1. Москва-88.
6. Судова автотехнічна експертиза. Частина-2. Іларіонов В.И. Москва-80.

Маріїн Андрій Віталійович, судовий експерт Хмельницького НДЕКЦ,  
Жабокрицький Ігор Віталійович, судовий експерт Кіровоградського НДЕКЦ,  
Бунда Юрій Ігорович, судовий експерт Хмельницького НДЕКЦ,  
Советов Олександр Володимирович, старший судовий експерт Волинського НДЕКЦ,  
Демко Даяна Ігорівна, судовий експерт Закарпатського НДЕКЦ

## ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНОЇ ЗМІНИ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ АВТОМОБІЛЯ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГАЛЬМУВАННЯ

Дослідження ефективності гальмування Daewoo Lanos із конструктивною зміною ходової частини, проводилось в світлу пору доби, на сухому асфальтобетонному покритті. Виконувались ходові випробування, а саме розгін автомобіля до певної швидкості (40 км/год.), з подальшим екстремим гальмуванням. Виміри гальмівних характеристик здійснювалось приладом «ЕФЕКТ».

Таблиця 1. Результати дослідження ефективності гальмування за допомогою приладу «ЕФЕКТ».

Гальмівний шлях, м.		Усталене сповільнення $j$ , м/с <sup>2</sup> .	Швидкість автомобіля $V$ , км/год.	Час приведення гальм в дію $t$ , с.	Сила на жаття на педаль гальм $F$ , кг.
16,7	16,8	5,32	41,3	0,45	35
13,5	17,2	5,76	42	0,22	21
13,7	15,9	5,96	40	0,45	29
14,1	17,5	5,57	42,3	0,22	18

Невідповідність ефективності гальмування ми можемо порівнювати по двом параметрам, а саме довжині гальмівного шляху та усталеному сповільненню.

- відповідно до Правил дорожнього руху України п.31.4.1, гальмовий шлях легкового транспортного засобу не повинен перевищувати 14,7 м.
- відповідно до методик про автотехнічну експертизу, усталене сповільнення на сухому асфальтобетонному покритті для легкового транспортного засобу групи М1 повинно бути в межах від 6,9-7,5.

Виходячи з цього, видно що виміряні гальмівні характеристики автомобіля виходять за рамки допустимих норм. Виникає питання - що на це може впливати, адже автомобіль є технічно справним.

Технічною характеристикою заводу виробника на автомобіль Daewoo Lanos передбачені наступні типи шин з відповідними параметрами:

- 155/80 R13
- 175/50 R13
- 175/70 R13

На наявному автомобілі Daewoo Lanos на момент дослідження ефективності гальмування, були встановлені колеса з невідповідними характеристиками, а саме 175/80 R14, можливість поставити дані колеса досягнулась за рахунок ще одної зміни, а саме заміни пружин підвіски автомобіля, в зв'язку з цим автомобіль став вищий і при гальмуванні кренить вперед, за рахунок цього змістився центр мас автомобіля з задку до передку, це також могло вплинути на некоректну роботу регулятора гальмівних сил, але є ще один фактор який міг впливати, а саме те що заводом виробника гальмівні механізми передбачені на колеса з меншою масою що також могло впливати на зменшення ефективності гальмування.

Махлай Сергій Миколайович, старший судовий експерт, Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, 21\_ATE@ukr.net

### **ВИЗНАЧЕННЯ ТЕХНІЧНОЇ МОЖЛИВОСТІ ПОПЕРЕДЖЕННЯ ДТП ГРАФІЧНИМ ШЛЯХОМ У РАЗІ КОЛИ ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ РУХАВСЯ З ПЕРЕВИЩЕННЯМ ДОПУСТИМОЇ ШВИДКОСТІ І ДО ПРИГОДИ ГАЛЬМУВАВСЯ**

Згідно вимог Правил дорожнього руху України у випадку виникнення небезпеки або перешкоди для руху водій повинен негайно прийняти заходи до зниження швидкості руху аж до зупинки транспортного засобу (п.12.3 ПДР України).

В тих випадках коли для попередження дорожньо-транспортної пригоди водій повинен зменшувати швидкість руху аж до зупинки технічна можливість

попередження пригоди в експертній практиці встановлюється шляхом порівняння віддалення ( $S_a$ ) транспортного засобу від місця наїзду (зіткнення) в момент виникнення небезпеки для руху і відстані ( $S_z$ ), що необхідна транспортному засобу для зупинки в умовах місця пригоди.

Одним з найпопулярніших порушень Правил дорожнього руху є перевищення допустимого значення швидкості руху транспортних засобів в населеному пункті чи поза ним.

Якщо транспортний засіб рухався з перевищенням допустимої швидкості руху, а перед пригодою водій застосував екстрене гальмування і були залишені сліди гальмування коліс, то за умови розташування місця наїзду (зіткнення) наприкінці слідів гальмування технічну можливість попередження даної пригоди можливо вирішити графічним шляхом.

Для встановлення технічної можливості попередження пригоди достатньо скласти масштабну схему на якій відображаються сліди гальмування та розташування транспортного засобу в момент наїзду (зіткнення). Далі розраховується шлях гальмування ( $S_{гд}$ ) даного транспортного засобу за умови його руху з максимально допустимою швидкістю ( $V_{д}$ ). Після чого на масштабній схемі відображається положення транспортного засобу в момент зупинки відносно початку слідів гальмування за умови, що в момент початку гальмування даний транспортний засіб рухався б з максимально допустимою швидкістю. Якщо відстань від транспортного засобу до початку слідів гальмування в момент його зупинки за умови руху з допустимою швидкістю буде меншою ніж відстань між місцем наїзду (зіткнення) та початком слідів гальмування даного транспортного засобу, то можливо зробити висновок про наявність у водія технічної можливості попередження пригоди при тих же умовах та руху з допустимою швидкістю.

Наприклад: автомобіль «ВАЗ-2107» в населеному пункті рухався з перевищенням допустимої швидкості руху. До пригоди автомобіль «ВАЗ-2107» гальмувався і залишив сліди гальмування максимальною довжиною 27.9 м. Наїзд на пішохода стався в момент зупинки даного автомобіля.

Шлях гальмування автомобіля «ВАЗ-2107» в умовах місця події, при русі із допустимою в населеному пункті швидкістю (50 км/год.), складає  $S_{гд}=14...12.8$  м, що видно із розрахунку приведенного нижче:

$$S_{гд} = \frac{V_{д}^2}{25.92 * J} = \frac{50^2}{25.92 * (6.9...7.5)} = 14...12.8 м; \quad (1)$$

де -  $V_{д}$  – максимально дозволена швидкість руху в населеному пункті, км/год.: 50.0.

-  $J$  – табличне уповільнення технічно справного автомобіля «ВАЗ-2107» без завантаження при гальмуванні на сухому асфальтобетонному покритті горизонтального профілю, м/с<sup>2</sup>: 6.9...7.5.

Порівнюючи довжину сліду гальмування правих коліс автомобіля «ВАЗ-2107» до місця наїзду із шляхом гальмування даного автомобіля при умові руху

із дотриманням дозволеної швидкості руху в населеному пункті (50 км/год.), слід зробити висновок про те, що якби в момент початку гальмування автомобіль «ВАЗ-2107» рухався із дозволеною в населеному пункті швидкістю, то водій мав би технічну можливість зупинити керований автомобіль ВАЗ-2107 до місця наїзду на відстані не менше 11,5 м (див. зображення 1 – поз. 3), що виключало наїзд.

Зображення 1.



## Література

1. Информационный сборник №3 «Экспертная практика и новые методы исследования». М., 1990.
2. 5. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы. Н.М.Кристи, ЦНИИСЭ, 1971.
3. ПДР України 2018 з коментарями та ілюстраціями (українською мовою)[Електронний ресурс] – Режим доступа: <http://monolith.in.ua/pdd/onlaun-pdr-ukrayini-ukrayinskoju-movoju/> - Назва з екрану.
4. Судебная автотехническая экспертиза под ред. В.А. Илларионова. – М.: ВНИИСЭ, 1980. – ч. 2.

Меркулов Кирило Віталійович, старший судовий експерт, Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, kirillkirill7@ukr.net

## ПРОБЛЕМАТИКА ВИБОРУ МОМЕНТУ ВИНИКНЕННЯ НЕБЕЗПЕКИ ДЛЯ РУХУ ПРИ НАЇЗДІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ НА ПІШОХОДІВ В СУДОВІЙ АВТОТЕХНІЧНІЙ ЕКСПЕРТИЗІ

Вирішуючи поставлені перед автотехнічною експертизою питання, експерт-автотехнік піддає всебічному аналізу подію автодорожньої пригоди, дії її учасників. Найважливішою ланкою цього аналізу є дослідження конкретної обстановки, що склалась, оскільки неможливо з'ясувати та дослідити дії учасників окремо від умов, в яких ці дії створювались. Аналіз механізму дорожньо-транспортної пригоди здійснюється на основі визначених оціночних



критеріїв, в визначеній послідовності. Особливо важливе значення це має при вирішенні експертом-автотехніком питання відносно наявності технічної можливості уникнути ДТП.

Питання відносно наявності або відсутності технічної можливості уникнути наїзду водієм транспортного засобу на пішоходів в автотехнічній експертизі – є одним із основних, які ставляться експерту при проведенні експертизи дослідження обставин і механізму дорожньо-транспортних пригод.

При вирішенні питання про наявність у водія технічної можливості уникнути дорожньо-транспортної пригоди першочергово необхідно визначити, в який момент виникла небезпечна обстановка, тобто в який момент водій повинен був прийняти необхідні міри для уникнення пригоди.

Практика свідчить про те, що як водіями, так і спеціалістами (слідчий, суддя, прокурор, адвокат і т.д.) момент виникнення небезпеки визначається виходячи із власного досвіду та загальновідомих понять. В такому випадку важливе значення для визначення моменту виникнення небезпеки має суб'єктивне сприйняття обставин ДТП. Становище водія, який за дуже малий проміжок часу у складній дорожньо-транспортній ситуації повинен прийняти правильне рішення, яке відповідає вимогам Правил дорожнього руху і спрямоване на відвернення ДТП чи зменшення його негативних наслідків досить важке. Ситуація ускладнюється тим, що багато водіїв не розуміють, або не знають суті існуючих положень, на підставі яких судово-слідчі органи визначають момент виникнення небезпеки, оцінюють дії учасників ДТП і вирішують питання вини.

Визначення моменту виникнення небезпечної обстановки для водія в умовах, що передували ДТП, нерідко пов'язане з певними труднощами. Згідно п. 12.3 Правил дорожнього руху України «У разі виникнення небезпеки для руху або перешкоди, яку водій об'єктивно спроможний виявити, він повинен негайно вжити заходів для зменшення швидкості аж до зупинки транспортного засобу або безпечного для інших учасників руху об'їзду перешкоди». Однак разом з тим слід зауважити, що в Правилах дорожнього руху взагалі відсутнє поняття «момент виникнення небезпечної обстановки».

Вибір моменту виникнення небезпеки для руху має суттєве значення при проведенні досліджень відносно технічної можливості уникнути ДТП для водія при проведенні автотехнічних досліджень. Однак в Правилах дорожнього руху України та в коментарях до них відсутні рекомендації про те, як і в який момент він повинен оцінити ситуацію як небезпечну. Згідно методичних рекомендацій, які використовуються експертами при проведенні автотехнічних досліджень, в певних ситуаціях можна навести об'єктивні аргументи на користь вибору виникнення моменту виникнення небезпеки для руху в одній ситуації по-різному.

Таким чином в наказах, інструкціях, методичних рекомендаціях, які використовуються при проведенні автотехнічних досліджень необхідно розробити єдиний підхід до вибору моменту виникнення небезпеки для руху (з урахуванням різноманіття дорожньо-транспортних ситуацій) та прийняти за основу всіма експертними установами України з метою проведення повного,

об'єктивного та всебічного дослідження при проведенні автотехнічних експертиз.

### **Література**

1. Експертний аналіз дорожньо-транспортних пригод. Галаса П.В. та ін., Київ: 1995.
2. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы. Н.М. Кристи, ЦНИИСЭ, 1971.
3. Можливості використання спеціальних знань при розслідуванні ДТП. Х., Шевцов С.О., 2005.
4. Леонтьев Д.М. Правила дорожнього руху України 2017 з коментарями та ілюстраціями. Дніпро: Моноліт, 2017.
5. Проблемы судебной автотехнической экспертизы. ВНИИСЭ. М.: 1990.

Ніколенко Тетяна Василівна, магістрант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет,  
Семченко Наталія Олександрівна, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [nat-semchenko@ukr.net](mailto:nat-semchenko@ukr.net), тел. (057)707-37-06

### **БЕЗПЕКА АВТОБУСНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ**

В Україні рівень смертності та травматизму внаслідок ДТП є одним з найвищих в Європі, а рівень організації безпеки дорожнього руху залишається вкрай низьким, про що у своїх звітах неодноразово наголошували експерти ВООЗ, Світового банку та інших міжнародних інституцій. За питомими показниками аварійності та наслідків ДТП Україна також є одним з лідерів серед європейських країн. Так, у середньому у країнах - членах ЄС (за даними 2015 року) на 100 тис. жителів припадає 5,1 загиблих у ДТП, на 100 тис. транспортних засобів - 8 загиблих, тоді як в Україні такі показники становлять (за даними 2016 року) відповідно 13,7 і 42,2 осіб відповідно. Важливо також врахувати, що за відсутності якісного збору даних щодо травмованих і загиблих унаслідок ДТП зазначені показники можуть не відображати реальні цифри. Велика кількість ДТП та постраждалих від них також впливає на економіку та сферу охорони здоров'я України. За розрахунками експертів Світового банку, соціально-економічні втрати України від дорожньо-транспортного травматизму оцінюються в 4,5 млрд. доларів США на рік, що становить приблизно 3,4 % валового внутрішнього продукту (у розрахунках 2014 року), включаючи матеріальні витрати, пов'язані з пошкодженням майна та зниженням б

продуктивності праці, та людські втрати через серйозні травми або смерть унаслідок ДТП.

Одним з основних завдань щодо зменшення кількості загиблих і травмованих в Україні є забезпечення безпеки руху на автобусних маршрутах. За даними Держкомстату України в 2018 р. автобусами перевезено 1906252,1 тис пасажирів, що складає 50,9 % загальної кількості пасажирів, перевезених наземним транспортом загального користування (автобус, залізничний транспорт, трамвай, тролейбус).

Поліпшення стану безпеки руху на автобусних маршрутах потребує аналізу статистичних даних про ДТП за участю автобусів, методів організації водіїв на маршрутах і їх інформаційного забезпечення.

За даними офіційної статистики показник тяжкості ДТП в різних країнах коливається від 0,2 до 0,025. В Україні в 2015 році він дорівнював 0,126.

Використовуючи інформацію Управління безпеки дорожнього руху Департаменту ДАІ МВС України [1], були зібрані статистичні дані за 5 років по Україні за участю і з вини водіїв автобусів про: загальну кількість ДТП; кількість ДТП з постраждалими; кількість загиблих в ДТП; кількість травмованих в ДТП; розподіл ДТП за видами (рисунок 1).

В Україні після суттєвого збільшення кількості ДТП з постраждалими і кількості травмованих з вини водіїв автобусів з 2015 по 2017 рр., у 2018 році значних змін не відбулося, але кількість загиблих постійно збільшується (на 111% порівняно з 2015 р.).

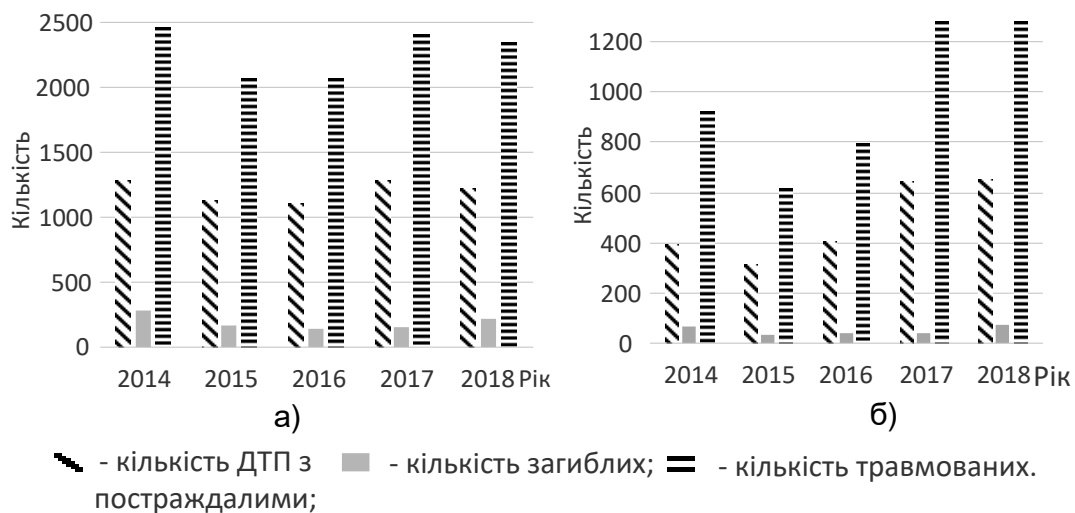


Рисунок 1 - Статистичні дані про ДТП в Україні: а) за участю водіїв автобусів; б) з вини водіїв автобусів

Аналіз ДТП за маршрутами руху автобусів, по даним Департаменту безпеки на транспорті Міністерства інфраструктури України [2, 3], свідчить, що більшість усіх ДТП з вини водіїв сталися під час виконання перевезень пасажирів на міських маршрутах.

Все перелічене вище накладає серйозні вимоги на службу безпеки підприємств перевізників. Перевізники мають проводити обстеження маршрутів і складати їх паспорти, але не завжди сумлінно виконують свої зобов'язання.

Нормативні вимоги до складання паспорту маршруту вимагають наявності в ньому: перехресть, зупинок, наявних дорожніх знаків і технічного устаткування на маршруті слідування. Це те, що водій і так бачить на маршруті. Але що водій не може сам побачити і оцінити, так це рівень небезпеки окремих ділянок. Отже як недолік існуючих паспортів маршрутів можна зазначити відсутність інформації про рівень небезпеки окремих ділянок. І оцінювання рівня небезпеки окремих ділянок є предметом подальших досліджень.

### **Література**

1. Статистика ДТП в Україні. Управління безпеки руху Департаменту ДАІ МВС України. <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/>

2. Аналіз стану безпеки руху, судноплавства та аварійності на транспорті в Україні за 2017 рік. [http://dsbt.gov.ua/sites/default/files/imce/Bezpeka\\_DTP/2018/analiz\\_avariynosti\\_2017.pdf](http://dsbt.gov.ua/sites/default/files/imce/Bezpeka_DTP/2018/analiz_avariynosti_2017.pdf)

3. Аналіз стану безпеки руху та аварійності на автомобільному, міському електричному та залізничному транспорті в Україні за 2018 рік. [http://dsbt.gov.ua/sites/default/files/imce/Bezpeka\\_DTP/2019/Analiz\\_avariynosti\\_2018.pdf](http://dsbt.gov.ua/sites/default/files/imce/Bezpeka_DTP/2019/Analiz_avariynosti_2018.pdf)

Поваляєв Сергій Іванович, кандидат технічних наук, доцент, доцент Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Харків, Україна, E-mail: [povalyaevsi@ukr.net](mailto:povalyaevsi@ukr.net).

Сараєв Олексій Вікторович, доктор технічних наук, доцент, декан автомобільного факультету Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, Харків, Україна, E-mail: [sarayev9@gmail.com](mailto:sarayev9@gmail.com).

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПЕРЕКИДАННЯ АВТОМОБІЛЯ**

В роботі досліджувався випадок перекидання транспортного засобу внаслідок бічного наїзду на перешкоду, наприклад, бордюр або колію (рис.1).

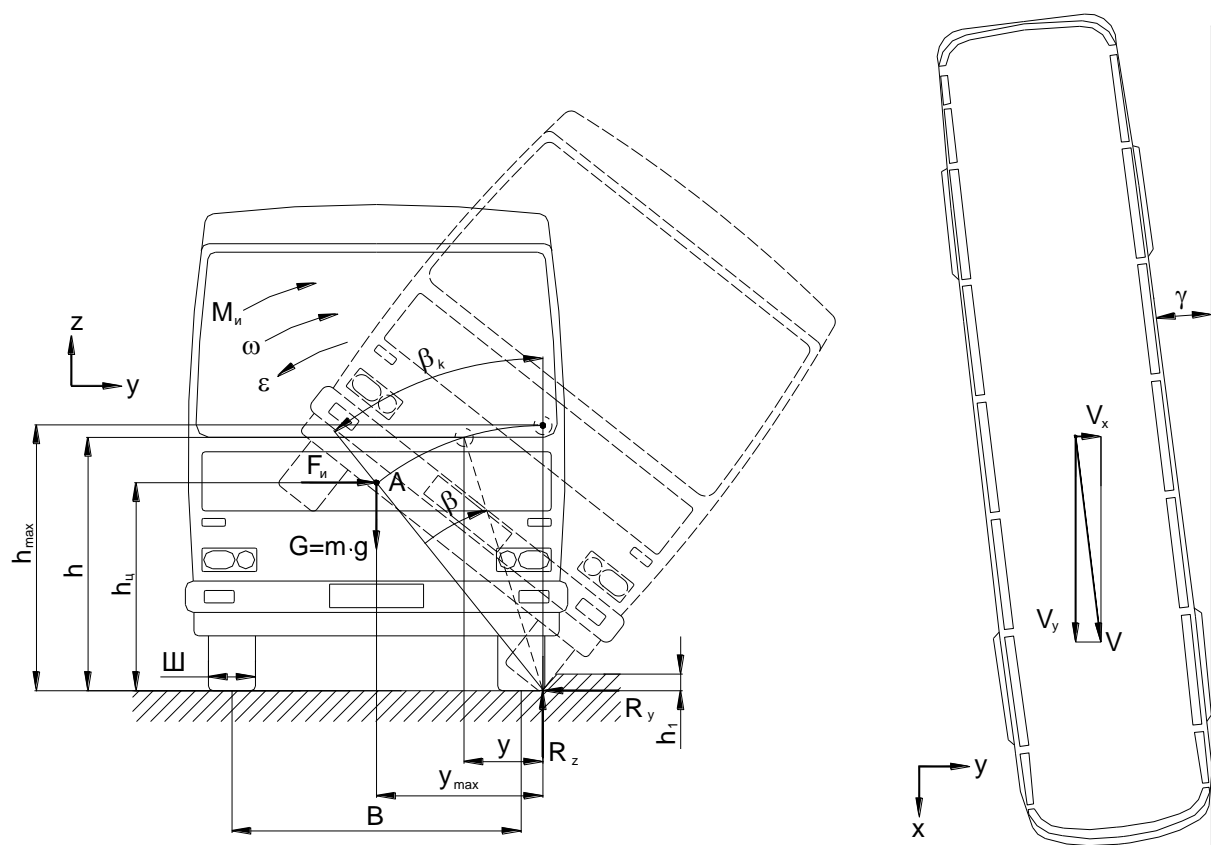


Рис. 1 – Схема зовнішніх сил і моментів, що діють на ТЗ при перекиданні після наїзду на нерухому перешкоду

На рис. 1:  $\gamma$  - кут наїзду на нерухому бічну перешкоду;  $F_{\text{и}}$  – бічна сила інерції, що виникає при наїзді колеса на нерухому бічну перешкоду;  $M_{\text{и}}$  – момент сил інерції при перекиданні ТЗ;  $G$  – сила тяжіння ТЗ;  $m$  – маса ТЗ, кг;  $R_y$ ,  $R_z$  – відповідно поперечна й вертикальна реакції в плямі контакту колеса з опорною поверхнею (точці перекидання);  $\omega$  и  $\varepsilon$  - кутова швидкість і прискорення (уповільнення) центра мас ТЗ при перекиданні;  $h$  - висота центра мас ТЗ при перекиданні, що змінюється від значення  $h_{\text{ц}}$  до  $h_{\text{max}}$ ;  $h_{\text{ц}}$  – висота перешкоди;  $B$  – колія ТЗ;  $\text{Ш}$  – ширина профілю шини колеса;  $\beta$  - кут повороту ТЗ при перекиданні, що змінюється від 0 до значення  $\beta_k$ , яке можна визначити за формулою

$$\beta_k = 90^\circ - \arctg \left( \frac{2 \cdot h_{\text{ц}}}{B + \text{Ш}} \right). \quad (1)$$

Загальним недоліком відомих експертних методів реконструкції ДТП є відсутність готових математичних моделей, що описують механізм перекидання ТЗ [1,2]. Якщо перекидання ТЗ відбулося в режимі його гальмування, то завдання по моделюванню механізму ДТП різко ускладнюються, оскільки необхідно враховувати ряд додаткових факторів, що впливають на оцінку параметрів руху ТЗ та визначити початкову швидкість перед гальмуванням [3-5]

У процесі перекидання на ТЗ діють момент сил інерції, що виникає в результаті вповільнення ТЗ і момент  $m \cdot g \cdot y$ , що створюється силою тяжіння

навколо точки перекидання. Причому плече сили тяжіння змінюється від значення  $y_{max}$  до 0 при досягненні центром мас ТЗ крайнього верхнього положення.

Мінімальну швидкість ТЗ, при якій відбудеться його перекидання можна знайти на підставі закону збереження енергії. Відповідно до закону збереження енергії повна енергія ТЗ до перекидання дорівнює повної енергії ТЗ у момент перекидання

$$\frac{m \cdot (V \cos \gamma)^2}{2} + \frac{m \cdot (V \sin \gamma)^2}{2} + m \cdot g \cdot h_u = \frac{m \cdot (V \cos \gamma)^2}{2} + m \cdot g \cdot h_{max} + E_{def.1} + E_{def.2}, \quad (2)$$

де  $V$  – лінійна швидкість руху ТЗ перед перекиданням, м/с;

$E_{def.1}$  - енергія, поглинена пружною деформацією кузова (рами) ТЗ, Дж;

$E_{def.2}$  - енергія, поглинена пружною деформацією шин ТЗ, Дж.

Максимальна висота підйому центра мас ТЗ

$$h_{max} = \sqrt{\left(\frac{B + III}{2}\right)^2 + (h_u)^2}. \quad (3)$$

У першому наближенні енергією, що витрачається на пружну деформацію елементів ТЗ, можна знехтувати. Тоді, із вираження (2) визначається швидкість ТЗ (критична швидкість) при якій може відбутися перекидання при ударі колеса об нерухому бічну перешкоду

$$V_{kp} = \frac{\sqrt{2 \cdot g \cdot (h_{max} - h_u)}}{\sin \gamma} \quad (4)$$

Відповідно до вираження (4) критична швидкість, при якій настає перекидання ТЗ після удару об бічну нерухливу перешкоду, буде тим нижче, чим менше колія й ширина колеса ТЗ, і більше кут між поступальним рухом ТЗ і бічною нерухомою перешкодою.

Реальна швидкість руху ТЗ перед перекиданням може значно перевищувати ту критичну швидкість (4), необхідну для перекидання.

### Висновки.

Розроблено математичну модель, яка дозволяє визначити умови перекидання транспортних засобів та дослідити основні параметри руху транспортних засобів в процесі перекидання від моменту початку підйому центра мас транспортного засобу до моменту його максимального підйому. Співставлення результатів розрахунку критичної швидкості транспортних засобів з результатами, що отримані на основі закону збереження енергії, показало, що результати повністю узгоджуються. Чисельні результати, що отримані при використанні математичної моделі для конкретного транспортного засобу, повністю відповідають фізиці процесу перекидання транспортних засобів.

## Література

1. Sudebnaja avtotehnicheskaja ekspertiza [Judicial autotechnical examination]: v 2 ch. / pod red. nauchn. rukov. V.A. Ilarionova. – Ch. 2. – M. : Ministerstvo justicii SSSR, 1980. – 490 s. (in Russian)
2. Rassledovanie i jekspertiza dorozhno-transportnyh proisshestvij [Investigation and examination of road traffic accidents]: monografija / S. A. Evtjukov, Ja. V. Vasil'ev. - Sankt-Peterburg : Izdatel'stvo DNK, 2004. - 280 s. (in Russian)
3. Saraiev, O. and Gorb, Y., "A Mathematical Model of the Braking Dynamics of a Car," SAE Technical Paper 2018-01-1893, 2018.
4. Danez S., Saraiev O. Mathematical modeling of speed change of vehicles at emergency braking. Technology audit and production reserves. – 2018. – №3/1(41) – P. 22–28.
5. Saraev, A. V. Metody issledovanija dorozhno-transportnyh proisshestvij s ispol'zovaniem sovremennyh avtomatizirovannyh sredstv [Methods of research of road traffic accidents with the use of the modern automated tools] / A. V. Saraev, S. V. Danec // Nauka i tehnika. 2019. T. 18, № 3. S. 256–264. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2019-18-3-256-26> (in Russian)

Скирковский Сергей Владимирович, к.т.н., доцент, Белорусский государственный университет транспорта, [sergej-ski3359@yandex.by](mailto:sergej-ski3359@yandex.by)  
Невзорова Алла Брониславовна, д.т.н., профессор, Белорусский государственный университет транспорта, [anevzorova@bsut.by](mailto:anevzorova@bsut.by)

### **АУДИТ БЕЗОПАСНОСТИ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ КОЛЬЦЕВЫХ ПЕРЕСЕЧЕНИЙ НА ПЕРВИЧНЫХ ЭТАПАХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ СЕТИ ГОРОДА**

В связи с интенсивной автомобилизацией нашего общества необходимо проводить реконструкцию улично-дорожной сети для предотвращения возникновения «пробок» и снижения экологической нагрузки от выхлопных газов при остановках автомобилей на перекрестках. В последнее время загруженные перекрестки на городских дорогах перестраивают в кольцевые пересечения. С одной стороны, они позволяют увеличить пропускную способность, с другой стороны, недостаточно прорабатывается организация движения на них, и как следствие увеличивается аварийность.

Организации, которые выполняют проекты по реконструкции городской улично-дорожной сети, для ускорения процесса используют обширную базу типовых решений. Однако в реальности, после реконструкции таких дорог и появления на них кольцевых пересечений, в 80 % случаев вскрываются неучтенные факторы, связанные со спецификой организации безопасности дороги с позиции восприятия её всеми категориями участников дорожного движения и выявления дефектов, которые могут стать причиной ошибок пользователей и привести к дорожно-транспортным происшествиям [1].

На нашем мнении, это связано с тем, что в команде проектировщиков проектной организации, как правило, отсутствует специалист по безопасности дорожного движения (БДД) или его не привлекают из-за финансовых проблем, а сам проектировщик не владеет полным спектром знаний в области БДД и прогнозирования развития дорожной ситуации на дороге в будущем. Поэтому зачастую ещё на стадии проектирования закладывается основа низкой безопасности дорог. Одним из решений по улучшению дорожных проектов может быть привлечение в проектные команды инженеров по БДД и проведение совместного аудита инфраструктурных проектов автомобильной сети для определения влияния различных альтернатив планирования на безопасность.

Аудит безопасности дорожного движения определяется как формальная и независимая техническая проверка проектирования и строительства дорожной схемы с целью выявления любых небезопасных элементов или потенциальных опасностей и предоставления рекомендаций по их устранению на всех этапах, от планирования до начала эксплуатации (PIARC, 2011; ETSC, 1997; NRA, 2012).

Основной целью аудита БДД является выявление и решение любых вопросов безопасности дорожного движения. Аудит БДД – это не проверка на соответствие стандартам проектирования, а средство обнаружения опасности. Схема дорожного движения, когда проводится аудит, должна анализироваться при всех условиях эксплуатации и учитывать всех участников дорожного движения [2,3].

Аудит БДД считается экономически эффективной мерой для выявления и решения вероятных проблем безопасности. Чем раньше будет проведен аудит, тем больше будет выгода, поскольку корректировка планов проектирования может быть более дешевым вариантом, чем модернизация функций безопасности после построения схемы.

Аудит дорожной безопасности применения типового проектного решения к реальным условиям без адаптации и консультации с инженерами по БДД выявил следующие специфические задачи, которые требовали своего решения:

- непонимание вероятности возникновения ДТП на стадии пользования дорогой в данной топографической локализации:
- отсутствие экспертных заключений по выбору результативного варианта проекта;
- обоснование снижения затрат на последующих этапах технологического развития дорожного проекта за счет выявления и исключения дефектов на этапах планирования, эскизного и детального (рабочего) проектирования, строительства или реконструкции дороги, открытия движения и эксплуатации, а также развитие прилегающих территорий в будущем.

В качестве примера на рисунке 1 представлены реализованный и один из возможных вариантов реконструкции кольцевого пересечения улиц Кирова–Рогачевская–Полесская в городе Гомеле.



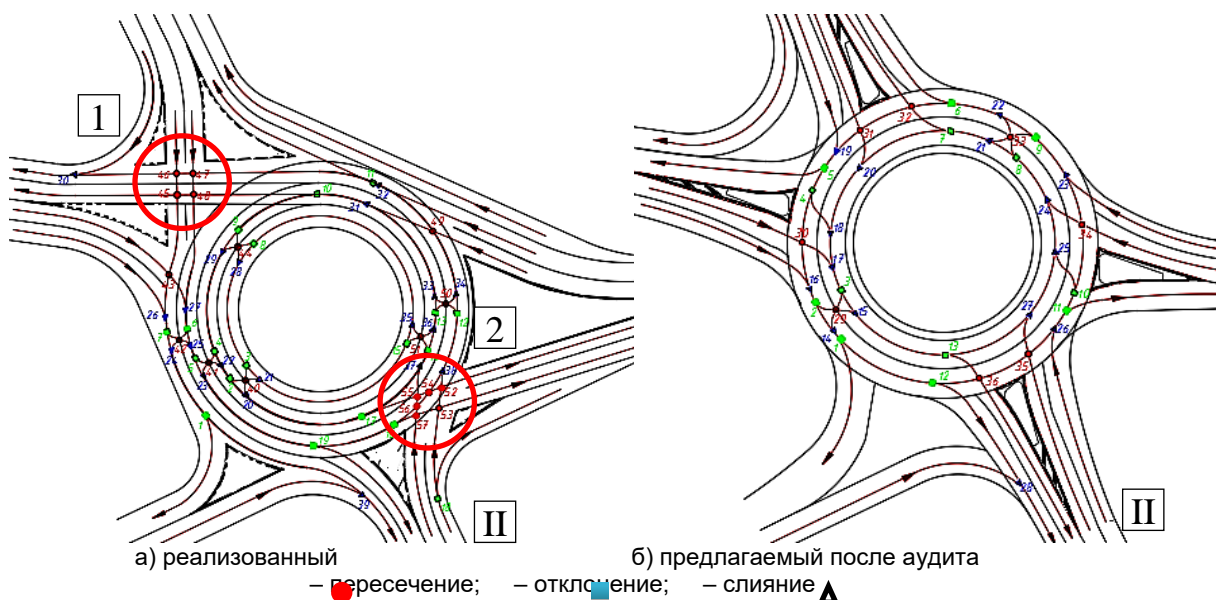


Рис. 1 – Планы кольцевого пересечения улиц Кирова–Рогачевская–Полесская с указанием мест образования конфликтных точек:

До реконструкции данный перекресток представлял собой кольцевое пересечение с транзитным движением по улице Кирова (на рисунке направление I –II), движение на котором регулировалось светофорами. Реконструкция должна была повысить безопасность на перекрестке за счет снижения скорости движения транспортных средств, однако на деле вышло несколько иначе. На перекрестке появились две потенциально опасные зоны (I и II, рисунок 1.а), в которых вероятно возникновение ДТП с тяжелыми последствиями. Анализ потенциальной опасности представленных проектных решений методом конфликтных точек показывает, что степень опасности реализованного проекта реконструкции перекрестка значительно выше, чем одного из возможных вариантов. Анализ аварийности на перекрестке за год до и после реконструкции показывает рост общего количества ДТП с материальным ущербом и с пострадавшими по годам (рисунок 2).

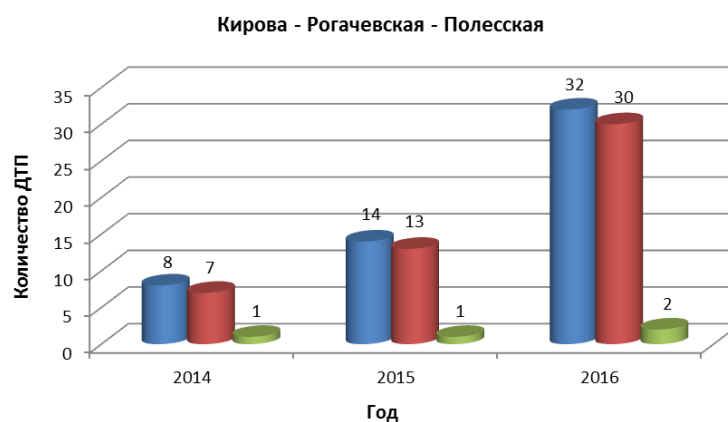


Рис. 2 – Аварийность по годам на кольцевом перекрёстке Кирова-Рогачевская-Полесская: общее количество ДТП (8,14,13); ДТП с материальным ущербом (7,13,30); ДТП с пострадавшими (1,1,2)

Таким образом, исследования показывают, что аудиты БДД проектов, а также другие проактивные методы, являются значимым фактором для внедрения безопасной системной инфраструктуры, позволяющей в дальнейшем при эксплуатации сделать дорогу менее аварийной, чем дорогу, построенную традиционным способом, и дают возможность развить культуру БДД среди тех, кто отвечает за планирование и реконструкцию дорожно-уличной сети.

### **Литература**

1. Аудит дорожной безопасности по автомобильной дороге Р242 Пермь Екатеринбург / А. С. Сергеев, А. М. Бургунутдинов // Вестник ПГТУ. Охрана окружающей среды, транспорт, безопасность жизнедеятельности. - 2011. - № 2. - С. 152-161.

2. Абрамова Л.С. Особенности аудита дорожной безопасности // Автомобильный транспорт. 2015. № 36. – С. 161–164. , URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/osobennosti-audita-dorozhnoy-bezopanosti> (дата обращения: 08.08.2019).

3 Аудит безопасности дорожного движения на локальном объекте дорожной сети Минска/ Капский Д.В. [и др.]. – Наука и техника. – 2015. – № 1. – С. 40–47.

4 Концепция безопасности дорожного движен

Смик Олександр Миколайович, старший судовий експерт, Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, 21\_ATE@ukr.net

### **ВИКОРИСТАННЯ СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ПРИ ОГЛЯДІ МІСЦЯ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНИХ ПРИГОД**

В останні роки зростає тенденція до збільшення кількості транспортних засобів на дорогах. Збільшення транспортних засобів в свою чергу приводить до збільшення кількості дорожньо-транспортних пригод (далі — ДТП).

Результативне розслідування ДТП в першу чергу залежить від якості проведення слідчих дій на початковому етапі, тобто виявлення, ідентифікація та фіксація слідової інформації на етапі проведення огляду місця ДТП.

Огляд місця ДТП — це багатостороння слідча дія, яка передбачає вивчення обстановки на місці дорожньої події, стану транспортного засобу, дослідження різних слідів та об'єктів розташованих безпосередньо в районі ДТП [3].

В епоху новітніх технологій для більш ефективного проведення огляду місця ДТП доцільно використовувати безпілотні літальні апарати.

Безпілотний літальний апарат – (дрон) мобільний, автономний апарат, запрограмований на виконання якихось завдань (наприклад, автономні системи, створені для польоту, розроблені для виконання різного роду завдань) [1].

Дрони обладнані фото і відеокамерою, їх камер включають в себе таку функцію, як стабілізація зображення (система підвісу камери синхронізована з системою управління дроном) та зйомка відео з роздільною здатністю 4К. Завдяки таким камерам можна отримати якісні фотозображення місця ДТП, зокрема отримати фото з видом зверху ділянки дороги зі слідової інформацією та кінцевим положенням транспортних засобів.

Робота з такими зображеннями в свою чергу дозволить побудувати більш точні масштабні схеми та проводити моделювання ситуації. Оскільки традиційні заміри рулеткою можуть мати похибки та недостатню, або недоцільну кількість замірів. Таким чином використання дронів дозволить більш точно фіксувати сліди коліс, подряпини, осип та кінцеве положення транспортних засобів, що має велике значення для подальшого дослідження механізму ДТП.

Також використання дронів дозволить в більш короткий проміжок часу провести огляд місця ДТП та прибрати з проїжджої частини транспортні засоби і інші об'єкти, що заважають відновленню руху транспортних засобів [2].

Вміле використання сучасних технологій, спеціальних знань, залучення спеціалістів до огляду місця ДТП надають можливість вже на початковому етапі розслідування отримати необхідні дані щодо механізму розвитку ДТП.

## Література

1. Електронний ресурс, режим доступу <https://uk.wikipedia.org/wiki/Дрон>.
2. Онучин А.П. Проблемы расследования дорожно-транспортных происшествий с учетом ситуационных факторов / А.П. Онучин. — Свердловск : Изд-во Урал. ун-та, 1987. — 184 с.
3. Огляд місця Дорожньо-транспортної Події [Електронний ресурс], Державна Інспекція по Безпеці Дорожнього Руху 2013. Режим доступу: <http://www.skatiweb.tk/63.html>

Старіков Євгеній Львович, старший судовий експерт, Харківський науково-дослідний експертно-криміналістичний центр МВС України, [21\\_ATE@ukr.net](mailto:21_ATE@ukr.net)

## ДОСЛІДЖЕННЯ МАНЕВРУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ПРИ ПРОВАДЖЕННІ АВТОТЕХНІЧНИХ ЕКСПЕРТИЗ

При провадженні автотехнічних експертиз для аналізу обставин дорожньо-транспортної пригоди досить часто виникає необхідність дослідження маневру транспортного засобу.

Раніше експертами Харківського науково-дослідного експертно-криміналістичного центру МВС України та науковцями Харківського національного автомобільно-дорожнього університету було встановлено, що жодна з методик дослідження маневрів транспортних засобів [2, 4, 5], які рекомендовані для провадження автотехнічних експертиз, не дає об'єктивних результатів, які відповідали б дійсним параметрам маневрів автомобілів при ходових випробуваннях, результати розрахунків за усіма методиками занижували дійсні значення величини відхилення або зміщення смуги руху транспортних засобів [1].

При цьому найбільш наближеними до дійсних виявилися результати розрахунків за методикою М.М. Крісті від 1971 року [2], згідно з якою в процесі маневру зовнішня габаритна точка транспортного засобу рухається по дузі окружності граничного радіусу за умовами зчеплення коліс транспортного засобу з дорожнім покриттям при боковому ковзанні.

Аналіз кінематичної схеми повороту транспортного засобу за методикою М.М. Крісті від 1971 року [2] показав, що вона суттєво відрізняється від кінематичної схеми повороту транспортного засобу, яка використовується при дослідженні експлуатаційних якостей автомобіля (керованості та маневреності) [3].

В зв'язку з цим автором була запропоновано удосконалення методики експертного дослідження маневру М.М. Крісті в частині розрахунку поперечного відхилення переднього зовнішнього габариту транспортного засобу на заданій відстані у поздовжньому напрямку та при заданій швидкості руху з урахуванням кінематичної схеми повороту цього транспортного засобу, яка використовується при дослідженні експлуатаційних якостей автомобіля. В зв'язку з цим формула величини поперечного відхилення смуги руху транспортного засобу змінилася та має такий вигляд:

$$Y = \sqrt{R_{um}^2 - b^2} - 0,5K - \sqrt{\left(\sqrt{R_{um}^2 - b^2} + 0,5K\right)^2 - X^2 - 2X(L + C)} \quad (1)$$

За вихідними даними, що були отримані при проведенні багатофакторних експериментальних досліджень маневрів автомобілів категорії М1 різних моделей, в ході яких була встановлена максимальна швидкість руху цих автомобілів без заносу при виконанні маневру типу «вхід в поворот» на сухій асфальтобетонній ділянці дороги горизонтального профілю довжиною 12 м [1]. За допомогою програмного забезпечення «MathCAD» були проведені розрахунки за формулою (1), результати яких приведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Результати розрахунку величини відхилення смуги руху автомобілів категорії М1 при виконанні маневру типу «вхід в поворот» на сухій асфальтобетонній ділянці дороги горизонтального профілю довжиною 12 м.

Марка автомобіля/ рік випуску/ марка и розмір шин	Максимальна швидкість при маневрі типа «вхід в поворот», км/год	Розрахункова величина відхилення смуги руху автомобіля при різних значеннях коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою при боковому ковзанні, м		Абсолютна похибка при різних значеннях коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою при боковому ковзанні, м		Відносна похибка при різних значеннях коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою при боковому ковзанні, %	
		0,7	0,8	0,7	0,8	0,7	0,8
BA3-2111/ 2005 р.в./ Planet Antel 175/70R13	50	4,15	4,84	0,65	1,34	18,6	38,3
BA3-21099/ 2007 р.в./ Кама-205 ECO COMER 165/70R13	53	3,63	4,21	0,13	0,71	3,7	20,3
Ford Mondeo/ 2007 р.в./ KUMNO ESTA SPT 205/55R16	56	3,32	3,85	-0,18	0,35	-5,1	10
Opel Corsa/ 2011 р.в./ Continental Conti Eco Contact 185/65R15	60	2,79	3,22	-0,71	-0,28	-20,3	-8

Як видно з таблиці 1, за умови, що коефіцієнт зчеплення коліс з сухим асфальтобетонним покриттям дороги при боковому ковзанні був мінімальним, то відносна похибка розрахункової величини відхилення смуги руху автомобілів складала -20,3...18,6%. Якщо ж коефіцієнт зчеплення коліс з сухим асфальтобетонним покриттям дороги при боковому ковзанні був максимальним, то відносна похибка розрахункової величини відхилення смуги руху автомобілів -8...38,3%. При цьому середня величина відносної похибки складає, відповідно, -0,78% и 15,2 %.

Раніше було встановлено [1], що розрахункова величина відхилення смуги руху автомобілів за методикою М.М. Крісті від 1971 року навіть при максимальному значенні коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою при боковому ковзанні (2,04...3,29 м) була меншою за дійсну величину відхилення смуги руху автомобілів (3,5 м). Розрахунки при мінімальному значенні коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою при боковому ковзанні не проводились, оскільки розрахункова величина відхилення смуги руху автомобілів була б ще меншою, а похибка – ще більшою.

Як видно з таблиці 1, розрахункова величина відхилення смуги руху автомобілів при мінімальному та максимальному значенні коефіцієнту зчеплення коліс з дорогою при боковому ковзанні за удосконаленою методикою (2,79...4,81 м) є як меншою, так і більшою за дійсну величину відхилення смуги руху автомобілів (3,5 м). Ця обставина вказує на те, що результати розрахунків параметрів маневру транспортних засобів за удосконаленою методикою є точнішими за результати розрахунків, що отримані за методикою М.М. Крісті від 1971 року.

### **Література**

6. Криміналістичний вісник: наук.-практ. зб. / [Голов. Ред.. Коваленко В.В. та ін.] / ДНДЕКЦ МВС України; НАВС. – К.: ТОВ «Брайт Вайтт», 2013. - № 2 (20). – 266 с.
7. Кристи Н.М. Методические рекомендации по производству автотехнической экспертизы. – М.: ЦНИИЛСЭ, 1971. – 123 с.
8. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. - 240 с.
9. Расчет параметров маневра транспортных средств (Методическое письмо для экспертов). – М.: ВНИИСЭ, 1989. – 31 с.
10. Судебная автотехническая экспертиза. ч. 2. под ред. Илларионова В.А. – М.: ВНИИСЭ, 1980. – 485 с.

Терещенко Олександр Петрович, к.т.н., доцент, Вінницький національний технічний університет, [atereschenko96@gmail.com](mailto:atereschenko96@gmail.com), 050 35 23 201

### **ЗАХОДИ БЕЗПЕКИ ПРИ ВИКОНАННІ НЕСТАНДАРТНИХ ЛОГІСТИЧНИХ ЗАДАЧ**

В останній час, у зв'язку з переходом до цифрового телебачення гостро стоїть питання з заміною обладнання на об'єктах, головним чином, концерну радіомовлення, радіозв'язку та телебачення. Саме там встановлені у великій кількості крупногабаритні і, відповідно, важкі рупорно-параболічні антени, потреби в яких вже нема. Оскільки ці антени займають антенімісця, їх власники несуть збитки з-за необхідності сплачувати орендну плату. Сам концерн теж зацікавлений в їх демонтажі, оскільки встановлені 40-50 років

назад антени перевантажують металоконструкції опор.

Під час виконання поставленої задачі виникає дві достатньо складних проблеми-демонтаж та опускання антен з висоти іноді понад 100 м при підвищеному рівні електро-магнітного випромінювання високої частоти [1] та транспортування їх на значну відстань для складування і подальшої утилізації. Перша проблема вирішується залученням верхолазів або промислових альпіністів. До організації транспортування залучають патрульну поліцію. Але в обох випадках необхідно передбачити ряд заходів, які б гарантували безпеку виконавців та оточуючих.

Рупорно-параболічна антена РПА-2П-2 має довжину біля 7 м, ширину більше 4 м і важить близько 1,5 т. Як правило, встановлені антени на значній висоті-понад 100 м. Об'єкт демонтажу – просторові конструкції, виконані з алюмінієвого сплаву, встановлені на закріплених до консольних майданчиків щогли сталевих поворотних рам. З'єднання елементів конструкцій між собою виконане на болтах.

Перед початком робіт на території адміністрація підприємства та підрядник оформляють наряд-допуск на виконання будівельно-монтажних робіт.

Демонтаж металоконструкцій виконувався у безвітряну погоду (при швидкості вітру не більше 5 м/с) та при плюсовій температурі.

Другим етапом роботи було транспортування демонтованих антен на склад. Проблема полягає в тому, що ширина антени перевищує 4 м при дозволений ширині транспортного засобу 2,55 м. Тому перед транспортуванням оформлялися відповідні дозволи органів патрульної поліції. Саме транспортування відбувалося в нічний час, коли на дорогах значно менша кількість транспортних засобів. Транспортування супроводжувалося нарядами патрульної поліції.

Таким чином, проведені дослідження дали можливість винайти засоби вирішення як задачі демонтажу конструкцій великих габаритів та ваги, так і транспортної задачі, при цьому були розроблені і запропоновані заходи безпеки, що дозволило вдало виконати доручені роботи.

1. Терещенко О.П. Вплив частоти електромагнітних випромінювань радіочастотного діапазону на граничнодопустиму напруженість електричного поля- SWorld – December 2018 WORLD SCIENTIFIC AND TECHNICAL TRENDS' 2018, 6 с.

Фролов Андрій Анатолійович, судовий експерт, науковий співробітник, Харківський науково-дослідний інститут судових експертиз ім. Засл. проф. М.С. Бокаріуса, [frolov.andrey.5120@gmail.com](mailto:frolov.andrey.5120@gmail.com)

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

Ломака Степан Йосипович, к.т.н., професор кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, Харківський автомобільно-дорожній університет

## **МЕТОДИ ВИМІРЮВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯ АВТОМОБІЛЬНОГО КОЛЕСА З ДОРЖНІМ ПОКРИТТЯМ**

При проведенні автотехнічних досліджень, для вирішення питання щодо визначення технічної можливості уникнути зіткнення транспортних засобів або уникнення наїзду на пішохода експерт-автотехнік, враховуючи надані йому на дослідження вихідні данні, розраховує зупинний шлях транспортного засобу з урахуванням його швидкості руху перед дорожньо-транспортною подією та розраховує відстань на якій знаходився цей транспортний засіб в момент виникнення небезпеки для його водія, так звану величину віддалення. При проведенні розрахунку зупинного шляху транспортного засобу необхідно визначити величину його сповільнення перед дорожньо-транспортною подією, для цього необхідно володіти такими вихідними даними, як тип дорожнього покриття (асфальтобетон, ґрунтова дорога, тощо), стан дорожнього покриття (сухий, мокрий, ожеледиця, тощо), щоб визначити коефіцієнт зчеплення колеса транспортного засобу з дорожнім покриттям, виходячи з якого вже можна буде визначити сповільнення транспортного засобу перед дорожньо-транспортною подією. Одним з основних параметрів при визначенні сповільнення транспортного засобу на тій чи іншій поверхні проїзної частини є коефіцієнт зчеплення автомобільного колеса з дорожнім покриттям, тому розглянемо теоретичні передумови та методи його визначення, що застосовуються в експертно-криміналістичній практиці.

Дослідження зчіпних властивостей дорожнього покриття проводиться в багатьох державах світу вже багато десяти років. Це пояснюється в першу чергу різноманітністю факторів і умов, які впливають на зчеплення колеса з дорожнім покриттям. Складність дослідження залежності коефіцієнта зчеплення від різноманітних факторів і умов за наявності технічних можливостей призвели до того, що для дослідження і вимірювання зчеплення приймаються різноманітні методи і прилади, які відрізняються між собою, як за принципом дії, так і за конструкцією, при цьому отримані результати дослідження суттєво можуть відрізнятися один від одного. Дослідження цього питання показують, що навіть в тому випадку, коли застосовуються прилади одного й того ж типу, складно отримати порівняльні результати, не кажучи вже про різноманітні прилади для проведення таких вимірювань.

Для того, щоб отримати за допомогою певного методу точні результати, необхідно щоб всі вимірювання проводились в однакових умовах при збереженні постійності всіх факторів, які можуть впливати на кінцевий



результат. Методи дослідження і вимірювання зчіпних властивостей дорожніх покриттів визначаються характером руху автомобільного колеса по дорожньому покриттю і режимом гальмування. Відомо, що коефіцієнт зчеплення [1-5] визначається, як відношення максимально допустимого, без буксування, окружного тягового (або гальмового) зусилля на ободі ведучого колеса, до навантаження яке тисне на колесо. Слід відзначити, що при збільшенні навантаження коефіцієнт зчеплення трохи знижується, а при зменшенні навпаки збільшується [6].

Вимірювання коефіцієнта зчеплення можуть проводитися на спеціальних стендах, методом гальмування автомобіля з вимірюванням довжини гальмівного шляху або величини сповільнення при гальмуванні автомобіля та методом динамометрування.

Вимірювання коефіцієнта зчеплення на стендах і спеціальних установках застосовуються в більшості науково-дослідних установах для вивчення впливу на зчеплення різноманітних факторів, пов'язаних як з дорожнім покриттям, так і безпосередньо з шиною. Головним недоліком цього методу є невідповідність лабораторних умов реальним дорожнім умовам. Даний метод дозволяє встановити величину зміни коефіцієнта зчеплення в залежності від тих чи інших параметрів або умов, але не достатній для вивчення характеру взаємодії автомобільного колеса з дорожнім покриттям в експлуатаційних умовах.

Визначення коефіцієнта зчеплення методом гальмування автомобіля з вимірюванням шляху гальмування є найпоширенішим в практиці ведення автотехнічних експертиз. Відомо, що шлях гальмування, це відстань з моменту впливу водієм на педаль гальмування автомобіля до моменту повної зупинки транспортного засобу, тому при визначенні коефіцієнта зчеплення цим методом передбачається, що кінетична енергія автомобіля, який рухається в процесі гальмування повністю поглинається тертям шини о дорожнє покриття, в той час як в дійсності значна частина енергії поглинається всіма видами внутрішнього тертя, існуючого в автомобілі та вчасності шиною і гальмами.

Метод визначення коефіцієнта зчеплення за величиною негативного прискорення (сповільнення) при гальмуванні автомобіля також використовується на практиці але вимагає наявності спеціального вимірювального обладнання. Величина сповільнення встановлюється спеціальними приборами деселерометрами, які розташовуються на автомобілі, колеса якого блокуються в визначений момент. Дійсне значення коефіцієнта зчеплення за величиною сповільнення при гальмуванні автомобіля може бути визначене тільки за умови, що всі колеса автомобіля гальмують одночасно, силою відповідної оптимальному розподілу гальмових сил. Гальмові сили, в свою чергу, залежать від величини нормальних реакцій на колесах, мінливих при перерозподілі навантаження між осями автомобіля в процесі гальмування. На практиці, при гальмуванні автомобіля не вдається виконати ці умови, що призводить до виникнення похибок під час визначення коефіцієнту зчеплення і одержуваний результат є приблизним, ступінь наближення його до істинного значення залежить від конструктивних властивостей самого автомобіля та режиму його гальмування.

Визначення коефіцієнту зчеплення методом повного та короткочасного ковзання (блокування) колеса дає більш точні результати. При такому способі гальмування, коли шина ковзає по покриттю з постійною швидкістю при постійному навантаженні, корд сильно розтягнутий, шина по окружності не деформується і поглинає мінімальну кількість енергії. При цьому значно зменшується робота внутрішнього тертя і витрачається в основному тільки робота на стирання шини, котра розігрівуючись швидко зношується в зоні контакту. В таких умовах при мінімальній нерівності і шорсткості поверхні покриття сила зчеплення розрахована за силою тяги, може розглядатися як рівнодіюча сил тертя, виникаючих в площині контакту автомобільної шини з дорожнім покриттям. Як показав аналіз такі умови руху колеса в практиці відтворити складно, тому використання такого методу обмежено.

Враховуючи світову практику, слід зауважити, що всі типи існуючих дорожніх покриттів в сухому стані незалежно від терміну їх дії, забезпечують достатнє зчеплення з колесом автомобіля і перевищують безпечну норму коефіцієнта зчеплення (0,4) в 1,5-2 рази. Високий коефіцієнт зчеплення спостерігається на асфальтобетонних покриттях з підвищеним вмістом щебеню і з поверхневою обробкою щебеню крупністю 10-15 мм та 30-35 мм, проте остання суттєво збільшує зношення шини, а отже їх довговічність в експлуатації.

### Література:

1. Работа автомобильной шины. Под ред. В.И. Кнороза. М., «Транспорт», 1976. 238 с. Авт.: В.И. Кнороз, Е.В. Кленников.
2. В.А. Иларионов, М.М. Морин, А.М. Шейнин. Теория автомобиля. Научно-техническое издательство министерства автомобильного транспорта и шоссейных дорог РСФСР. Москва 1960. – 192 с.
3. Качение тел с трением. Фреттинг : моногр. / Г. С. Гура. – Сочи : ООО «Полиграфический центр «Дория»», 2009. – 295 с.
4. И.В. Крагельский, И.Э. Виноградова. Коэффициенты трения. Справочное пособие. Издание второе, переработанное и дополненное. Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, Москва, 1962, - 220 с.
5. Использование в экспертной практике экспериментально-расчетных значений параметров торможения автотранспортных средств, М., 1986 г.
6. Leontiev, D. N., Mikhalevich, N. G., & Frolov, A. A. (2018). Influence of vertical load on braking force and tyre adhesion coefficient of vehicle wheel. Theory and Practice of Forensic Science and Criminalistics, 18, 383-392. <https://doi.org/10.32353/khrife.2018.42>

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЛОГИКО-ВЕРОЯТНОСТНЫХ МЕТОДОВ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРИЧИН ОТКАЗОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВС**

Несмотря на значительные успехи, достигнутые в исследованиях и конструировании турбокомпрессоров для наддува двигателей внутреннего сгорания [1, 2], в эксплуатации встречается большое количество случаев неисправностей и отказов, вызванных как самой эксплуатацией, так и ошибками в обслуживании двигателя, а иногда и производственными дефектами [3]. То есть, даже при значительных усилиях, направленных на исследования и разработки новых конструкций, современные турбокомпрессоры наддува ДВС не получаются на 100% надежными, и в них в зависимости от различных условий эксплуатации возникают неисправности и отказы, для эффективного устранения которых требуется правильное определение их причин.

Однако анализ источников [4, 5, 6] показывает, что несмотря на успехи в исследованиях и конструировании, так и не были созданы надежные методики, позволяющие с необходимой для практики достоверностью находить причину неисправности (отказа) турбокомпрессоров. Действительно, источников по определению причин неисправностей турбокомпрессоров мало, а информация в них далеко не всегда способна помочь потребителю или ремонтной организации. Существующие методики определения причин неисправностей [5, 6] обычно дают при схожести признаков десятки возможных причин, вследствие чего их использование на практике требует настолько большой трудоемкости, что фактически неэффективно, в результате чего в эксплуатации потребители во многих случаях затрудняются определить причину возникшей неисправности.

Проблема правильного определения причины неисправности дополнительно осложняется не только комплексным влиянием систем и узлов двигателя на работу турбокомпрессора, но также и чрезвычайно быстрым развитием любого начального повреждения. Так, при типичной для современных турбокомпрессоров автомобильных двигателей частоте вращения ротора, достигающей 200000 об/мин и более, многоцикловая усталость, характеризуемая количеством циклов более  $10^5$ - $10^6$ , может наступить уже через несколько секунд после повреждения, вызывающего появление дополнительных нештатных нагрузок на детали. В результате у потребителя даже нет возможности вовремя диагностировать признаки отклонений от нормальной работы турбокомпрессора - слишком быстро наступает отказ. В то же время высокие скорости вращения вызывают такие значительные повреждения деталей [3, 6, 7], что точное определение причины неисправности после отказа во многих случаях сильно затруднено.

Учитывая такие сложности, многие потребители и сервисные организации предпочитают не тратить время и силы на выяснение причин отказа, а просто менять турбокомпрессор на новый [3]. Однако такой подход нередко приводит к повторному входу из строя, если причина неисправности не была связана с самим турбокомпрессором, а вызывалась внешними причинами, например, неисправностью двигателя и его систем. В результате затраты на ремонт транспортного средства могут значительно, иногда даже кратно, возрасти, причем эта проблема приобретает все большую остроту по мере все более широкого распространения турбонаддува в двигателях различных транспортных средств, а также все большего усложнения конструкции и удорожания турбокомпрессоров [1, 3].

В данной работе предпринята попытка найти решение проблемы определения причины неисправности турбокомпрессоров с использованием логико-вероятностных методов. Действительно, при оценке надежности различных агрегатов широко используются модели, описывающие причинно-следственные связи отказов всей системы с отказами отдельных элементов и другими событиями (воздействиями), в том числе, так называемый метод анализа дерева отказов [8, 9]. Однако в чистом виде данный метод, применяемый на практике для расчетов вероятностных характеристик надежности и рисков отказов, не вполне соответствует задачам поиска причин неисправностей. Дело в том, что принятое в расчетах надежности направление анализа - от базовых событий, инициирующих отказ, к событию отказа, прямо противоположно направлению анализа в случае, если причина отказа заранее неизвестна.

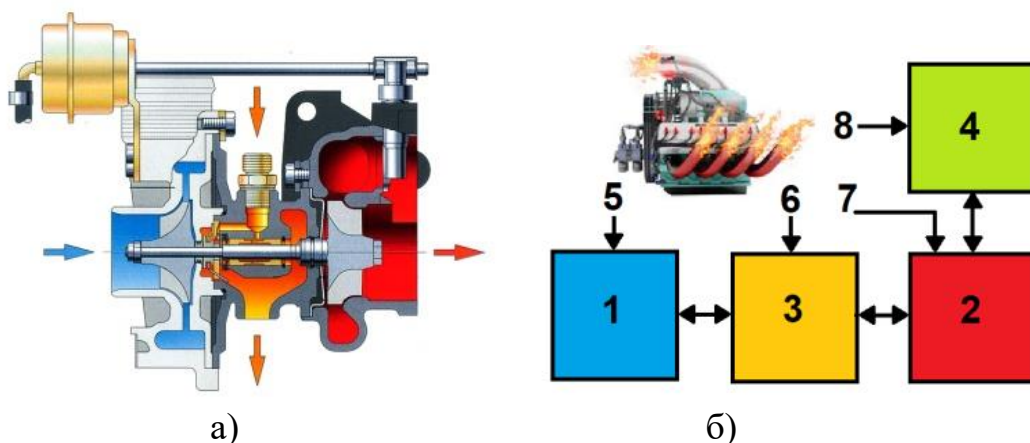


Рисунок 1. Турбокомпрессор (а) и его блок-схема (б):

1 - компрессор, 2 - турбина, 3 - подшипниковый узел, 4 - система управления (клапан перепускной заслонки, турбина с регулируемым сопловым аппаратом или другое, с приводным механизмом и блоком управления), внешние воздействия на турбоагнетатель (от двигателя внутреннего сгорания), в том числе: 5 - впускная система ДВС, 6 - масляная система и картер ДВС, 7 - цилиндры ДВС и выпускной коллектор, 8 - система управления двигателем.

Учитывая это, была предпринята попытка разработать сравнительно простую методику определения причин неисправностей турбокомпрессоров наддува ДВС, опираясь, с одной стороны, на имеющийся опыт их эксплуатации и ремонта [3-7], а с другой - на метод анализа дерева отказов [8, 9]. С этой целью турбокомпрессор вначале был условно разделен на блоки (рис.1), позволяющие учесть не только их взаимное влияние друг на друга, но и выявить воздействие различных узлов и систем ДВС на турбокомпрессор.

Далее было составлено достаточно полное описание большинства известных видов отказов и их причин, а также соответствующих им признаков, имеющихся на основных деталях турбокомпрессора, по 4-м выделенным узлам - компрессору, турбине, подшипниковому узлу и системе управления. Данная работа производилась на основании имеющегося в настоящее время опыта исследования причин отказов турбокомпрессоров, накопленного различными организациями [3-7].

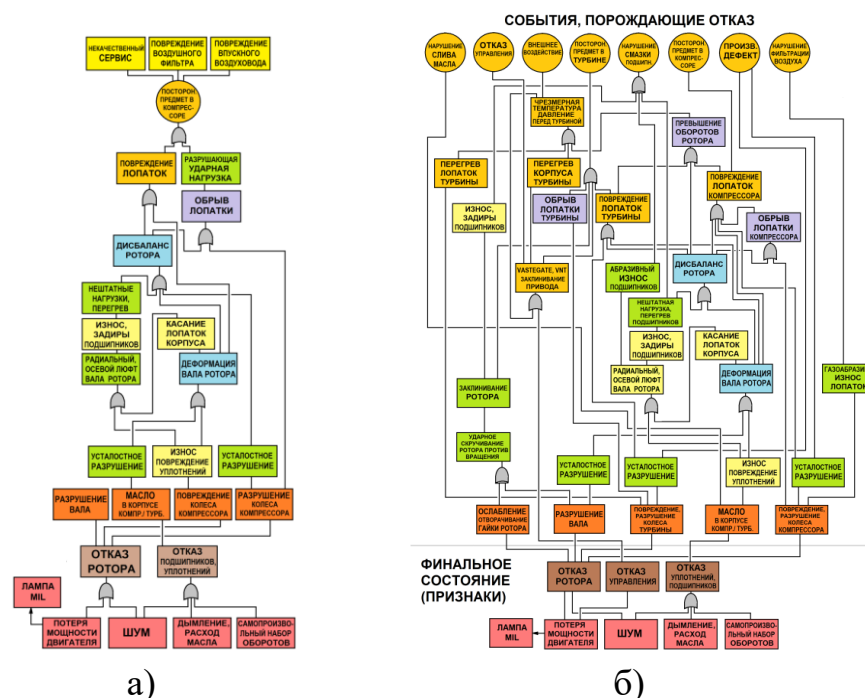


Рисунок 2. Модифицированное обратное дерево отказов предполагает направление анализа от отказа к базовым событиям, что значительно упрощает логическую схему, делая ее вполне пригодной для практики: а) дерево для одного вида отказа - попадания постороннего предмета в компрессор, б) дерево отказов всего турбокомпрессора.

На основании проведенного анализа причинно-следственных связей было выполнено пробное построение стандартного дерева отказов турбокомпрессора только для одной причины отказа - попадания постороннего предмета в компрессор. При этом выяснилось, что стандартное дерево отказов чрезмерно громоздко и фактически не может быть использовано для практических задач определения причин неисправности. Тем не менее, в процессе адаптации метода к задачам поиска причин неисправностей было установлено, что определение причины неисправности может быть выполнено на основе анализа

модифицированного дерева отказов, позволяющего выполнять анализ в обратном по отношению к общепринятому направлении – от события отказа всей системы к базовым событиям, инициирующим отказ в отдельных ее элементах. Такой подход позволил значительно упростить логическую схему, сделав ее для рассматриваемого вида отказа вполне наглядной и логичной для практического использования (рис.2а).

После развития указанного принципа на все основные виды отказов было получено модифицированное обратное дерево отказов турбокомпрессора (рис.2б). Оно фактически устанавливает связь между основными признаками отказа, видимыми потребителем, и начальными (базовыми) событиями, вызывающими отказ, которые могут быть установлены при исследовании причины неисправности перед заменой турбокомпрессора.

Проверка предлагаемой методики, построенной на указанных принципах с привлечением имеющегося опыта исследования неисправностей турбокомпрессоров, на реальных случаях отказов показала, что определение причины отказа может быть сделано с достаточной для практики достоверностью при минимальных затратах времени даже при невысокой квалификации исполнителя. Это позволяет рассматривать предлагаемый подход к задачам поиска причин неисправностей, включая разработанную методику, как возможное перспективное направление в определении причин неисправностей не только агрегатов, но и двигателей в целом.

### **Литература**

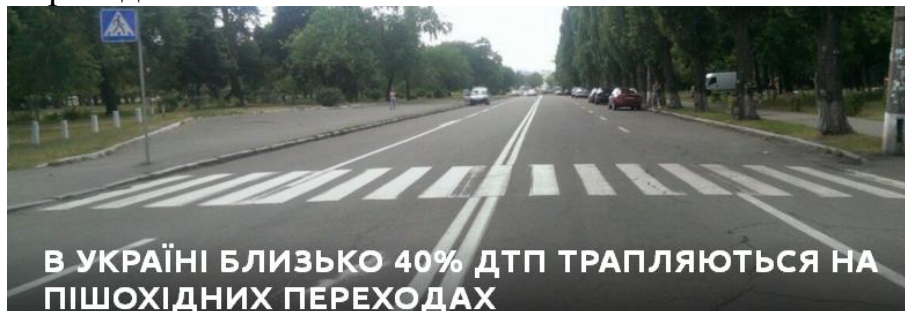
1. Галеркин Ю.Б., Козаченко Л.И. Турбокомпрессоры. СПб, Изд-во Политехнического Университета, 2008. - 374 с.
2. Giakoumis E.G. Turbochargers and Turbocharging: Advancements, Applications and Research. Nova Science Publishers, New York, 2017. - 550p.
3. Самохин С., Ермоленко И. Вскрытие показало. Ч.1-8, АБС-авто, №№8,10 2015, №№2,4,6,8,10 2016, №2,3 2017.
4. Turbocharger: Damage Profiles, Causes, and Prevention. Technical information MO-2-613. MAHLE Clevite Inc., MI 48108, United States, 2008. - 16p.
5. MAHLE Turbocharger Catalogue. Technical Service. Catalog No.TC-10-14, Supersedes TC-10-11, Mahle GmbH, 2015. - 56p.
6. Miller J. Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems (S-A Design) Paperback, CarTech, 2008. - 160p.
7. Quanungo M.N., etc. Failure Analysis of Turbocharger. 4th International Conference on Multidisciplinary Research & Practice (4ICMRP-2017), pp.214-219.
8. Шубин Р.А. Надёжность технических систем и техногенный риск. - Тамбов, Издательство ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2012. - 80с.
9. Laskowski R. Fault Tree Analysis as a tool for modeling the marine main engine reliability structure. Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin. 2015, 41 (113), p.71–77.

Чернецький Олександр Віталійович, завідувач сектору автотехнічних досліджень відділу судової експертизи № 1 (м. Кривий Ріг) лабораторії судової експертизи (м. Кривий Ріг) Дніпропетровського науково-дослідного експертно-криміналістичного центру МВС України;

Пилипенко Анатолій Миколайович, старший судовий експерт сектору автотехнічних досліджень відділу судової експертизи № 1 (м. Кривий Ріг) лабораторії судової експертизи (м. Кривий Ріг) Дніпропетровського науково-дослідного експертно-криміналістичного центру МВС України.

## **ВИНИКНЕННЯ НЕБЕЗПЕЧНОЇ ДОРОЖНЬО-ТРАНСПОРТНОЇ СИТУАЦІЇ ПРИ ЗМІНІ НАПРЯМКУ ТА ХАРАКТЕРУ РУХУ ПІШОХОДАМИ НА НЕРЕГУЛЬОВАНИХ ПІШОХІДНИХ ПЕРЕХОДАХ.**

Згідно аналізу дорожньо-транспортних пригод 2018 році, на території України з загальної кількості дорожньо-транспортних пригод, пов'язаних з наїздами на пішоходів, 40% ДТП скоєно на регульованих та нерегульованих пішохідних переходах.



У випадках наїзду на пішоходів на нерегульованому переході ситуація доволі часто може трактуватися неоднозначно, та на наш погляд потребує ретельного експертного аналізу дорожньо-транспортних ситуацій, що передують ДТП, в частині моменту виникнення небезпечної дорожньо-транспортної ситуації.

В експертній практиці прийнято вважати, що при проїзді пішохідних нерегульованих пішохідних переходів, небезпека для руху водієві (момент коли від водія транспортного засобу вимагається застосування передбачених вимогами Правил дорожнього руху дій з запобігання ДТП), настає в момент виходу пішохода на проїзну частину.

Найбільший інтерес, представляє дорожньо-транспортна ситуація, коли пішохід у відсутності зовнішніх чинників, які змушують його затримуватися і зупинятися на проїзній частині, якщо це не пов'язано із забезпеченням безпеки дорожнього руху та які можуть бути об'єктивно виявлені з місця водія автомобіля, що наближається до переходу, затримується на пішохідному переході або безпідставно змінює характер свого руху. Кожна з дорожньо-транспортних ситуацій, що складаються на нерегульованому пішохідному при зміні характеру та траєкторії руху пішохода має свої особливості і аспекти вирішення. З метою звести до мінімуму розбіжності в поглядах експертів на момент виникнення небезпечної дорожньо-транспортної ситуації пропонується



визначити єдиний підхід до визначення моменту виникнення небезпеки для руху.

Аргун Щасяна Валіковна, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [shasyana@gmail.com](mailto:shasyana@gmail.com), тел. (099)3780451  
Мигаль Василь Дмитрович, д.т.н., професор, Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка.

## **ОЦІНКА ЯКОСТІ РЕМОНТУ ТЯГОВИХ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ ЕЛЕКТРОБУСІВ ЗА ВІБРОДІАГНОСТИЧНИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ**

### **Вступ**

Незважаючи на всі переваги асинхронних електродвигунів (АД), їх ресурс не завжди задовольняє вимогам, які ставляться до них при використанні [Мигаль, Аргун, 2019; Dvadenko и др., 2018]. За даними статистики [Полковниченко, 2005], щорічно близько 20...25 % від загальної кількості АД, які експлуатуються, потребують ремонту. Крім того, у роботі [Худоногов, Лыткина, Дульский, 2012] зазначено, що на електричні машини електровозів припадає 53 % від загальної кількості відмов, на електричні машини електропоїздів – 28 %, а на електричні машини тепловозів – 42 % від загальної кількості відмов.

У зв'язку з тим, що електробуси є досить новим видом транспорту, статистичних даних щодо відмов або проблем, які виникають при експлуатації тягових електродвигунів (ЕД) електробусів, у відкритих джерелах не знайдено. Але можна з високою долею вірогідності припустити, що для міських електробусів кількість відмов ЕД буде достатньо високою через те, що експлуатація в міських умовах характеризується чергуванням режимів розгону, вибігу та гальмування, подолання спусків і підйомів, короткочасних зупинок. У цих умовах ЕД працює практично при постійній зміні керуючого впливу, тобто в динамічних режимах роботи. Тому дуже важливим є вчасне діагностування несправностей на стадії їх розвитку і якісний ремонт ЕД.

### **Алгоритм оцінки якості ремонту тягових електродвигунів**

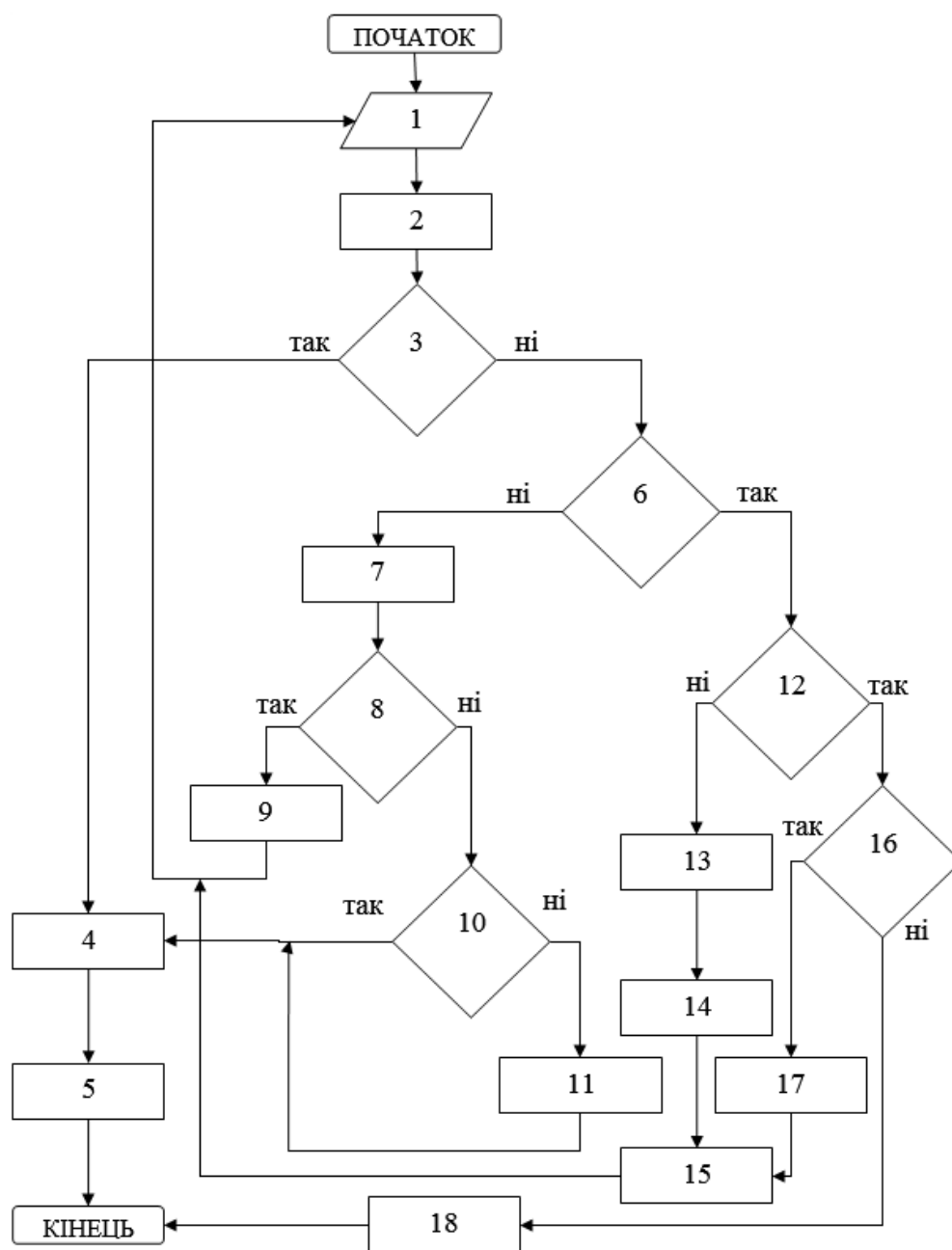
Для контролю якості ремонту тягових ЕД треба використовувати частотні вібраційні діагностичні ознаки дефектів, види контрольованих дефектів і методи їх усунення, а також граничні значення діапазонів класів вібрації ЕД, що представлені в роботі [Мигаль, Аргун, 2019].

На рис. 1 представлено алгоритм оцінки якості ремонту тягових електродвигунів. Для оцінки якості ремонту тягових електродвигунів необхідно діяти у відповідності до даного алгоритму.

Якщо вібрації не перевищують норму (блок 3), яка відповідає класу даного двигуна (блок 1), то значить, що ЕД задовольняє заданій якості, рис. 1. Перевищення вібрації над нормою визначає вид дефекту, в залежності від частоти на якій спостерігається це перевищення, і рівень дефекту ЕД – в



залежності від величин вібрації [Migal и др., 2019].



1 – ввід класу ЕД; 2 – проведення вимірювань вібрації в спектрі частот 5 Гц – 10 кГц; 3 – рівні вібрації відповідають нормам для класу досліджуваного ЕД у відповідності до блоку 1; 4 – ЕД не потребує ремонту; 5 – ЕД – в експлуатацію; 6 – вібрації перевищують норми більше, ніж на 4 дБ; 7 – незначний дефект; 8 – потрібне 100 % відновлення ЕД; 9 – проведення обкатки ЕД; 10 – вібрація відповідає класу двигуна, блок 1; 11 – зниження класу ЕД на один; 12 – вібрації перевищують норми більше, ніж на 8 дБ; 13 – значний дефект; 14 – визначення причин виникнення вібрації; 15 – усунення причин, регулювання ЕД; 16 – параметри ЕД дозволяють перевести його в нижчий клас; 17 – зниження класу ЕД на один; 18 – критичний дефект, не підлягає ремонту

Рисунок 1 – Алгоритм оцінки якості ремонту тягових електродвигунів

Для контролю якості поточного і капітального ремонту ЕД треба дотримуватися норм на 80 % і 100 % відновлення проектного ресурсу.

Для 100 % відновлення ресурсу рівні вібрації відремонтованих ЕД не повинні перевищувати норми вібрації якості виготовлення. При 80 % відновленні ресурсу рівні вібрації по всьому спектру третьоктавних значень вібрації не повинні перевищувати норму якості виготовлення більше, ніж на 4 дБ.

При перевищенні вібрації значення норми до 4 дБ (блок 6) дефект вважається незначним (блок 7), і його усунення можливе обкаткою (блок 9) при необхідності 100 % відновлення.

При перевищенні вібрації до 8 дБ (блок 12), ЕД має значний дефект (блок 13), тому треба визначення причин виникнення вібрації (блок 14) у відповідності до таблиці 4.3 і усунути їх (блок 15).

Критичні дефекти з перевищенням вібрації понад 8 дБ усуваються заміною ЕД (блок 18).

### **Висновки**

Розроблено метод щодо оцінки якості ремонту тягових електродвигунів з використанням частотних вібраційних діагностичних ознак дефектів, видів контрольованих дефектів і методів їх усунення, а також граничних значень діапазонів класів вібрації електродвигунів.

Даний метод сприятиме підвищенню якості ремонту, спрощенню діагностування технічного стану і скороченню часу ремонту.

### **Література**

1. Мигаль В.Д., Аргун Щ.В. Вибір методу оцінки якості асинхронних тягових електродвигунів для електробусів // Автомобіль І Електроніка Сучасні Технології. 2019. Вип. 15. С. 105–113.
2. Полковниченко Д.В. Послеремонтная оценка технического состояния короткозамкнутых асинхронных электродвигателей // Электротехника І Електромеханіка. 2005. Вип. 1. С. 59–62.
3. Худоногов А.М., Лыткина Е.М., Дульский Е.Ю. Инновационная технология повышения надежности и продления ресурса электрических машин тягового подвижного состава // Современные Технологии Системный Анализ Моделирование. 2012. № 4 (36).
4. Dvadnenko V., Arhun Shch., Bogajevskiy A., Ponikarovska S. Improvement of economic and ecological characteristics of a car with a start-stop system // Int. J. Electr. Hybrid Veh. 2018. Вип. 10. № 3. С. 209–222.
5. Migal V., Arhun S., Hnatov A., Dziubenko O., Dvadnenko V., Ponikarovska S. Substantiating the Criteria For Assessing the Quality of Asynchronous Traction Electric Motors in Electric Vehicles and Hybrid Cars // J. Korean Soc. Precis. Eng. 2019. Вип. 10. № 36. С. 1–11.

Бажинов Алексей Васильевич, д.т.н., проф., Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [alexey.bazhinov@gmail.com](mailto:alexey.bazhinov@gmail.com)  
Ткачев Олег Юрьевич, аспирант, каф. автомобильной электроники, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [tkachov-oleg@ukr.net](mailto:tkachov-oleg@ukr.net)

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЕЙ С РАЗНЫМИ СИЛОВЫМИ УСТАНОВКАМИ

**Аннотация.** Проведен сравнительный анализ энергетических характеристик автомобилей с разными силовыми установками. Выделены основные преимущества транспортных средств.

**Ключевые слова:** гибридный автомобиль, электромобиль, транспорт, расход топлива, энергия, двигатель внутреннего сгорания.

Самыми популярными, по мировой статистике, считают бензиновые, гибридные и электрические силовые агрегаты.

Автомобиль с бензиновым двигателем – это автомобиль, приводимый в движение двигателем внутреннего сгорания, посредством сгорания в его цилиндрах предварительно сжатой топливовоздушной смеси.

Гибридный автомобиль – это транспортное средство, использующее для привода ведущих колес более одного источника энергии [1].

Электромобиль – автомобиль, приводимый в движение одним или несколькими электродвигателями с питанием от автономного источника электроэнергии (аккумуляторов, топливных элементов, конденсаторов) [2].

В данной работе представлено сравнение энергетических характеристик автомобилей с разными силовыми установками, такие как Toyota Corolla с бензиновым двигателем, гибридный Toyota Prius и электромобиль Nissan Leaf.

Toyota Corolla имеет 1,6-литровый 1ZR-FE бензиновый двигатель, мощностью 122 л.с. (90 кВт). Крутящий момент - 153 Н·м. Максимальная скорость автомобиля - 185 км/ч. Время разгона с места до 100 км/ч - 10,8 секунд. Объем бака - 50 литров. Масса автомобиля 1405 кг. Расход бензина в городском цикле - 8,2 л/100 км, за городом - 5,3 л/100 км, в смешанном цикле - 6,3 л/100 км.

Toyota Prius имеет рядный 4-х цилиндровый бензиновый двигатель объемом 1.8 л, мощностью 99 л.с (73 кВт) и крутящим моментом 142 Н·м [2]. Электрический двигатель мощностью 53 кВт, крутящий момент 163 Н·м и емкость батареи 1.3 кВт·ч. Максимальная скорость 180 км/ч, разгон до 100 км/ч осуществляется за 10.6 с. Объем топливного бака 43 л. Масса автомобиля 1375 кг. Объем топливного бака 43 л. Расход топлива на 100 км: в городском цикле – 2.9 л, на трассе – 3.1 л, смешанный цикл – 3.0 л [3].

Nissan Leaf производства 2019 года имеет электрический двигатель мощностью 150 л.с (110 кВт), крутящий момент 320 Н·м и емкость батареи 40 кВт·ч. Запас хода на электротяге 320 км. Масса автомобиля 1520 кг. Расход электроэнергии на 100 км: в городском цикле - 21 кВт·ч, на трассе - 26.5 кВт·ч, смешанный цикл - 23 кВт·ч [4].

Рассмотрим городской цикл эксплуатации для данных автомобилей.

Бензиновый автомобиль Toyota Corolla в городском цикле имеет расход 8.2 л. бензина – это 90 кВт·ч энергии на 100 км пути (1 литр бензина это 11 кВт·ч энергии), т.е расход энергии на 1 км пути – 900 Вт (рис.1). Расход гибридного автомобиля Toyota Prius в городском цикле - 2.9 л. бензина – это 31,9 кВт·ч энергии на 100 км пути, т.е расход энергии на 1 км пути – 319 Вт. Электромобиль Nissan Leaf согласно данных производителя в городском цикле имеет расход 21 кВт·ч энергии на 100 км пути, т.е расход энергии на 1 км пути – 210 Вт.

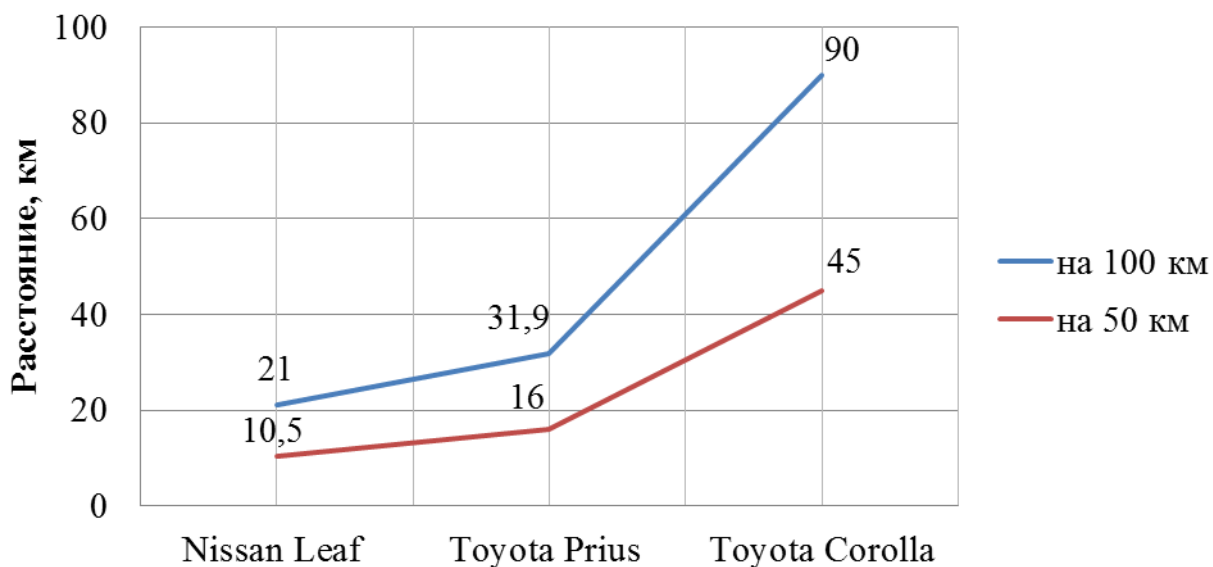


Рисунок 1 – Расход энергии автомобилями с разными силовыми установками, кВт·ч

**Выводы.** В данной работе рассмотрены энергетические характеристики автомобилей с разными силовыми установками. Определено, что лучшую энергетическую эффективность в городском цикле в 21 кВт·ч на 100 км пути имеет электромобиль Nissan Leaf.

#### Литература

1. Бажинов О.В. Гібридні автомобілі / О.В. Бажинов, О.П. Смирнов, С.А. Серіков та ін. – Харків: ХНАДУ, 2008. – 327 с.
2. Википедия. Свободная энциклопедия.  
URL: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Электромобиль> (дата обращения 28.09.2019)
3. NEVCars. URL: <https://hevcars.com.ua/toyota/prius-hybrid-2016/> (дата обращения 23.09.2019)
4. Choosenissan. Nissan Leaf Europe.

URL:[https://www.choosenissan.com/leaf/?next=cn.dsp.featuredoffers.dropdownlist\\_leaf.vsp.featuredoffers#specs](https://www.choosenissan.com/leaf/?next=cn.dsp.featuredoffers.dropdownlist_leaf.vsp.featuredoffers#specs) (дата обращения 28.09.2019)

Бажинова Тетяна Олексіївна, к.т.н., асистент, Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка, tatyana2882@gmail.com, +380982568850

## **МЕТОДОЛОГІЯ ПОБУДОВИ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ СИСТЕМ ГІБРИДНИХ ТА ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ**

Методологія побудови інтелектуальних систем (ПУС) електро- і гібридних автомобілів базується на:

- концепціях: системного аналізу, комплексного моделювання;
- теоріях: аналізу і синтезу систем на безлічі станів функціонування, оптимального управління, фільтрації, регресійного аналізу, електричних вимірювань, інтелектуальних і ієрархічних систем, лінійних спрямованих графів;
- методи: штучного інтелекту, сучасних інформаційних технологій і об'єктно-орієнтованого програмування.

Вона є природним розвитком методології створення автоматизованих систем оптимального управління і модульного побудови автоматизованих інформаційно-керуючих систем обробки даних.

При побудові ПУС силових установок потрібно розробити її математичне, методологічне, інформаційне, алгоритмічне, програмне та технічне забезпечення. При цьому використовуються традиційні підходи, такі як методи системного аналізу, математичного моделювання, штучного інтелекту, теорії диференціальних рівнянь, оптимального управління, багатокритеріальної оптимізації, регресійного аналізу, теорії нечітких множин, а також розділ комбінаторної топології – лінійні спрямовані графи, електричні вимірювання, фільтрація, нейронні мережі, генетичні алгоритми, інформаційні технології і технології об'єктно-орієнтованого програмування, алгоритми пошуку рішення завдання в просторі станів.

Поряд з цим використовуються теорії і методи аналізу і синтезу рішень задач на множині станів функціонування (МСФ), метод синтезують змінних для оперативного отримання посвідки функцій оптимального управління (ОУ) і їх параметрів.

Крім того, при розробці математичного та алгоритмічного забезпечення ПУС силових установок електро і гібридних автомобілів були розвинені методи і алгоритми адаптивного і робастного управління.

Відмінною особливістю пропонованої методології є такі підходи побудови ПУС силових установок електро і гібридних автомобілів це: теорія аналізу і синтезу систем на безлічі станів функціонування; метод синтезують змінних для оперативного отримання посвідки функцій оптимального

управління і їх параметрів в режимі «Рекуперація»; методи штучного інтелекту для вирішення важко формалізованих завдань режиму «Рух»; технологія інтелектуалізації синтезу вирішення завдань управління режимами «Рекуперація» і «Рух» електро і гібридних автомобілів, реалізована у вигляді інтегрованого графа.

З урахуванням особливостей силових установок гібридних та електромобілів використані методи штучного інтелекту для вирішення важко формалізованих завдань (табл. 1)

Таблиця 1 – Завдання ПУС силових установок, які вирішуються з використанням методів штучного інтелекту

Задачі	Методи
Параметрична ідентифікація моделей слабо формалізованих процесів	Нейронні мережі
Синтез керуючого впливу в динамічних режимах об'єктів ПУС з метою економії енергоресурсів, в тому числі при наявності дестабілізуючих факторів	Об'єктно-орієнтоване уявлення знань фреймами. Семантична мережа представлена у вигляді І-АБО графа. Подання знань правилами продукцій
Визначення процедури непрямого вимірювання, що лежить в основі інтелектуальних датчиків використовуються в системі	Нейронні мережі
Діагностика працездатності обладнання інтелектуальних датчиків і вибір адекватної моделі непрямого вимірювання значення чинника, що впливає на якість продукції, що випускається	Семантична мережа представлена у вигляді І- АБО графа. Подання знань правилами продукцій.
Синтез оптимального керуючого впливу, що дозволяє забезпечити якість продукції, що випускається не нижче необхідного при оптимальної продуктивності	Нечітка логіка. Нечіткий логічний висновок. Теорія Демпстера-Шафера
Визначення стану функціонування та розпізнавання класів управління і вимірювання	Семантична мережа представлена у вигляді І- АБО графа
Обробка потоків інформації	семантична мережу
Структурний синтез систем	генетичні алгоритми
Синтез вирішення завдань управління	Семантична мережа, представлена у вигляді І- АБО графа

Цілями функціонування ПУС силової установки є мінімізація енерговитрат в режимах «Рекуперація» і «Рух». Вирішення цих завдань здійснено за допомогою технології інтелектуалізації синтезу оптимального управління, реалізованої у вигляді інтегрованого графа.

Моделі, які використовуються в ПУС гібридних та електромобілів, повинні бути придатними для вирішення в реальному часі поставлених завдань аналізу і синтезу, тому їх пропонується ідентифікувати з урахуванням безлічі станів функціонування. Дослідницький прототип ПУС силових агрегатів, створений із застосуванням запропонованих в даній дисертаційній роботі методів і алгоритмів, дозволяє отримувати моделі з розривної правої частиною змінної структури, які адекватно описують динамічні режими «Рух» гібридних та електромобілів. Ідентифікація аналітичних моделей важко формалізованих процесів силових установок (режим «Рух») проведена з використанням нейронних мереж. Для створення баз даних ПУС гібридних та електромобілів розроблена інформаційна модель предметної області, яка базується на теоретико-множині підході. Процедурна модель оцінки заходів довіри до досягнення необхідних значень енерговитрат силових установок будується на базі методу Демпстера-Шафера.

У підсумку можна зробити такі висновки по даній роботі: сформульовані і обґрунтовані методологічні основи синтезу інтелектуалізованих оптимальних інформаційно-керуючих систем; визначено етапи методології і сформульовані завдання побудови ПУС гібридних та електромобілів; формалізовані і сформульовані завдання оптимального управління, які вирішуються ПУС гібридних та електромобілів задачі робастного управління і задачі при наявності дестабілізуючих факторів в каналах управління і вимірювання; створена інформаційна модель предметної області, що лежить в основі розроблюваних баз даних і знань ПУС гібридних та електромобілів.

## Література

1. Мигаль В. Д. Інтелектуальні системи в технічній експлуатації автомобілів : монографія [Електронний ресурс] / В.Д. Мигаль. – Харків : Майдан, 2018. – 262 с.
2. Мигаль В.Д. Мехатроника транспортных средств / В.Д. Мигаль, О.Я. Никонов. – Шымкент: Изд-во ЮКГУ им. М. Ауэзова, 2017. – 328 с.
3. Тарасик В.П. Интеллектуальные системы управления автотранспортными средствами: Монография/ В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич.- Минск: УП "Технопринт", 2004. - 512 с.
4. Нгуен Т.Н. Нечёткий контроллер электропривода сцепления и акселерации для управления стартом автомобиля-робота на наклонной поверхности / Т.Н. Нгуен // Вестник рязанского государственного радиотехнического университета № 4 (вып. 46), Ч.3. – Рязань: РГРТУ, 2013. – С.42 – 50.

Богаевский Александр Борисович, д.т.н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [bogaevski.a@gmail.com](mailto:bogaevski.a@gmail.com)  
Борисенко Анатолий Николаевич, д.т.н., профессор, Национальный технический университет «ХПИ», [bogaevski.a@gmail.com](mailto:bogaevski.a@gmail.com)

## **ЧАСТИЧНАЯ МОДЕРНИЗАЦИЯ РЕГУЛЯТОРА МОЩНОГО ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЬ – ГЕНЕРАТОРА**

В настоящем материале речь идет о подходе к частичной модернизации гидромеханического регулятора транспортного дизель - генератора типа K6S310DR чешского производства, которые установлены на маневровых тепловозах типа ЧМЭ 3. Таких локомотивов на украинских предприятиях различных форм собственности в эксплуатации находится до 1 тысячи единиц. И все они практически оборудованы штатными гидромеханическими регуляторами (РЧО), которые находятся в эксплуатации более 30-ти лет. Регуляторы нуждаются либо в замене на современные электронные регуляторы либо хотя бы в частичной модернизации некоторых узлов.

Полная замена штатного РЧО на современный электронный регулятор является более эффективным мероприятием, нежели частичная модернизация или капитальный ремонт регулятора в условиях ремонтного предприятия. Качество работы многократно ремонтировавшегося за три десятилетия штатного регулятора проигрывает в сравнении с качеством работы современного регулятора. Положительный опыт многолетнего применения электронного регулятора СУДМ-01 на тепловозах ЧМЭ 3 с дизель–генератором типа K6S310DR имеется в локомотивном депо Харьков – Сортировочный, где регулятор находится в эксплуатации с 2009 года.

Не последнюю роль в выборе направления модернизации играют ценовые показатели. Так стоимость электронного регулятора Regasos германского производителя Хайнцманн составляет на территории Германии 13 тыс. евро, отечественный регулятор будет ориентировочно стоить примерно 400 тыс. гривен (цена зависит от колебания курса валют для отдельных комплектующих). Не каждое эксплуатирующее предприятие готово выложить указанные суммы на модернизацию регулятора. Так для сравнения стоимость капитально отремонтированного штатного регулятора была примерно в 3 раза меньше стоимости отечественного электронного регулятора, а упомянутый выше импортный электронный аналог оказывается дороже в 4÷4,5 раза.

С учетом приведенного ценового соотношения можно утверждать, что частичная модернизация штатного РЧО имеет перспективу применения и развития, если затраты на нее будут сопоставимы с затратами на капитальный ремонт штатного регулятора. При этом частичная модернизация должна быть не простой механической заменой одних устаревших элементов конструкции более современными, а также позволять (хотя бы в ограниченных пределах) влиять на качество управления дизель – генератором с целью улучшения гибкости влияния на настроечные параметры, повышения экономичности и улучшения экологических показателей.



Борисенко Анна Олегівна, к.т.н., доцент кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, anutochka-sm@mail.ru, 096-11-06-949.

Коржов Андрій Геннадійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кузьмук Максим Сергійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Музика Ігор Ігорович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА BOSCH FSA 740 ДЛЯ АНАЛИЗА СИСТЕМ АВТОМОБИЛЯ**

Диагностический комплекс Bosch FSA 740 предназначен для анализа систем автомобилей и представляет собой построенный по модульному принципу стенд для диагностики автомобилей.

Диагностический комплекс Bosch FSA 740 регистрирует специфические сигналы, поступающие от автомобильных систем, и через USB-интерфейс передает их в ПК, работающий в операционной системе Windows. На персональном компьютере установлено системное программное обеспечение FSA для управления процессами и для отображения данных измерений. Программное обеспечение диагностического комплекса FSA включает в себя следующие функции: идентификация автомобилей; установки; системный анализ автомобилей.

Оценить данные измерений позволяет их сравнение с признанными в качестве эталонных кривыми, занесенными в запоминающее устройство. Кроме этого, диагностический комплекс FSA 740 может работать в составе компьютерной сети ASA с другими диагностическими системами и стендами. Диагностический комплекс Bosch FSA 740 в базовом исполнении состоит из передвижной тележки с персональным компьютером, принтером, клавиатурой, мышью, измерительным модулем и дистанционным управлением.

Программное обеспечение для мотортестера состоит из System soft(plus), которая включает в себя следующие функции: тестирование систем и агрегатов автомобиля, проведение тестирования без заданных значений, общие указания по проведению тестирования, диалоговую справку, базу данных для сохранения опорных графиков, ПО для генератора сигналов, мультиметра и осциллографа. Рассмотрим на конкретных примерах некоторые виды измерений.

Для того чтобы проанализировать электронные системы управления автомобилем, необходимо идентифицировать автомобиль в программе FSA. Предлагается 4 способа идентификации автомобиля: через базу данных клиентов; номер Robert Bosch ключа; марка изготовителя; стандарт (тип двигателя, число цилиндров, последовательность зажигания, тип зажигания).

После того как идентифицировали автомобиль, приступаем к диагностике его систем.

Определение тока покоя аккумуляторной батареи. Ток покоя измеряется для определения тока утечки АКБ для измерения напряжения, к полюсным выводам АКБ подключаем специальные зажимы. Черный к минусу, красный к плюсу. После этого подключается токоизмерительная цанга к минусу АКБ (соблюдая направление заданной стрелкой). В меню «этапы проверки» ПО FSA выбираем «ток покоя АКБ». Попадаем в этап проверки с помощью графика X и Y (рисунок 1), где X – временная развертка. Y – вертикальные оси (ток покоя, напряжение АКБ).

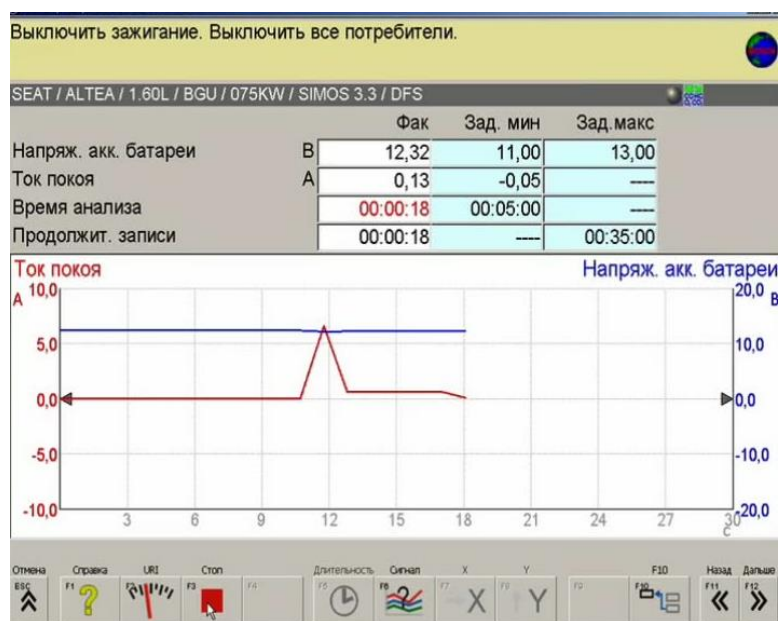


Рисунок 1 – Этап проверки тока покоя

Во время измерения, ток покоя показывается красной линией, а напряжение – синей. На графике видно что ток покоя автомобиля с выключенным зажиганием и всеми выключенными потребителями при напряжении АКБ 12,32 В составляет 0,13 А. Что является в пределах нормы. Если ток покоя составляет больше 0,25 А, то необходимо искать причину утечки тока.

Проверка катализатора производится на основе измерения динамического давления ОГ. В меню «проверка компонентов» в разделе «Зона выпуска ОГ» выбираем пункт «катализатор». Выкручивается лямбда зонд, вместо него закручивается специальный адаптер, на адаптер надевается шланг для измерения давления.

С помощью этой проверки можно получить сведения о состоянии системы выпуска ОГ и ее компонентов. После запуска двигателя можно наблюдать график давления ОГ. Ассиметричная кривая будет отображаться при сильном превышении давления ОГ (рисунок 2), которая указывает на сужение в выпускном тракте, например, сужения в катализаторе в результате накопления сажи и т.д.

Для модулирования сигналов датчиков автомобилей, в меню «FSA» нужно выбрать генератор сигналов. Генератор сигналов способен использовать

четыре формы сигналов: прямоугольный, синусоидальный, DC (сигнал постоянного тока), треугольный.

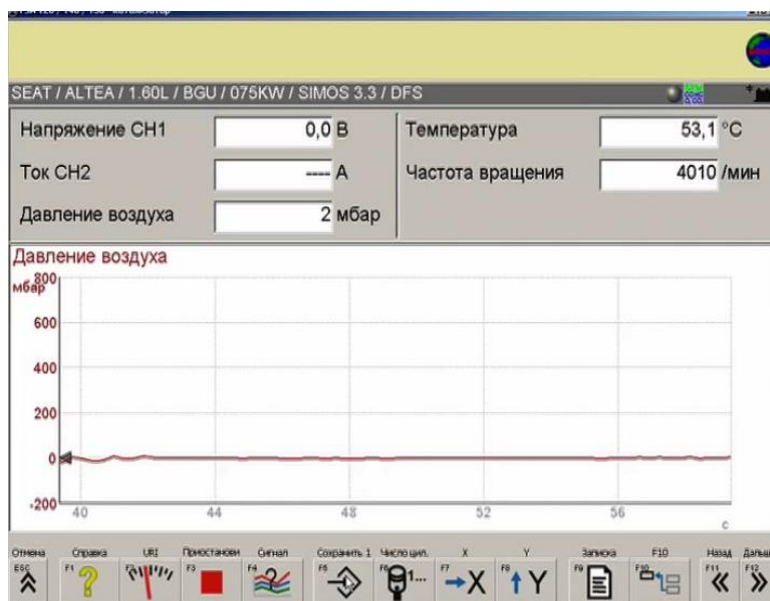


Рисунок 2 – Этап проверки катализатора

Осциллограф используется для наблюдения сигналов различных компонентов. Оценить данные измерений можно сравнив с признанными в качестве эталонных кривыми, занесенными в запоминающее устройство.

Проверка работоспособности датчика частоты вращения и опорного сигнала осуществляется в меню «проверка компонентов» в разделе «общие датчики» находится пункт «датчик частоты вращения. И опорный сигнала»

Для проверки датчика к нему необходимо подключить синий и желтый измерительные щупы канала «CH1». После подключения датчика частоты вращения и опорного сигнала к измерительному каналу, запускаем двигатель и наблюдаем за сигналами датчика на мониторе (рисунок 3).

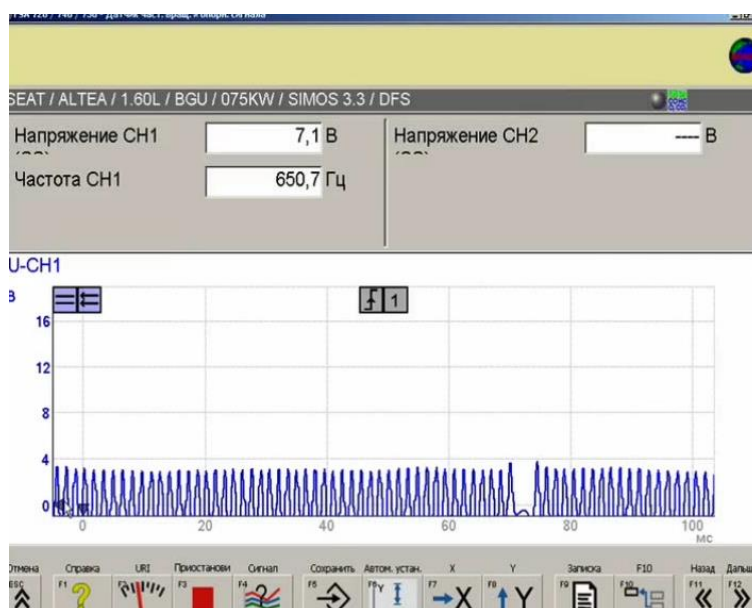


Рисунок 3 – Показания датчика частоты вращения

Бороденко Юрий Николаевич, к.ф-м. н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [docentmaster@gmail.com](mailto:docentmaster@gmail.com)  
Абраменко Владислав Геннадиевич, студент, ХНАДУ.

## **ПОСТРОЕНИЕ ОБЪЕДИНЕННОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ**

Системы гибридного привода автомобиля характеризуются повышенными эксплуатационными и экологическими показателями благодаря использованию альтернативных обратимых двигателей и источников энергии. Наилучших показателей в классе не подзаряжаемых электро-гибридов добились разработчики Toyota Prius с использованием гибридной силовой установки (ГСУ) смешанного типа [1]. Основным недостатком не подзаряжаемых систем является ограниченный пробег на электротяге. К тому же, комфортность запуска ДВС определяется его текущим температурным режимом, что в ряде случаев требует дополнительных затрат энергии.

Ведущие производители гибридов придерживаются отдельной схемы охлаждения ДВС и электропривода (ЭП) хотя бы потому, что в них используются несовместимые теплоносители (охлаждающие жидкости), отличающиеся компонентным составом присадок [2]. В связи с этим, возникают проблемы с запуском ДВС по причине его температурного состояния.

Чтобы минимизировать потери энергии в ездовом цикле с частыми остановками, предлагается несколько изменить схему системы охлаждения ГСУ, расширив контур теплообмена между силовыми агрегатами «электродвигатель – инвертор – ДВС». При этом, следует предусмотреть гибкое управление тепловыми потоками в зависимости от условий и режимов движения автомобиля, а также от температурного состояния агрегатов.

Система управления ГСУ, в этом случае, обеспечивает начало движения автомобиля на электротяге с одновременным прогревом неработающего ДВС, облегчая в последующем его запуск. Такой подход, также позволяет использовать внешний контур системы охлаждения ДВС при продолжительном движении автомобиля на электротяге, обеспечивая дополнительное охлаждение агрегатов ЭП.

Для реализации объединённой системы охлаждения ГСУ рассматриваются два подхода – использование универсальной охлаждающей жидкости и системы ее распределения или использование штатных жидкостей с применением жидкостных теплообменников.

### **Литература**

1. Как работает гибрид Toyota. / Материалы сайта — 2019. - Режим доступа: <https://www.autocentre.ua/opyt/tehnologii/yak-pratsyuye-gibrid-toyota-306908.html> .
2. Система охлаждения. Охлаждающая жидкость Toyota Prius Hibrid. / Материалы сайта – 2019. – Режим доступа: <http://moyprius.ru/sistema-oxlazhdeniya-oxlazhdayushhaya-zhidkost-toyota-prius-hibrid.html>

Бороденко Юрий Николаевич, к. ф-м. н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [docentmaster@gmail.com](mailto:docentmaster@gmail.com)  
Панасовский Вадим Витальевич, студент, ХНАДУ.

## **АСПЕКТЫ ПОСТРОЕНИЯ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РАЗГОН-ТОРМОЖЕНИЕ АВТОМОБИЛЯ**

Применение пневматических двигателей (ПНД) на автомобилях, эксплуатируемых в условиях городского цикла, диктуется их высокими экологическими показателями и малыми затратами на энергоноситель в сравнении с традиционными ДВС. Вторым достоинством ПНД является возможность получения максимального крутящего момента и КПД на минимальных оборотах (начало движения автомобиля). Третье достоинство ПНД – его обратимость и возможность использования рекуперативной энергии торможения. Кроме того, пневмомобили сравнительно не дорогие ввиду простоты конструкции двигателя. В сравнении с электроприводом, пневматический привод не требует дорогостоящих тяговых аккумуляторных батарей большой массы.

Основными недостатками ПНД являются: малая энергоемкость сжатого воздуха (малый заправочный пробег), которая в 200 раз уступает бензину; низкий КПД (5...7%) на скоростных режимах; необходимость во внешнем теплообменнике, утечки давления в конструкции пневматической аппаратуры. Компромиссным решением для автомобильного транспорта является применение гибридных силовых установок (ГСУ). В этом отношении неоспоримый приоритет следует отдать электрическим гибридам.

Исходя из сказанного, можно определить предпосылки применения ПНД на автомобиле – использование в составе ГСУ в качестве вспомогательного двигателя в режимах разгона, за счет рекуперированной энергии торможения.

Для реализации предлагаемой системы «Разгон-торможение» на базовом автомобиле необходимо решить ряд взаимосвязанных задач по различным аспектам проблемы: энергетической автономности, конструктивной адаптивности, кибернетической полноты.

В первую очередь, необходимо оценить баланс энергии пневмопривода под заданный ездовой цикл и выйти на концепцию заряжаемой или автономной системы. При этом, возникнет вариация параметров силовых агрегатов пневмоустановки (уровень давления, объем аккумулятора, производительность пневмоагрегата), позволяющих с одной стороны поддерживать динамику движения автомобиля за счет энергии ДВС, с другой – преодолевать момент трогания и обеспечивать цикл движения в пробке. Следует добавить, что потенциальные источники тепла, (ДВС, КПП, электрические машины, тяговые батареи) по средствам теплообменника позволяют повысить энергоресурс ГСУ в целом и снизить градиентные температурные нагрузки ее элементов.

Второй аспект связан с выбором силовых агрегатов и конфигурации силовой установки, а также синтезом механической трансмиссии для

обратимой передачи крутящего момента, адаптированной под трансмиссию базового автомобиля. При этом, следует использовать унифицированные узлы механических передач и пневматической аппаратуры с электрическим управлением.

Кибернетическая полнота характеризует мехатронную систему привода с позиций управления (степень автоматизации, стратегия управления и функции оптимизации, методы программной реализации алгоритмов).

В настоящее время французской компанией PSA Peugeot Citroen предложена технология Hybrid Air o. В ГСУ использована композиция из бензинового ДВС, гидромотора, гидроцилиндра, пневматического насоса и баллона для сжатого воздуха (Citroen C4 Cactus Airflow 2L) [1]. В аналогичной композиции автомобиля Peugeot 2008 Hybrid Air 2L для запаса и рекуперации энергии используются два баллона для сжатого воздуха – низкого давления системы рекуперации (гидроаккумулятор с пневматическим подпором) и высокого давления для внешней зарядки [2]. Приоритетным критерием оптимизации, рассмотренных пневмогибридов, является экономия топлива, а экологическая безопасность выходит на второй план. Если поменять акценты, то в условиях городского цикла конкуренцию полным пневмогибридам могут составить полу-гибриды с пневмосистемой «Разгон-торможение».

Для достижения поставленной цели на примере базового автомобиля [2] предлагается рассмотреть следующие технические решения, позволяющие снизить стоимость и массогабаритные параметры пневмопривода:

- обеспечить энергетическую автономность транспортного средства за счет исключения заправочного баллона высокого давления;
- ввиду отсутствия необходимости длительного хранения запаса воздуха под большим давлением и снижения вероятности утечек, можно перейти от пневмогидравлической схемы привода к чисто пневматической с заменой гидроаккумулятора на пневматический ресивер пониженного давления;
- не применять систему теплообмена ввиду оперативного использования пониженного давления, поскольку охлаждение, вызванное декомпрессией воздушного заряда, будет компенсироваться нагреванием при его компрессии.

Как альтернативные решения автономных пневмоприводов рассматриваются варианты систем: рекуперативного восстановления давления; пополнения давления от энергии ДВС; запуска ДВС от пневмопривода; комбинированные подходы. При этом, в системе управления «Разгон-торможение» можно предусмотреть полуавтоматический или автоматический режим функционирования и дополнительную функцию «Старт-стоп».

### Литература

1. Подзаряжаемый гибрид – автомобиль ближайшего будущего. / Материалы сайта – 2019. – Режим доступа: <https://itc.ua/articles/podzaryazhaemyiy-gibrid-avtomobil-blizhayshego-budushhego/>.
2. Hybrid Air – воздушный гибрид от Peugeot Citroën. / Материалы сайта – 2013. – Режим доступа: <https://www.facepla.net/the-news/eco-transportation-mnu/3180-hybrid-air-peugeot-citroen.html>

Будниченко Валерій Борисович , к.т.н .,доцент, Національний транспортний університет

Гордієнко Микола Максимович, аспірант, Національний транспортний університет, gordienkonikolaj@ukr.net

## **ОСНОВНІ ТЕНДЕНЦІЇ УДОСКОНАЛЕННЯ ТЯГОВОГО РУШІЯ НА АВТОМОБІЛЬНОМУ ТРАНСПОРТІ**

Обмеженість запасів природного палива примушує шукати альтернативні джерела енергії та розробляти нові технології їх використання, що в свою чергу призводить до змін в конструкції тягових рушіїв дорожніх транспортних засобів. За оцінками ІЕА (Міжнародного Енергетичного Агентства), після 2015 р, об'єми розробок відомих нині нафтових родовищ вже не можна буде збільшити. Це вимушує звернутися до нових і іноді маловивчених джерел енергії, що в свою чергу впливає на технологію приведення в рух транспортних засобів.

Серед різних технологій приведення в рух транспортних засобів найчастіше розглядалися три рішення:

дизельні двигуни,  
двигуни на стислому або зрідженому газі,  
електричні і гібридні двигуни.

Абсолютно новою технологією, яка зараз проходить випробування, є система паливних елементів, транспортні засоби, що обладнанні такою системою мають електричний тяговий рушій.

С точки зору шкідливих викидів у довкілля транспортні засоби з паливними елементами мають найменші викиди.

Ця нова технологія тільки почала розвиватися і економічну ефективність її застосування ще підлягає дослідженню.

На сьогоднішній день відомі ще дві системи, які приводять в рух транспортний засіб. До таких систем належать: електричні і гібридні системи тяги.

Сучасний стан забезпечення енергоносіями транспортних засобів та жорсткі умови екологічної безпеки призвели до поширення застосування транспортних засобів з електричним тяговим рушієм. Якщо раніше електричний тяговий рушій для дорожніх транспортних засобів застосовувалися тільки для тролейбусів, то нині розробленні дорожньо-транспортні засоби, що мають гібридні силові установки. Ці гібридні силові установки мають електричний двигун, електроенергія для якого виробляється паливними елементами або двигунами внутрішнього згорання.

Для поширення на ринку дорожніх транспортних засобів з гібридними силовими установками в європейських країнах власники таких автомобілів користуються різноманітними пільгами – від безперешкодного в'їзду в центр великих міст до звільнення від деяких податків. Наприклад, в Таллінні з власника гібридного автомобіля них взагалі не беруть гроші за паркування.

Підтвердженням актуальності цього напрямку розвитку тягових електричних рушіїв для дорожніх транспортних засобів є надання чинності серії стандартів міжнародної організації зі стандартизації та європейських



стандартів, що встановлюють терміни та визначення для дорожніх транспортних засобів та вимоги до їх характеристик

Електрична система тяги, працююча від бортових акумуляторів, в даний час є єдиною життєздатною технологією для дорожніх транспортних засобів з нульовим викидом: у цьому причина успіху електричних міні-автобусів.

Наприклад, в Італії де більше 200 таких машин проходить по багатьох історичних центрах або зонах, чутливих в екологічному відношенні. Умови зберігання, вага/об'єм і термін служби таких акумуляторних батарей накладають відомі обмеження на цю технологію. На даний час провідні автомобілебудівні фірми показали свої моделі електромобілів, технічні характеристики яких наведені у таблиці 1, незважаючи на те, що попит на них тільки формується.

Гібридні автобуси (дуобуси), автомобілі долають обмеження, з якими не можуть справитися транспортні засоби, що працюють винятково на електричній тязі, і володіють наступними перевагами в порівнянні з дизельними двигунами:

- можуть пересуватися по місту в режимі нульового викиду при відключеному електрогенераторі;
- володіють вищим енергетичним ККД, що важливе в специфічних умовах руху по місту
- при зниженні швидкості двигун відновлює витрачену енергію.

Ці транспортні засоби представляють значний інтерес завдяки своїй маневреності. У будь-якому випадку, навіть, не дивлячись на високу вартість, гібридні автобуси є безцінним джерелом "ноу-хау" і є "відкритою" архітектурою в тому значенні, що електричний генератор в майбутньому може бути замінений іншими силовими установками, наприклад, паливними елементами.

Гібридні технології не обійшли стороною й автомобілі приватного користування. На даний час майже кожний всесвітньо відомий виробник автомобілів має ряд розробок за цим напрямком. Прикладом такого автомобіля є Lexus RX400h. У цьому автомобілі керування численними потоками енергії, настільки різними по силі струму, напрузі, напрямку, здатен виконувати тільки комп'ютер.

Система керування трансмісією оптимізована для досягнення максимально плавної зміни переданого на колеса крутного моменту, що дає переваги з економічності й екологічності.

Підзарядка тягової батареї в цьому гібриді забезпечується трьома способами - стартер-генератором, рекуперативним гальмуванням і від побутової мережі через штатний зарядний пристрій.

Ще один плюс нової силової установки - компактність. По розмірах вона практично не відрізняється від звичайного дизельного мотора, що дає можливість використовувати її практично в будь-якій машині. Додатковий обсяг буде потрібний тільки для акумуляторних батарей.



## **ЩОДО ПИТАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕКУПЕРАТИВНИХ СИСТЕМ ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З ЕЛЕКТРИЧНОЮ ПЕРЕДАЧЕЮ ПОТУЖНОСТІ**

Ефективне використання паливо-енергетичних ресурсів на транспорті можливо за рахунок збільшення коефіцієнту корисної дії енергетичної системи та зменшення енергетичних втрат. Рекуперація енергії при експлуатації тягового рухомого складу є одним з найбільш раціональних шляхів енергозбереження [1-8]. Так, для електрорухомого складу доволі ефективною є система накопичення електричної енергії в конденсаторах великої ємності на гальмових режимах (рекуперативне гальмування) з подальшим її використанням на розгінних та тягових режимах, а також накопичення електричної енергії додатково може здійснюватись при роботі дизель-генераторної установки на холостому режимі.

Ефективність використання рекуперативних систем зростає з підвищенням нерівномірності руху складу при частих гальмуваннях та прискореннях або при зміні напрямку руху [5]. Враховуючи вищесказане, можна зробити висновок, що, наприклад, на залізничному транспорті найбільший ефект від використання системи рекуперації електричної енергії може бути отриманий для електропоїздів, де спостерігається найбільша нерівномірність руху.

Найбільш прийнятними для електричних рекуперативних систем є конденсатори великої ємності, що розроблені останнім часом і не потребують постійного контролю й регулярного обслуговування [2]. Окрім цього, вони мають значно більший термін використання й можуть притерпати глибокі розряди. Впровадженню рекуперативних електричних систем на транспорті з електричною передачею потужності сприяє також поява надпотужних напівпровідникових елементів плавного регулювання електричного струму (напівпровідникових тріодів), що в порівнянні з тиристорами великої потужності діють більш надійно й мають більш високу граничну робочу частоту.

Що стосується автомобілів, то електрична потужність, споживана різними навантаженнями на борті сучасного транспортного засобу (електропідігрівання сидінь, стекол, дзеркал, кондиціонер, електричні підйомники стекол, каталізатор з електропідігріванням, підвіска, аудіосистема та ін.), досягла декількох тисяч ватів і продовжує стрімко збільшуватися. Забезпечення такої потужності в існуючій 12 В електричній системі може приводити до збільшення сили струму до декількох сотень амперів. Для зниження струмових навантажень на електричну систему автомобіля в автомобільній промисловості в найближчі роки планується перехід на нову 42 В електричну систему.

Одним з перспективних варіантів є комбіноване джерело енергії, що складається із конденсатора й традиційної акумуляторної батареї. При цьому, батарея забезпечить живлення низькострумових тривалих навантажень (аудіосистема стандартної потужності, освітлення під час відключеного двигуна й таке інше), а конденсатор буде відігравати роль «буферного» джерела енергії, забезпечить видачу й прийом потужних короткочасних імпульсів для пуску двигуна, розгону автомобіля й рекуперації енергії гальмування. Таке застосування накладає вимоги на «буферний» накопичувач енергії за рівнем максимальної потужності, кількості циклів заряд/розряд, діапазону робочих температур і надійності.

## Література

9. Falendysh, A. Calculation of the Parameters of Hybrid Shunting Locomotive / A. Falendysh, P Kharlamov, O Kletska, N Volodarets // *Transportation Research Procedia* Volume 14, 2016, Elsevier B.V. Pp. 665-671. - DOI: 10.1016/j.trpro.2016.05.32.
10. Gritsuk, I.V., Mateichyk, V., Aleksandrov, V., Prilepsky, Y. et al., "Features of Modeling Thermal Development Processes of the Vehicle Engine Based on Phase-Transitional Thermal Accumulators," SAE Technical Paper 2019-01-0906, 2019, doi:10.4271/2019-01-0906.
11. Falendysh A., Volodarets M., Hatchenko V., Kletska O. The impact of the type of operation on the parameters of a shunting diesel locomotive with hybrid power plant. MATEC Web of Conferences: BulTrans-2017: 9th International Scientific Conference on Aeronautics, Automotive and Railway Engineering and Technologies. 2017. Vol. 133. Article number 03003. – 4 p. – DOI: 10.1051/mateconf/201713303003.
12. Volodarets M., Kletska O., Hatchenko V., Shuleshko D., Kosariyev O. Determination Parameters of a Hybrid vehicle in Its Life Cycle. *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. Vol. 7, №. 4.3. Pp. 339-343. – DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19830.
13. Фалендиш А. П., Володарець М. В., Артеменко О. В. Перспективи енергозбереження для електрифікованих транспортних засобів // *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. – 2017. – №. 4. – С. 215-218.
14. Фалендыш А. П., Володарец Н. В. Использование гибридных передач на маневровых тепловозах // *Локомотив-информ*. – 2010. – №. 12. – С. 4-7.э
15. Volodarets M. Assessment of vehicle effective modernization taking into account the life cycle cost, technical and environmental parameters // *Автомобильный транспорт*. – 2016. – №. 39. – С. 90-94.
16. Брагін М. І., Володарець М. В., Фалендиш А. П. Аналіз праць вчених по визначенню техніко-економічних показників тягових транспортних засобів // *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. – 2017. – №. 3. – С. 31-35.

## **ВЗАЄМНИЙ ВПЛИВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ І РЕМОНТУ ВАГОНІВ МЕТРОПОЛІТЕНУ З ЕКОЛОГІЧНИМИ НОРМАМИ**

Основою ланкою у забезпеченні життєдіяльності мегаполісів на сучасному етапі їх розвитку є сфера транспорту. Сфера, що охоплює перевезення пасажирів та вантажів за допомогою різних типів транспортних засобів, транспортні інфраструктуру та підприємства, систему управління рухом тощо. У зв'язку з цим дана сфера являється однією з найпотужніших чинників, що забруднюють навколишнє середовище, також слід зазначити, що, у зв'язку з науковим прогресом, її розвиток стрімке йде вгору, наслідком якого є збільшення темпу та кількості забрудненості. На сьогодні сфера транспорту охопила всі природні ресурси й прийняла глобальний характер щодо шкідливого впливу на навколишнє середовище. З огляду на такий характер впливу транспортної сфери на екологічний стан навколишнього середовища вводяться в експлуатацію та продовжують функціонувати екологічний транспорт. Це транспорт, експлуатація якого мінімально впливає на навколишнє середовище та зміну клімату, за рахунок використання енергії з відновлювальних джерел [1]. В містах як екологічно чистий транспорт використовуються трамваї, тролейбуси, електромобілі та метрополітен.

Метрополітен сьогодні це комплекс інженерно-технічних споруд, які забезпечують швидкісний безпечний рух поїздів і масове перевезення пасажирів. Метрополітенами користуються більшість жителів мегаполісі, бо це швидкий спосіб дістатися з однієї точки міста до іншої, забезпечує безперебійне з'єднання віддалених частин міста з його центром, державними установами, підприємствами, вокзалами тощо, збільшуючи рівень мобільності серед населення. Не дивлячись на перевагу, що вагони метрополітену живляться від постачання електричної енергії існують ряд факторів, які впливають негативно на навколишнє середовище, насамперед це динамічні впливи. Динамічні впливи від господарств метрополітенів виникають в процесі перевізних технологій, ремонтних робіт, аварійних ситуацій, а також інших транспортно-технологічних операцій. На протязі останніх років спеціалістами підприємств метрополітену та науковцями проводяться дослідження щодо удосконалення рухомого складу з отриманням меншого впливу на навколишнє середовище та економічно вигідного вагонного парку в сучасних економічних умовах.

Так звичайно, що невинний розвиток вагонного господарства метрополітенів, постійно вимагає підвищення його функціональний складових, так як саме від їх якісної роботи залежить виконання планів роботи підприємств в цілому. Це викликає необхідність у постійному пошуку можливих методів та шляхів підвищення рівня надійності рухомого складу та

зменшення витрат на його експлуатацію. Тому на сьогодні приділяється велика увага у напрямках зміни, удосконалення або модернізації конструктивних особливостей так й удосконалення діючої системи технічного обслуговування та ремонту з подальшою можливістю продовження строку служби експлуатації рухомої одиниці. Виконати останнє можливо при застосуванні різних варіантів системи технічного обслуговування (ТО) та ремонту (Р), бо правильний вибір програм ТО і Р впливає у бік збільшення на надійність рухомого складу, його ефективність при використанні, відповідно збільшуючи продуктивність та економічний зиск. Внаслідок чого, постає потреба у ретельному аналізі умов і методів застосування подібних систем, періодичній оцінці стану як самої рухомої одиниці, так і нормативно-технічної бази, яка регламентує ці процеси, особливо з появою машин нових марок; у безперервному якісному порівняльному аналізі, для раціонального вибору тієї чи іншої системи ТО і Р, що максимально може забезпечити поставлені вимоги з урахуванням існуючих умов.

Останнім часом через недостатнє фінансування моторвагонного комплексу виникають певні труднощі у підтримання рухомого складу на достатньому для використання рівні, його модернізації, правильній експлуатації та підтриманні в справному технічному стані тощо. Через значний знос тягового рухомого складу, який експлуатується із перевищенням термінів служби, призводить до збільшення трудомісткості ремонтів. Виходячи з цього слід зазначити, що удосконалення системи ТО і Р залишається актуальним на сьогоднішній час.

Удосконалення чинної системи технічного обслуговування і ремонту дає можливість здійснити вирішення ряд завдань, які включають підтримку й забезпечення покращення системи екологічного менеджменту відповідно до вимог міжнародних стандартів; зменшити вплив негативних чинників від галузей, які обслуговують метрополітени, на гідравлічні і температурні режими підземних вод та забруднення шкідливими домішками водних об'єктів; зниження акумуляційних, мастильних та будівельних відходів, які утворюються від діагностичних, профілактичних робіт, обслуговування вагону та ремонтів над ними; припущення виникнення чужорідних вібрацій, що виникають внаслідок руху поїздів, негативно впливаючи на акустичний клімат мегаполісів та житлових помешкань [2].

### Література:

1. Берестовой А.М. Экологические проблемы транспорта / А.М. Берестовой // Вестник Приазовского государственного технического университета. – Мариуполь, 2012. – № 4. – с. 213-216.
2. Попова И.А. К вопросу об эколого-экономического обосновании выбора мероприятий по защите атмосферного воздуха метрополитеном / И.А. Попова // Научно-технический журнал Горный информационно-аналитический бюллетень. – Москва, 2016. - №6. – с. 403-408.

## ПОНОВЛЮВАЛЬНІ ДЖЕРЕЛА ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ НА БАЗІ ПРИБОЇВ ПРИМУСОВОГО ЗНИЖЕННЯ ШВИДКОСТІ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

### Вступ

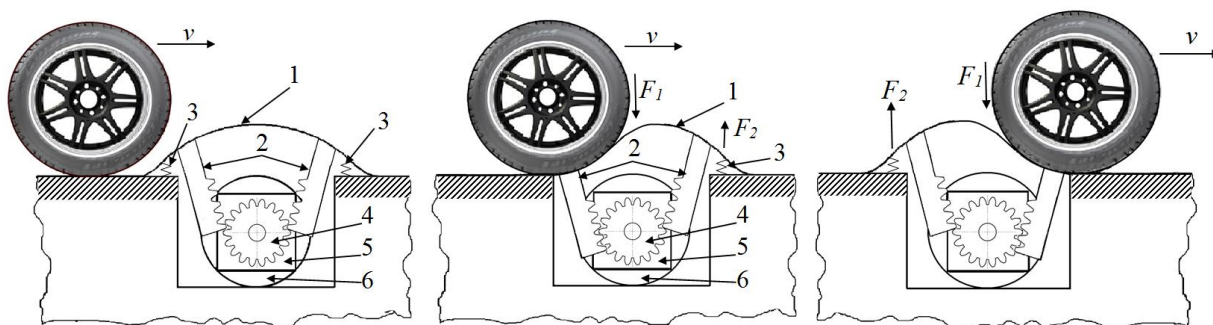
На цей час питання поновлювальних джерел електроенергії є не аби якими актуальними. Це не обійшло стороною і автотранспортну галузь. Отже, розбудова транспортної інфраструктури з впровадженням нових пристроїв і енергогенеруючих технологій – це ті питання, на які шукають відповіді по всьому світі.

Пристрій примусового зниження швидкості з функцією генерування електроенергії можна віднести як до сфери дорожнього будівництва, безпеки дорожнього руху, так і до поновлювальних зелених джерел електричної енергії. В даному випадку йдеться про перетворення кінетичної та механічної енергії в електричну [1].

### Пристрою примусового зниження швидкості

Особливістю запропонованого пристрою є те, що він виконує дві функції: перша – працює як звичайний обмежувач швидкості; друга – під час проїзду транспортного засобу (ТЗ) через нього генерує електричну енергію [2 – 7].

Принцип дії запропонованого пристрою пояснюється кресленнями, рис. 1.

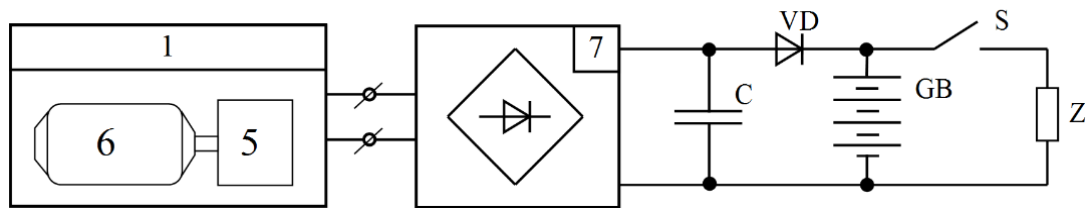


1 - товстолистова шина; 2 - рейки приводу електрогенератора; 3 - пружини; 4 - шестерня приводу електрогенератора; 5 - мультиплікатор; 6 - електрогенератор;  $F_1$  – сила натискання;  $F_2$  – сила дії пружини;  $v$  – швидкість руху транспортного засобу

Рисунок 1 – Схема роботи пристрою примусового зниження швидкості автомобілів, що генерує електроенергію

Коли колесо автомобіля зі швидкістю  $v$  наїжджає на товстолистову шину 1, яка з'єднана з рейками приводу електрогенератора 2 і пружинами 3, то товстолистова шина 1 починає рухатися вниз під вагою автотранспортного

засобу – під дією сили натискання  $F_1$  (рис.1.), тим самим переміщує оду з рейок приводу електрогенератора 2, яка своїми зубцями зчеплена з шестернею приводу електрогенератора 6. Рейка приводу електрогенератора 2 переміщується вниз до повного стискання пружини 3, і тим самим обертає шестерню приводу електрогенератора 4, яка жорстко кріпиться на валу мультиплікатора 5, який збільшує кутову швидкість обертання  $\omega$  ротора електричної машини 6. Коли колесо переміститься на другу половину товстолистої шини 1, процес повторюється, але починає працювати друга рейка приводу електрогенератора 2. При цьому пружина 3, яка була стиснута під дією колеса розпрямляється під дією сили  $F_2$ , а друга пружина навпаки стискується під дією сили  $F_1$  і ротор електрогенератора, під дією другої рейки приводу електрогенератора 2 через шестерню приводу електрогенератора 4, починає обертатися в зворотному напрямку і наводить ЕРС в обмотках статора з від'ємним значенням. Обмотки статора електрогенератора підключені до електричного випрямляча 7 (рис. 2). При наведенні ЕРС по обмотках починає протікати змінний електричний струм, а після його випрямлення на електричному випрямлячі 7, він заряджає ємнісний нагромаджувач  $C$  – іоністор та через діод  $VD$  – акумуляторну батарею  $GB$ . Вимикач  $S$  вмикає електроживлення до навантаження  $Z$ .



1 - товстолиста шина; 5 - мультиплікатор; 6 - електрогенератор; 7 - електричний випрямляч;  $C$  - ємнісний нагромаджувач;  $VD$  - діод;  $GB$  - акумуляторна батарея;  $S$  - вимикач;  $Z$  - навантаження

Рисунок 2 – Схема електрично-принципова пристрою примусового зниження швидкості автомобілів, що генерує електроенергію

Таким чином, пристрій примусового зниження швидкості з функцією генерування електроенергії дозволяє збільшити ефективність перетворення енергії від натискання в електричну (у порівнянні з аналогами, що описані в [3-7]) за рахунок використання електромеханічного перетворювача енергії на базі електромашинного вузла, який приводиться в дію через редуктор, що підвищує швидкість обертання – мультиплікатор, а також виконує функцію обмежувача швидкості ТЗ.

### Висновки

Запропонований пристрій генерування електричної енергії може бути використано, як установку для обмеження швидкості транспортних засобів, яка

одночасно генерує відновлювану електричну енергію. Електроенергія, вироблена пристроєм, може бути використана для додаткового електроживлення споживачів електроенергії – домашніх господарств, шкіл, офісних будівель, торгових центрів тощо.

### Література

1. Пат. 129621 України, H02K, H02N, H01L. Пристрій для генерування електричної енергії та примусового зниження швидкості з мультиплікатором / Гнатов А.В., Аргун Щ.В.; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. ун.-т., Гнатов А.В., Аргун Щ.В. – № у 2018 03778; заявл. 10.04.2018; опубл. 12.11.2018, Бюл. №21.
2. Пат. 121494 України, H02K 35/00. Електромеханічний пристрій перетворення кінетичної енергії в електричну з пружинним накопичувачем / Гнатов А. В., Аргун Щ. В., Дзюбенко О. А; заявник та патентовласник Харківський нац. автом.-дорожн. ун.-т., Гнатов А. В. – № у 2017 05468; заявл. 02.06.2017; опубл. 11.12.2017, Бюл. №23.
3. Ramadan M. et al. Generating power from Speed-Bump. Prototype developement and experimental study //MELECON 2014-2014 17th IEEE Mediterranean Electrotechnical Conference. – IEEE, 2014. – С. 8-11.
4. Hyun J. H., Chen N., Ha D. S. Energy Harvesting Circuit for Road Speed Bumps Using a Piezoelectric Cantilever //IECON 2018-44th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. – IEEE, 2018. – С. 4219-4223.
5. Гнатов А. В. Енергогенеруюча плитка як альтернативне малопотужне джерело електричної енергії / А. В. Гнатов, Щ. В. Аргун // Автомобильный транспорт. – Х. : ХНАДУ. – 2017. – Вып. 40. – С. 167-172.
6. S. Arhun, A. Hnatov, O. Dziubenko, S. Ponikarovska. A Device for Converting Kinetic Energy of Press Into Electric Power as a Means of Energy Saving. J. Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 36, No. 1, pp. 105-110. January 2019. Doi:<http://doi.org/10.7736/KSPE.2019.36.1.105>.  
<http://www.dbpia.co.kr/Journal/ArticleDetail/NODE07584893>
7. Гнатов А.В., Аргун Щ. В., Дзюбенко О.А. Понікоровська С.В. Вибір схеми підключення електродвигунів у електромашинному вузлі пристрою генерації електричної енергії. Автомобиль и электроника. Современные технологии: электронное научное специализированное издание. – Х.: ХНАДУ, 2018. – № 13. – С. 13-21.  
[http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P\\_SIS/AE18\\_1/1.2.pdf](http://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/P_SIS/AE18_1/1.2.pdf).



## **ECONOMIC AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ELECTRIC VEHICLES**

### **Introduction**

As modern culture and technology continue to develop, the growing menace of global warming and irreversible climate change draw increasing concern of the world's population.

All countries around the world are working to drastically reduce CO<sub>2</sub> emissions as well as other harmful environmental pollutants. Automobiles are amongst the most notable producers of these pollutants, as they are almost exclusively powered by internal combustion engines and exhaust unhealthy emissions.

According to various reports, cars and trucks are responsible for almost 15% of CO<sub>2</sub> emission [1].

One potential alternative to the world's dependence on standard combustion engine vehicles is EV and HEV cars. Let's try to justify this statement.

To assess the impact of electric vehicles on the environment, we need to consider several questions: exhaust gases pollution, fuel efficiency, the car efficiency, economic indicators.

### **Electric car emissions: exhaust gases and fuel efficiency**

There is a pretty common myth that electric vehicles also pollute the environment, as well as the cars with ICE, just the pollution process is transferred to the stage of electric car production and the stage of electricity generation. This is a false judgment and it does not correspond to reality.

Electric cars significantly reduce CO<sub>2</sub> emissions since electric vehicles run on electricity and emits no exhaust gases. If one assesses only this factor, electric vehicles are much more environmentally friendly than conventional ones.

However, when evaluating the eco-friendliness of an electric vehicle, we also need to take the "well-to-wheel" emissions into account. This is an overarching term that includes greenhouse gas emissions, energy efficiency, and industrial costs [2].

When taking well-to-wheel emissions into account, every electric vehicle emits an average of around 4,450 pounds (2020 kg) of CO<sub>2</sub> equivalent each year. By comparison, conventional gasoline cars emit over twice as much annually.

### **The car efficiency**

One more reason why electric vehicles are considered more sustainable than traditional vehicles is that efficiency of an electric car is higher.

The efficiency of the electric motor is approximately 90-95% while the efficiency of the ICE is around 20% (a diesel engine is about 25%) [3].

Let's consider an example to make it clearer. We compare the electric vehicle Tesla model 3 and the car with ICE – BMW 3 series. It is important that the cars were of one class.



So, from one liter of oil you can get from 150 to 800 milliliters of gasoline. It depends on the method of production of gasoline. BMW will run only 12.5 kilometers at the stated consumption of 6.4 liters per 100 kilometers in the combined cycle of 800 milliliters of gasoline.

With electric cars everything is more interesting. When burning 1 liter of oil at a modern thermal power plant with an efficiency of 40%, we get 3.4 kW·h of energy. The manufacturer's claimed consumption of model 3 is 500 km from the battery at 74 kW·h. This means that Tesla will travel 23 km. That is almost two times more than BMW.

In addition, we took the most efficient way to produce gasoline. If gasoline were produced by distillation, the difference would be 10 times in favor of an electric vehicle.

And there is also the fact to be taken into account that the fuel needs to be delivered to the gas station by fuel truck which uses gasoline as well.

### **Economic indicators**

The owner of Tesla Model S has posted statistics on the operation of her cars. For 5 years, she traveled 120 thousand kilometers. She drove exclusively through the city, and charged the car in the garage. She consumed almost 26 thousand kW·h of energy for which she paid a little over two thousand dollars.

If we take a similar car with an internal combustion engine, the cost of fuel would be about 10 thousand dollars.

Another reason why the EV is economical is the lack of ongoing maintenance.

Cars with ICE consist of several thousand parts many of which are subject to friction and require replacement over time. Even brake pads in electric vehicles have a greater resource due to regenerative braking. The electric motor consists of a rotor and a stator where only bearings can wear out.

The ICE resource is several hundred thousands of kilometers, and most of them require serious repairs every 150 thousand kilometers approximately. In the same time, for example, the Tesla Model 3 is guaranteed to drive 1 million 600 thousand kilometers. And it does not require repair. Moreover, nobody takes into account energy consumption and CO<sub>2</sub> emissions in the production of consumables, which are a lot.

Development of renewable energy can also be attributed to the economic component. But it also applies to the environmental component. Today, it is paid great attention. These are the state subsidies and the Paris agreement of emission reduction. For example, in North America the price of megawatts of solar power has fallen from \$ 350 to \$ 50 over the past 8 years. For now, in many countries, solar energy is cheaper than the one got from traditional thermal power plants. This price difference will increase steadily because hydrocarbon reserves are limited.

It is worth noting that, when we are talking about renewable energy sources it means not only solar power plants and wind farms but also hydroelectric power stations, geothermal and tidal power stations, as well as bioenergy. Some countries and some cities show a high percentage of generation from these sources and they are planning to switch to them completely [4].

Another important advantage of electric vehicles is the stabilization of power systems [5].

The thing is that electricity has been produced by power plants within 24 hours equally, but the load on the power grid is constantly changing. For example, at night much less energy is required during the day, but power generators continue to produce electricity. It causes dissipation of unused energy. And it's not cost-effective at all. But there are electric cars coming to help. If we connected them to the electrical grid at night, they could store electricity and then give energy back to the power grid to stabilize the energy system. This becomes possible due to an increasingly raising range of modern electric cars' run, from 300 km. Since, according to the studies, on average, cars pass only 30 km per day. Such stabilization systems are already being developed by some manufacturers, such as Nissan.

### **Conclusion**

The question of the environmental friendliness of electric cars is not easy – there are quite a few facts that speak, both in favor of one or the other. Nevertheless, already written materials, as well as studies, the results of which are not lobbied by oil companies, indicate that electric vehicles are much more environmentally friendly than fuel cars. This analysis showed that the hybrid and electric cars have advantages over the others.

And in the future, the development of the electromobile industry will only go towards minimizing environmental damage, while fuel cars today have completed evolutionary development and are simply not able to become cleaner.

### **References**

8. M. Ehsani, Y. Gao, S. Gay, A. Emadi. Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles – Texas: CRC Press LLC. – 2005. – P. 395.
9. Fuad Un-Noor, S.Padmanaban, L. Mihet-Popa, M. N. Mollah, E. Hossain. A Comprehensive Study of Key Electric Vehicle (EV) Components, Technologies, Challenges, Impacts, and Future Direction of Development. – Energies. –2017. – P. 82.
10. Basics of Electric Vehicles. Design and Function – USA: Volkswagen Group of America.– 2013. – 58 p.
11. Gnatov A., Argun S., Rudenko N. Smart road as a complex system of electric power generation:// 2017 IEEE First Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering: – IEEE 2017, 29 May – 2 June 2017 p. Kiev, 2017. – P. 457–461.
12. Nissan LEAF to help stabilize German electricity grid. URL: <https://global.nissannews.com/ja-JP/releases/release-860852d7040eed420ffbaebb222d14fb-nissan-leaf-to-help-stabilize-german-electricity-grid?source=nng> (дата звернення: 27.09.2019).

Далека Василь Хомич, д.т.н., професор, Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, [dalekavf@ukr.net](mailto:dalekavf@ukr.net), 066-251-88-77

Фуртат Олена Вікторівна, старший викладач, Таврійський національний університет імені В.І. Вернадського, 067-934-79-72

## **ЕКОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ МІСЬКОГО ЕЛЕКТРИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

Загально прийнято, що електричний транспорт найбільш відповідає екологічним вимогам, оскільки, в першу чергу, відсутні шкідливі викиди які наявні при роботі двигунів внутрішнього згоряння. Незважаючи на це наземний міський електричний транспорт, зокрема, трамвай і тролейбус мають значний вплив на навколишнє середовище. Оскільки їх експлуатація пов'язана з вібраціями та шумами, забрудненням доріг та трамвайної колії, виділенням в атмосферу частинок матеріалів при зношуванні коліс та елементів системи струмознімання, тощо. Так як міський електротранспорт виконує соціальне завдання як основний перевізник пасажирів в містах України, то при його експлуатації є досить актуальним зменшення не бажаного впливу його роботи на навколишнє середовище.

За статистичними даними Корпорації підприємств міського електротранспорту «Укрелектротранс» в останній час (2018 рік) тільки трамваем і тролейбусом в Україні щорічно перевозиться майже 1,5 млрд. пасажирів, в тому числі близько 900 млн на 429 тролейбусних маршрутах та 600 млн. на 177 маршрутах трамвая. Загальна довжина трамвайних ліній в містах України 1919,1 км із яких колії шириною 1524 мм мають довжину 1753,7 км, 1000 мм – 165,4 км. Транспортна робота трамвая в Україні за рік перевищує 56 млн. вагоно-кілометрів.

Загальна довжина тролейбусних ліній в містах України 4445,8 км. та здійснюється транспортна робота в обсязі майже 95 млн. машино-кілометрів. Роботу міського електротранспорту забезпечують 31 трамвайне та 52 тролейбусних депо.

Для забезпечення потреб населення міст в перевезеннях в зазначених обсягах використовуються та споживаються у великих обсягах матеріальні, енергетичні, трудові, інформаційні та фінансові ресурси, значна частина яких при наданні транспортних послуг забезпечує виконання технологічних процесів, а частина втрачається, причому не без шкоди для навколишнього середовища.

На автомобільному транспорті проведено значні роботи з дослідження інтенсивності зношування шин коліс та впливу її на забруднення повітря і доріг, а також на здоров'я мешканців міст. Обмежуються також рівні вібрацій та шуму. Ці проблеми характерні і для тролейбусного транспорту.

Особливістю міського електричного транспорту є те, що живлення рухомого складу від контактної мережі здійснюється спеціальними

електричними апаратами – струмоприймачами. Забезпечення надійного і економічного струмознімання завжди є складним завданням, яке вирішується удосконаленням конструкції струмоприймачів, контактної мережі її спецчастин, встановленням режимів руху, тощо.

Але ще не достатньо уваги приділяється цим питанням з точки зору екології, оскільки частинки контактних матеріалів при їх зношуванні розпиляються в повітрі і, практично, є доступними для значної кількості населення.

Як відомо, значна частина експлуатаційних витрат припадає на розхідні матеріали, зокрема на самі матеріали і швидкозношувані вироби: контактні вставки усіх струмоприймачів та направляючі щоки головок струмоприймачів тролейбусів. Уяву про обсяг замін вставок та щік головок струмоприймачів і відповідних витратах при цьому можна одержати за наступними середнім технічним ресурсом та витратами:

- середній ресурс:

* контактної вставки тролейбуса, км	294,6;
* контактної вставки трамвая, км	11200;
* щоки головки струмоприймача, км	20300;

- середні річні витрати на одиницю рухомого складу:

* контактних вставок тролейбуса, шт.	388,6;
* контактних вставок трамвая, шт.	8,2;
* щік головок струмоприймачів, шт.	11,95.

При місячному пробігу одиниці рухомого складу близько 5000 км це означає, що для трамвайного депо з інвентарем 200 вагонів потрібно для забезпечення річної роботи 5000 кг контактних вставок з алюмінієвих сплавів, але майже третина (1660 кг, заміна вставки при зменшенні маси до 33 %) їх втрачається внаслідок зносу.

Для трамвайного транспорту України з річним пробігом 56 млн. км при інтенсивності зносу контактних вставок струмоприймачів 0,145 кг на 1000 км втрати, тобто розпилювання алюмінієвих сплавів складає більше 8 т.

Аналогічні розрахунки свідчать про значні втрати маси контактних матеріалів, що фактично негативно впливають на навколишнє середовище.

Сучасні дані про характер зносу елементів струмоприймачів, що стикаються з контактним проводом базуються на електроерозійній та електротермічній теоріях зносу матеріалів деталей, які знаходяться в контакті. Це означає, що середнє значення питомого зносу, яке визначається діленням кількості заміненних на протязі року виробів на кількість пройдених за рік перегонів між зупинками розподіляється за пробігом (або, теж саме за середнім перегонем) не рівномірно, а збільшується в зоні пуску, де споживання струму найбільше.

Тому вважається доцільним і актуальним вирішувати питання зменшення витрат швидкозношуваних елементів струмоприймачів рухомого складу міського електротранспорту із точки зору екології за рахунок технічних рішень та раціоналізації руху.

Двадненко Владимир Яковлевич, д.т.н., с.н.с., Харьковський національний автомобільно-дорожній університет, dvadnenkovladimir@gmail.com,  
Пушкарь Олег Борисович, аспірант, Харьковський національний автомобільно-дорожній університет

## **СНИЖЕНИЕ СТОИМОСТИ ГИБРИДНОГО АВТОМОБИЛЯ**

Снижение расхода топлива и уменьшение вредных выбросов является актуальной задачей как для производителей, так и для владельцев автомобилей. Эффективным решением этих проблем представляется повсеместный переход на электромобили. Но есть много причин, не позволяющих быстро это сделать. Это малый пробег без подзарядки тягового аккумулятора, длительное время зарядки, неразвитая инфраструктура зарядных станций. Электромобиль в настоящее время имеет высокую стоимость, прежде всего из-за аккумулятора с высокой энергетической емкостью. Кроме того, для зарядки большого количества электромобилей потребуется существенно увеличить мощности электростанций и электрических сетей.

В современных условиях более приемлемым частичным решением данной проблемы является использование гибридных автомобилей, которые не имеют недостатков электромобилей [1]. Гибридные автомобили имеют более высокую стоимость чем автомобили, которые имеют только ДВС и поэтому применение гибридных автомобилей не всегда является экономически целесообразным. Более эффективно решают проблемы экономии топлива и экологии подзаряжаемые гибридные автомобили, сочетающие лучшие качества электромобилей и автомобилей с ДВС [2], но они имеют более емкие тяговые батареи и поэтому эти автомобили дороже и тяжелее гибридных автомобилей без внешней подзарядки.

Учитывая вышесказанное, считаем, что снижение стоимости гибридного автомобиля является актуальной задачей. В работе предложен алгоритм работы двигателей гибридного автомобиля с внешней подзарядкой, позволяющий снизить его стоимость при достаточно хороших экономических и экологических показателях автомобиля.

Очевидным путем снижения стоимости, а также уменьшения веса и габаритов элементов тягового электропривода является снижение мощности электродвигателя, что в свою очередь позволит уменьшить потребляемый ток и, следовательно, энергетическую емкость ТАБ. Кроме того снижение веса улучшит динамику автомобиля и снизит расход энергоресурсов. Однако такое решение требует теоретического обоснования как уровня мощности электродвигателя, так и энергетической емкости ТАБ [5]. Также требуется и экспериментальная проверка расчетных значений. Поскольку гибридный автомобиль имеет ДВС и тяговый электропривод, требуется для обеспечения возможности снижения мощности тягового электропривода разработать новый алгоритм, описывающий в каких условиях движения следует использовать ДВС и в каких электропривод. Такой алгоритм, естественно будет отличаться от алгоритма, обычно применяемого в гибридных автомобилях. Также он будет

отличаться и от алгоритма, применяемого в автомобилях с системой старт-стоп, которые иногда называют микрогибридными автомобилями.

Прежде чем перейти к предлагаемому нами алгоритму, рассмотрим за счет чего собираемся уменьшить энергопотребление и, следовательно, стоимость километра пробега, а также снизить вредные выбросы. Для этого будем использовать два источника энергии: углеводородное топливо и электрическую сеть переменного тока (подзаряжаемый гибрид) [2]. Такой выбор сделан потому, что километр пробега на энергии из электрической сети в несколько раз дешевле, чем километр пути, пройденный на углеводородном топливе. Кроме того, будем использовать кинетическую и потенциальную энергии движущегося автомобиля, как путем рекуперации, так и непосредственно для движения автомобиля, с минимальными потерями без преобразования их в другие виды энергии.

В предлагаемом автомобиле в гибридном режиме для минимизации мощности тягового электропривода все режимы работы ДВС с высоким удельным расходом топлива заменены на движение только с электроприводом. К этим режимам ДВС относятся холостой ход (который для электродвигателя не нужен); медленное движение на низких передачах (например, в заторах), когда малы как скорости, так и ускорения; равномерное движение с относительно невысокой скоростью (50-60 км/ч) по асфальтированной дороге без заметного подъема.

Двигатели современных автомобилей, как ДВС, так и электрические, если они используются для набора скорости, должны обладать большой мощностью, чтобы автомобиль не выпадал из транспортного потока. Следовательно, тяговые электродвигатели современных гибридных автомобилей имеют сравнительно большую мощность, т.к. начало движения происходит на электродвигателе. В предлагаемом автомобиле энергичный набор скорости производится на ДВС с ручным или автоматическим переключением передач. В случаях, когда не требуются большие ускорения, начинать движение можно и на маломощном электроприводе. При движении в городских условиях, когда максимальная скорость ограничена (50-60 км/ч) в предлагаемом автомобиле движение начинается с автоматического запуска ДВС системой старт-стоп, затем, на ДВС, с переключением передач, набирают скорость 40-50 км/ч, рычаг коробки передач устанавливают в нейтральное положение, затем автоматически ДВС останавливается и происходит переход на движение с помощью электропривода. Перед остановкой, например, у светофора, производится служебное рекуперативное торможение, когда водитель отводит педаль тормоза от упора, срабатывает стоп-сигнал и вместе с ним начинается служебное торможение. Тормозные колодки при этом еще не касаются дисков, но, когда потребуется окончательно остановить автомобиль, водитель усиливает нажатие на педаль тормоза и штатная тормозная система останавливает автомобиль.

При необходимости движения автомобиля со скоростью превышающую 60 км/ч, водитель включает соответствующую передачу и далее происходит автоматический запуск ДВС без стартера от кинетической энергии

движущегося автомобиля [2], и далее, как обычно происходит движение с помощью ДВС. Относительно небольшая емкость ТАБ такого гибридного автомобиля позволяет достаточно быстро заряжать его от обычной бытовой сети и обуславливает небольшую потребляемую при зарядке мощность. Эта мощность не превышает допустимую мощность практически любой розетки бытовой сети.

Поскольку автомобиль способен ездить не только в гибридном режиме, но и на бензине, то нет проблем с дальностью пробега. Этому способствует также то обстоятельство, что применены относительно легкие ТАБ и электродвигатель, следовательно, масса автомобиля по сравнению с обычным автомобилем увеличивается незначительно, соответственно это также способствует сравнительно малому расходу топлива в режиме движения на ДВС и малому расходу электроэнергии в режиме движения на электроприводе. В отличие от традиционного подзаряжаемого гибридного автомобиля, ДВС предлагаемого автомобиля работает при наборе скорости, поэтому у него лучше тепловой режим и лучше работает обогрев салона. Расчет гибридного автомобиля с предложенным алгоритмом рассмотрен аналогично тому, как это сделано в работах [3-5]. Экспериментальные исследования проведенные на подзаряжаемом гибридном автомобиле на основе автомобиля Ланос-пикап показали хорошее соответствие экспериментальных результатов с расчетными.

Разработанный алгоритм работы двигателей гибридного автомобиля, позволяет снизить его стоимость при хороших экономических и экологических показателях автомобиля. Данный алгоритм работы позволит также снизить время зарядки, улучшить тепловой режим ДВС и снизить не только стоимость, но и вес гибридного автомобиля. Полученные теоретические и экспериментальные результаты имеют практическое значение для транспортной отрасли.

## Литература

1. Гібридні автомобілі / О.В. Бажинов, О.П. Смирнов, С.А. Серіков, А.В. Гнатов, А.В. Колесніков; під. ред. О.В. Бажинова. – Харків: ХНАДУ, 2008. – 327 с.
2. Ник Гиббс. Плагин-гибриды будут преобладать среди автомобилей с электрифицированным приводом в Европе / Ник Гиббс // Automotive News Europe // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2015. – № 6 (95). – С. 20–21
3. Dvadnenko V. Hybrid Vehicle Control System / В.Я. Двадненко // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – 2016. – Вып. 38. – С.149–154
4. Бажинов О.В. Конверсія легкового автомобіля в гібридній: монографія / О.В. Бажинов, В.Я. Двадненко, Х. Мауш. – Харків: ХНАДУ, 2014. – 200 с 5.
5. Двадненко В.Я., Математическая модель конверсионного гибридного автомобиля в режиме электропривода. // Вестник ХНАДУ. – 2016 – Выпуск 72 - С. 41 - 48.

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

Захарчук Олег Вікторович, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет, Zaharchukov205@gmail.com

Савчук Олександр Іванович, студент, Луцький національний технічний університет

## ЩОДО ДОЦІЛЬНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВАНТАЖНИХ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ В УКРАЇНІ

Європейський Союз активно розпочинає шлях до заміщення автомобілів з двигунами внутрішнього згоряння (ДВЗ) на електротранспорт. Це пов'язано з тим, що в ряд міст, зокрема Німеччини, заборонено в'їзд автомобілів з дизелями. Разом з тим вантажні електромобілі поки що практично не використовуються. Електровантажівку, яка має допустиму масу 27 т і може конкурувати в своєму класі в міських та приміських маршрутах з автомобілями з дизелями було створено на Луцькому автозаводі «Богдан-Моторс». Її створено на замовлення датської компанії, яка хоче використовувати її в якості сміттєвоза. На даний момент створено два зразки, які проходять випробовування за кордоном на відповідність Євростандартам. Відповідно представляє інтерес доцільність використання таких автомобілів в нашій державі.

При розрахунках ефективності інвестицій будемо визначати величину, яка найбільш цікавить споживача – термін окупності інвестицій:

$$T_{OK} = \frac{K_{ел} - K_{диз}}{C_{диз} - C_{ел}}, \text{ років}$$

де  $K_{диз}$  – капіталовкладення вантажівки з ДВЗ, грн;

$K_{ел}$  – капіталовкладення електровантажівки, грн;

$C_{диз}$  – експлуатаційні витрати вантажівки з ДВЗ, грн;

$C_{ел}$  – експлуатаційні витрати електровантажівки, грн.

До складу капіталовкладень входять витрати, пов'язані з придбанням транспортних засобів, додаткового обладнання, капіталовкладення в будівлі та ін. У випадку застосування електромобілів це буде вартість електромобіля та зарядної станції. Експлуатаційні витрати включають багато складових. Але в даному випадку враховуються тільки ті складові, які змінюються під час зміни виду транспортного засобу.

Експлуатаційні витрати автомобіля визначатимемо на основі витрат на паливо (електроенергію), витрат на технічне обслуговування двигуна за рік часу, а також екологічного збитку вантажівкою з ДВЗ:

$$C = C_{пал} + C_{обс} + Z_{ек}, \text{ грн}$$

де  $C_{пал}$  – витрати на паливо (електроенергії) за рік, грн;

$C_{обс}$  – вартість технічного обслуговування ДВЗ за рік часу, грн, яка включає вартість: моторного масла, масляного фільтра, паливного фільтра, повітряного фільтра та виконаної роботи.



$Z_{ек}$  – екологічний збиток від дії відпрацьованих газів двигуна, грн/рік.

Екологічний збиток  $Z_{ек}$  (грн/рік) автомобіля з дизелем в їзових циклах будемо визначати таким чином:

$$Z_{ек} = \xi * \sigma * f * \Sigma G_{шр.ц}, \text{ грн / рік}$$

де  $\xi_{дп}$  – величина, яка приймається рівною вартості палива, грн/кг;

$\sigma$  – безрозмірний коефіцієнт відносної небезпеки, приймається залежно від території, що підпадає під забруднення;

$f$  – поправка, що враховує характер розсіювання забруднюючої речовини в атмосфері;

$\Sigma G_{шр.ц}$  – сумарна маса викидів шкідливих речовин в атмосферу в їзовому циклі, г /км.

В роботі виконано порівняння показників електровантажівки з показниками смітєвоза MAN, який вибраний в якості базового варіанта. Його вантажопідйомність приблизно така ж, як і електровантажівки. Тому і транспортна продуктивність буде однаковою. Акумуляторна батарея має значну вартість. Термін служби акумуляторної батареї становить 12 років. Отже, придбання електровантажівки буде доцільним, якщо термін окупності капіталовкладень буде меншим за 12 років. Порівняльна характеристика електровантажівки та вантажівки MAN наведена в таблиці 1.

Таблиця 1 – Порівняльна характеристика електровантажівки та вантажівки MAN

Показник	Транспортний засіб	
	Автомобіль MAN	Електровантажівка
Експлуатаційна витрата палива, л/100 км, або електроенергії, кВт/год на 100 км	38	250
Допустима маса, кг	26 000	27 000

Ціна електровантажівки є значно більшою за ціну автомобіля з ДВЗ, отже різниця у 4 млн. грн. покриватиметься надто довго. Але витрати на енергію для забезпечення руху є меншими. Експлуатаційна витрата палива (електроенергії) смітєвоза включає лінійну норму витрати палива (електроенергії) на пробіг та витрату палива (електроенергії) на завантаження та розвантаження сміття.

За даними підприємства «Луцькспецкомунтранс» за день автомобіль виконує в середньому 150 км пробігу і в рік працює приблизно 330 днів, отже річний пробіг становитиме 49500 км. Технічне обслуговування даних автомобілів проводиться через кожні 10000 км, тому в рік відбуватиметься чотири ТО. Вартість одного технічного обслуговування дизеля становить 6400 грн. Отже загальна сума витрат становитиме 25600 грн. Електродвигун електромобіля не потребує обслуговування, отже це ще одна стаття економії коштів на експлуатаційні витрати. Важливим є те, що запас ходу електромобіля

не менший за потрібний середньодобовий пробіг. Завод-виробник декларує термін служби акумуляторної батареї 12 років, але досвід експлуатації електромобілів свідчить, що під час цього терміну потрібно замінювати певну кількість окремих акумуляторів. В подальших дослідження це потрібно буде врахувати.

Сукупні капіталовкладення включають ціну транспортного засобу та обладнання, яке необхідне для його експлуатації. У випадку придбання вантажного електромобіля з акумуляторною батареєю великої ємності таким обладнанням є зарядна станція. Середня ціна зарядної станції вантажного електромобіля становить 62500 грн.

Розрахункові дані річного економічного ефекту від використання вантажного електромобіля наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 – Розрахункові дані економічного ефекту

Показник	Позначення	Одиниці вим.	MAN	Електровантажівка
Витрати на паливо (електроенергію)	$L_n$	грн.	583 110	71 651
Витрати на обслуговування двигуна	$C_{обс}$	грн.	25 600	-
Екологічний збиток	$Z_{ц}$	грн.	274 230	-
Економічний ефект	$E$	грн.	-	1 018 968
Термін окупності з врахуванням екологічного збитку	$T_{ок}$	років	-	5,0
Термін окупності без врахування екологічного збитку	$T_{ок}$	років	-	7,54

В роботі прийнято, що екологічний збиток від використання електротранспорту дорівнює нулю, але це можливо лише при використанні «екологічно чистої» електроенергії. Тобто, під час використання електромобіля зазвичай має місце локальний екологічний ефект.

**Висновки.** Розроблено метод оцінки економічної ефективності використання вантажних електромобілів. Встановлено, що дану електровантажівку економічно доцільно використовувати на міських та приміських маршрутах в умовах нашої держави за умови, коли середньодобовий пробіг менший за запас ходу на одній зарядці. Термін служби акумуляторних батарей становить 12 років, а термін окупності електромобіля становить 5 років.

Капский Денис Васильевич, д.т.н., профессор, Белорусский национальный технический университет

Кот Евгений Николаевич, к.т.н., доцент, Белорусский национальный технический университет

Семченков Сергей Сергеевич, старший преподаватель, Белорусский национальный технический университет, [tst.bntu@gmail.com](mailto:tst.bntu@gmail.com)

## **АНАЛИЗ ВАРИАНТОВ ПРИМЕНЕНИЯ НЕРЕЛЬСОВОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА В ПОЛОЦКОЙ АГЛОМЕРАЦИИ**

В настоящее время в Республике Беларусь налажено собственное производство трамваев, троллейбусов, троллейбусов-электробусов и электробусов, которые могут рассматриваться как возможные перспективные виды городского электрического транспорта для г. Полоцка и г. Новополоцка, образующих Полоцкую агломерацию.

В агломерации имеется опыт эксплуатации электрического транспорта, в г. Новополоцке уже более 40 лет работает трамвайная линия. Опыта эксплуатации троллейбусов и электробусов в городах агломерации нет.

В качестве объектов сравнения целесообразно рассматривать троллейбусы в классическом и привычном потребителю представлении, являющиеся транспортными средствами с постоянным питанием в движении — IMF (In-Motion-Feeding), троллейбусы с динамической зарядкой IMC (In-Motion-Charged), в которых для получения электроэнергии на отдельных участках маршрута используется не контактная сеть, а автономный бортовой источник энергии, заряжающийся в интервалы времени, когда троллейбус питается от контактной сети, а также электробусы с подзарядкой на маршруте на специально оборудованных зарядных станциях, реализованные по схеме ОС (Opportunity Charging).

В частности, на наш взгляд, большой интерес для Полоцкой агломерации представляют троллейбусы, реализованные по схеме IMC (In-Motion-Charging) с подзарядкой в движении (далее — троллейбусы IMC). Преимущества данного решения: распределённая нагрузка на электрическую сеть в течение всего дня, работа автономных бортовых источников энергии в щадящем режиме, электрическое отопление и кондиционирование, зарядка автономных бортовых источников энергии во время движения по маршруту без простоев транспортных средств на конечных станциях или в депо. В частности, в модели АКСМ-32100D (производство «Белкоммунмаш») запас автономного хода составляет 15 км при времени зарядки 15 мин. Таким образом, для полной зарядки автономного бортового источника энергии необходимо, чтобы перед участком без КС троллейбус IMC не менее 15 мин. следовал по участку, оборудованному КС. Такое комбинированное решение позволяет значительно расширить географию использования троллейбусов IMC за счёт возможности включения в маршруты их движения участков дорожной сети, не оборудованных КС.

Троллейбусы ИМС в городах Беларуси на регулярных маршрутах эксплуатируются в районах, в которых отсутствует КС: в Гродно (маршрут № 20 в жилой район Вишневец), в Витебске (маршрут № 12 в жилой район Билево, маршрут № 13 в район Титова, с декабря 2019 г. — маршрут № 14 в жилой район Тирасполь); по участку в середине маршрута, на котором отсутствует КС: в Гомеле (маршрут № 24 через жилой район Шведская горка).

Разработан новый проект для Гродно, который предусматривает приобретение троллейбусов ИМС и организацию четырёх маршрутов (Микрорайон «Ольшанка»–Торговый центр «Triniti», Микрорайон «Ольшанка»–ОАО «Гродно Азот», Микрорайон «Ольшанка»–Комбинат строительных материалов — как два маршрута с различными вариантами движения вокруг исторического центра).

Электробусы с подзарядкой на маршруте на специально оборудованных зарядных станциях, реализованные по схеме ОС (Opportunity Charging), в Беларуси в настоящее время применяются в Минске. Применение в качестве автономного источника электрической энергии молекулярных накопителей (суперконденсаторов) позволяет производить ультрабыструю зарядку на конечных станциях маршрута. Однако высокие зарядные токи (до 400 А) и потребность генерации больших мощностей на конечных станциях вызывают «скачкообразную» нагрузку на электрическую сеть, что, в свою очередь, оказывает негативное влияние на энергосистему. Электробусы ОС не предусматривают строительство КС, но требуют строительства тяговых подстанций, получающих электрическую энергию от электростанций и подающих её на зарядные станции. Дополнительно необходимо закупить и смонтировать дорогостоящие зарядные станции, которые осуществляют непосредственную зарядку автономного источника электрической энергии электробуса ОС (время зарядки составляет 9 мин., обеспечивается запас хода 12,5 км). К недостаткам электробусов ОС также следует отнести необходимость в наличии дизельного отопителя (выбросы вредных веществ), ограничение длины и конфигурации маршрута из-за необходимости зарядки, увеличенное время стоянки (по сравнению с автобусами, троллейбусами и трамваями) на каждой конечной станции для выполнения зарядки. Дополнительное время простоя на зарядных станциях существенно снижает среднюю эксплуатационную скорость, влечёт повышение эксплуатационных затрат в связи с необходимостью в дополнительных транспортных средствах, водителях и т.д. для сохранения параметров работы маршрута.

Следует заметить, что предприятия Новополоцка образуют крупнейший нефтехимический комплекс Беларуси, что в свою очередь, сказывается на экологической обстановке, поэтому Новополоцк относится к числу городов с наиболее высокой плотностью эмиссии вредных веществ. В общем загрязнении атмосферного воздуха негативную роль играют и мобильные источники выбросов. В указанных обстоятельствах увеличение доли экологически чистого транспорта является особенно актуальным.

Укрупнённый анализ различных вариантов применения электрического транспорта в Полоцке и Новополоцке приведён в таблице.

**Анализ вариантов применения электрического транспорта в Полоцкой агломерации**

Параметр \ Вид транспорта	Электробус ОС, ОНС	Троллейбус ІМС	Троллейбус ІМФ
Опыт эксплуатации в городах	–	–	–
Место хранения транспортных средств	+/- (можно разместить в автобусном парке)	+/- (можно разместить в автобусном парке)	+/- (можно разместить в автобусном парке)
Эксплуатационная база (обслуживание и ремонт)	– (необходимо создавать)	– (необходимо создавать)	– (необходимо создавать)
Наличие существующей маршрутной сети электрического транспорта с перспективой дальнейшего развития	–	–	–
Степень привязки к инфраструктуре	Привязка к зарядным станциям	Частичная привязка к контактной сети	Полная привязка к контактной сети
Возможность изменения маршрута	От зарядных станций в радиусе запаса автономного хода	От любой точки участка с контактной сетью в радиусе запаса автономного хода	Без строительства контактной сети изменить маршрут невозможно
Необходимость подготовки водителей	Необходимо обучение водителей категории «D»	Необходимо обучение водителей категории «I»	Необходимо обучение водителей категории «I»
Необходимость единовременной закупки транспортных средств для открытия новых линий	Требуется	Требуется	Требуется
Приведённая стоимость транспортного средства (к 1 пасс. пассажироместности)	4,26–4,66	2,20–2,75	2,20–2,75
Срок эксплуатации транспортных средств базовый (продлённый)	10	10 (15)	10 (15)
Приведённая к 1 пасс. пассажироместности и базовому 10-летнему сроку эксплуатации стоимость транспортного средства	4,26–4,66	2,20–2,75	2,20–2,75
Удельные расходы энергии на перевозку 100 пасс. на 1 км в летнее время, USD/100 пасс.·км	0,18	0,18	0,18
Удельные расходы энергии (топлива) на перевозку 100 пасс. на 1 км в зимнее время, USD/100 пасс.·км	0,42	0,29	0,29
Экологическая чистота	+/- – – (выбросы вредных веществ при работе дизельного отопления, шин, резиновая пыль)	+/- (утилизация тяговых батарей, шин, резиновая пыль при взаимодействии колёс с дорожным покрытием)	+/- (утилизация шин, резиновая пыль при взаимодействии колёс с дорожным покрытием)

Таким образом, дальнейшее увеличение доли электротранспорта в рассмотренных городах возможно также за счёт организации движения троллейбусов ІМС на некоторых напряжённых маршрутах со строительством контактной сети для зарядки накопителей энергии в троллейбусах ІМС на отдельных участках маршрута вне центральной части города.

## АВТОМОБІЛІ З ПАЛИВНИМИ КОМІРКАМИ

Очікується що протягом 2015-2035 року споживання енергії у світі збільшиться на 35%. На даний момент нафта та газ займає біля 56% світового споживання. В 2035 рік компанія British Petroleum (BP) очікує використання 29% нафти та 25% газу в загальному споживанні енергії.

Транспортні засоби на паливних комірках (Fuel cell vehicles (FCVs)) є більш ефективними, ніж бензинові або дизельні, оскільки 60% енергії, що зберігається у водні, безпосередньо доходить до колес, порівняно з 20% у ДВЗ. Викиди вуглекислого газу в FCV залежать від того, як утворюється водень, що використовується для палива. Сьогодні не викликає сумніву перехід від автомобілів з ДВЗ до електромобілів у майбутньому. Але автомобілі на паливних комірках, наприклад, перший масово виготовлений автомобіль Toyota Mirai, можуть бути використані для перевезень на довгі дистанції, на відміну від електромобілів. Паливні комірки – електромеханічні прилади, що можуть безпосередньо перетворювати хімічну енергію в електричний струм з потенційно високою ефективністю. Перші паливні елементи були створені сером Вільямом Грувом (Sir William Grove) в 1831 р. Паливні елементи використовували кисень і водень з платиновими електродами.

Автомобіль з паливними комірками [1] був спроектований в Державному університеті «Житомирська політехніка». Автомобіль був протестований у програмному середовищі SIMPLORER-ADVISOR, що було розроблено компанією Ansoft. На рисунку 1 показана блок-діаграма автомобілю, що виконана в програмі ADVISOR. Протонно-мембранний тип паливних комірок (Proton Exchange Membrane Fuel Cell, PEMFC) був вибраний для використання, як той що найбільше придатний для автомобільної промисловості.

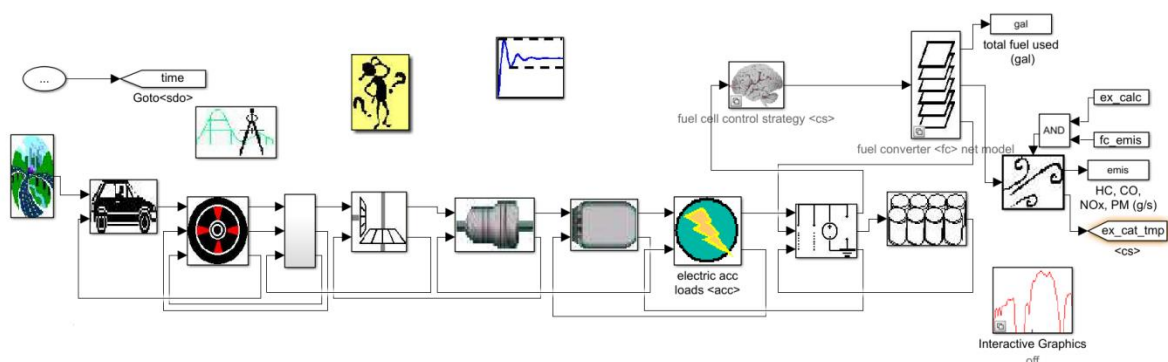


Рисунок 1. Блок-діаграма автомобілю в програмі ADVISOR

Результати моделювання показують яким чином можна зменшити витрату палива автомобіля. За допомогою програми ADVISOR було розраховано залежність питомої витрати палива від потужності паливного

елемента, що показано на рис. 2. Діапазон між 10 та 40 кВт дає найменшу витрату палива.

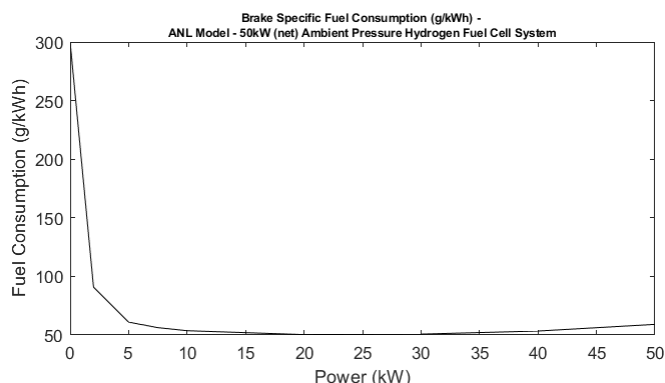


Рисунок 2. Залежність питомої витрати палива від від потужності

За допомогою програми ADVISOR було випробувано сім їздових циклів. Тест показав максимальну швидкість транспортного засобу, що склала 129,23 км/год за максимального навантаження на автомобіль. Графік їздового циклу показаний на рис.3

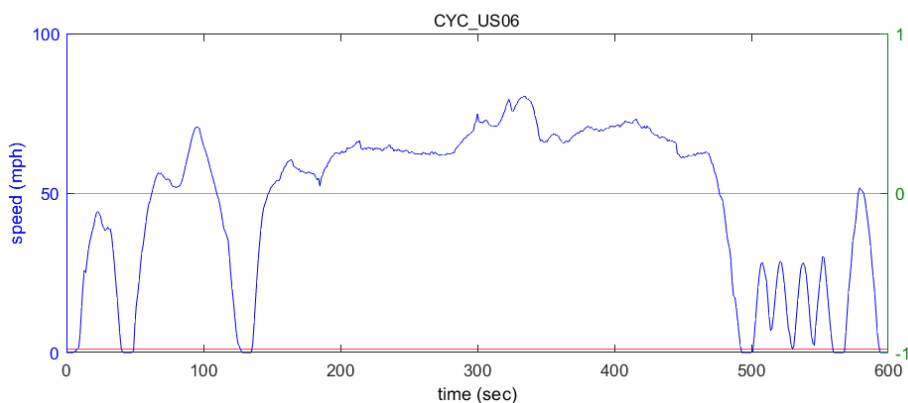


Рисунок 3. Швидкість автомобілю з часом за максимального навантаження на автомобіль (CYC\_US06)

Україна має можливість використовувати для транспортних засобів також твердоокислювальні або керамічні паливні комірки [2], які можуть працювати не тільки на водні, але й на інших паливах (наприклад, на біогазі). Використання цирконію в цих паливних комірках знижує їх вартість, і дає Україні шанс використати свої треті у світі запаси цирконію.

### Література

1. Matskevych, K. M. and Kolodnytska, R.V., Ukr. Conf dedicated to the day of science, Zhytomyr, Ukraine, 16 – 18 May 2018.
3. Vasylyev, O.D and Brodnikovskiy, Y.M, 2018. Material Chem Eng. 1. 1001.

Красюк Артем Дмитрович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Чоломбитько Олександр Андрійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## ПЕРСПЕКТИВИ РОЗПОВСЮДЖЕННЯ БЕЗПІЛОТНИХ АВТОМОБІЛІВ

Незважаючи на те, що ринок безпілотних автомобілів тільки починає зароджуватися, багато експертів припускають, що вже зовсім скоро ситуація зміниться кардинально. За останніми прогнозами Boston Consulting Group (BCG), всього через 10 р. загальний об'єм ринку безпілотних транспортних засобів може скласти біля \$ 42 млрд. Очікується, що доля безпілотних автомобілів в загальній структурі світових продажів досягне відмітки від 12 % до 13 %. На ринок буде випущено близько 14 млн безпілотних автомобілів. 500 тис. з них будуть повністю автономними. McKinsey Global Institute ще оптимістичніший у своїх прогнозах, вважаючи що загальна частка безпілотних автомобілів до 2025 р. досягне від 15 % до 20 % (рисунок 1).

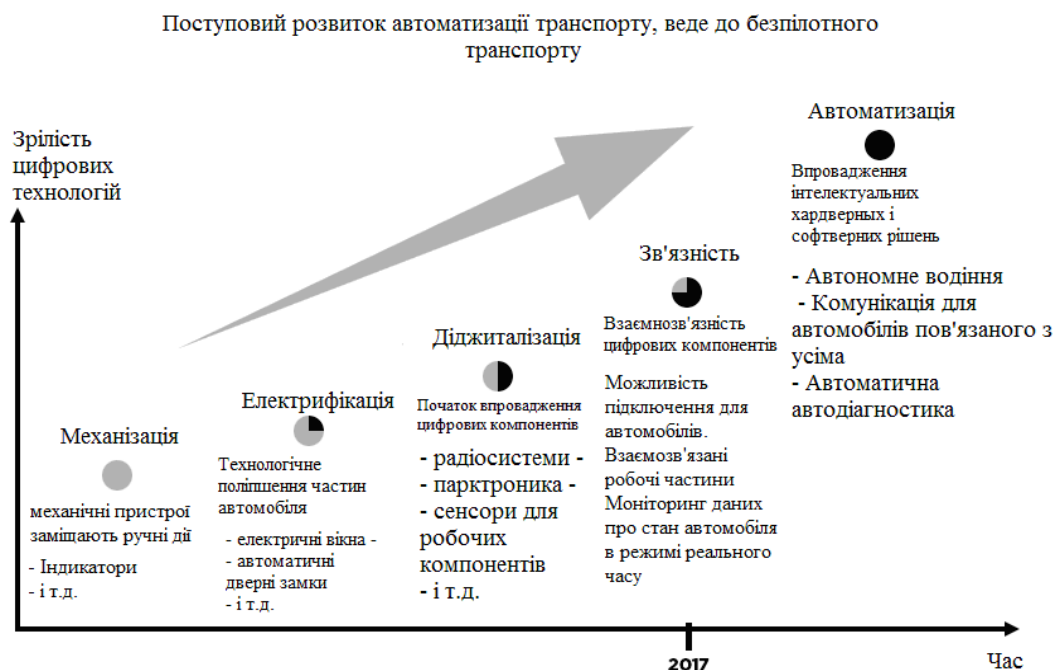


Рисунок 2.2 Тенденція к розповсюдженню безпілотних автомобілів

Експерти розходяться в думці, коли безпілотні транспортні витіснять звичайні автомобілі на дорогах. Так, Інститут інженерів з електротехніки та електроніки США (IEEE) дає прогноз, що навіть до 2040 р. лише близько 20 % всіх автомобілів в світі будуть автономними.

Хоча за деякими оцінками, всього через декілька десятиків років безпілотні автомобілі дозволять людству в сумі заощадити біля \$1 трлн. і на 70 % понизити кількість ДТП з летальним кінцем. Автоматизація вже зараз дозволяє значно понизити аварійність. Наприклад, автоконцерн Audi нещодавно заявив, що завдяки використанню в автомобілях системи екстреного



гальмування, загальна кількість травм пасажирів за останні 5 р. скоротилася майже на 38 %.

Серед компаній, які зараз активно займаються розробкою безпілотних автомобілів, можна виділити такі великі автомобільні концерни, як Volkswagen, General Motors, Jaguar, Land Rover, Toyota, Audi, BMW та ін. Також варто відмітити активний інтерес видатних IT-гігантів : Google і AppleТенденції розвитку безпілотних транспортних засобів. Незважаючи на те, що повністю автоматизованих безпілотних автомобілів ще немає у вільному продажі, зараз, вони вже активно тестуються в реальних умовах. Так, в Дубаї місцева влада у вересні минулого року запустила по міських вулицях перший безпілотний автобус, довга маршруту якого склала близько 700 м.

За останніми даними, через 15 р. в Дубаї планується перекласти на автоматизоване управління четверту частину усього транспорту міста. У Сінгапурі півроку тому запустилася служба безпілотного таксі. Вона складається з декількох електрокарів, які перевозять людей на невеликій території в одному з ділових районів міста. Очікується, що вже через два роки усі служби таксі Сінгапуру також піддадуться повній автоматизації.

Вплив автомобілів-безпілотників на економіку буде невеликим. По-перше, такий транспорт будуть активно використовувати для вирішення спеціалізованих завдань. По-друге, в деяких країнах вже сьогодні йде тестування безпілотних автомобілів. Саме вони, швидше за все, стануть лідерами по впровадженню нової технології. Частка безпілотників в цих країнах може досягти 50% набагато раніше очікувань експертів.

Кілька прикладів того, як автономні транспортні засоби вплинуть на різні індустрії:

- Оборонна сфера. Військові зможуть застосовувати автономні транспортні засоби для перевезення вантажів в небезпечних зонах. Відсутність водія дозволяє уникнути ризиків для життя солдатів в місцях, де можливі ворожі обстріли і диверсійна діяльність.

- Аграрний сектор. За рахунок використання безпілотних тракторів та іншої сільськогосподарської техніки фермери підвищать ефективність бізнесу. Один оператор (замість водія) контролюватиме роботу відразу декількох тракторів або комбайнів, що прискорить процес збору врожаю та інші сільськогосподарські роботи.

- Служби безпеки. Правоохоронні органи зможуть використовувати автомобілі без водія для патрулювання. Наприклад, в Дубаї вже планують використовувати безпілотні поліцейські машини, оснащені камерами, засобами машинного навчання і 3D-технологіями спостереження для патрулювання вулиць міста.

- Страхова сфера. Одна з переваг автономних автомобілів полягає в тому, що вони допоможуть скоротити число дорожньо-транспортних пригод та нещасних випадків. Це тягне за собою і зниження кількості виплат страхових премій. Взагалі, страхова галузь сильно постраждає через зменшення кількості робочих місць, пов'язаних з водінням автомобіля. Мова йде про такі професії як водії автобусів, тролейбусів, трамваїв і таксі.

- Транспортні компанії. Автономні транспортні засоби нададуть дуже великий вплив на індустрію логістики, оскільки знизять кількість ДТП і підвищать продуктивність водіїв. Останні, яких уже слід називати операторами, а не водіями, під час поїздки зможуть працювати над іншими завданнями. Ефективність витрат палива також підвищиться, адже автономні транспортні засоби здатні вибирати найбільш оптимальні маршрути і швидкість руху.

Проведемо наліз переваг та недоліків безпілотних транспортних засобів.

Переваги безпілотних автомобілів:

- кардинальна мінімізація ДТП і значне зниження людських жертв, звідси значне зниження витрат на страхування і медицину швидкого реагування;

- зниження вартості транспортування вантажів і пасажирів за рахунок економії на заробітній платі і часу відпочинку водіїв, а також економії енергоресурсів;

- підвищення ефективності використання доріг за рахунок централізованого управління транспортним потоком;

- зниження потреби в індивідуальних автомобілях за рахунок розвитку систем типу каршерінга;

- підвищення пропускної спроможності доріг за рахунок звуження ширини дорожніх смуг (в більш віддаленій перспективі).

- з'являється можливість самостійно переміщатися на роботизованому автомобілі для людей без водійських прав;

- економія часу для водіїв, за рахунок автономного руху;

- перевезення вантажів в небезпечних зонах, під час природних і техногенних катастроф або військових дій;

- в більш віддаленій перспективі зниження глобальної екологічної навантаженості як за рахунок кількісної оптимізації парку автомобілів, так і за рахунок більш широкого використання для їх пересування альтернативних видів енергії.

Недоліки безпілотних автомобілів:

- невизначена відповідальність за нанесення збитку;

- втрата можливості самостійного водіння автомобіля. Можливо для любителів безпосереднього водіння автомобіля будуть виділятися спеціальні дороги з додатковими заходами щодо забезпечення безпеки наприклад нинішніх автотогоночних трас, але відокремлені від загальної мережі доріг для пересування автономних автомобілів.

- не 100% надійність керуючих та виконуючих систем та ПО. Можлива невизначеність у критичній ситуації;

- втрата робочих місць людьми, чия робота пов'язана з водінням транспортних засобів;

- втрата приватності;

- мінування безпілотних автомобілів.

Марченко Антон Валерійович, аспірант, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, anton.marchenko.1994@gmail.com, 099-372-88-81

## РОЗРАХУНОК ЕНЕРГОЄМНОСТІ ТЯГОВОЇ АКУМУЛЯТОРНОЇ БАТАРЕЇ ДЛЯ ГІБРИДНОГО АВТОБУСА МАЛОГО КЛАСУ

Для переобладнання в гібридний варіант нами обраний автобус малого класу Богдан А069.21. Для подальшого розрахунку параметрів гібридної силової установки приймемо наступне: повна маса автобусу с пасажирями складає 6700 кг; протяжність маршруту досягає 5 км; пункти заряду на кінцевих зупинках; час стоянки на кінцевих зупинках складає приблизно 0,5 год; рух автобусу по маршруту буде проходити переважно у режимі «тільки електрика»; максимальна швидкість у режимі «тільки електрика» складає 40 км/год.

Розрахунок енергоемності тягової акумуляторної батареї проводиться тому, що вартість літій-іонних акумуляторних батарей є визначальною серед усіх компонентів. Але кількість застосованих акумуляторних батарей визначає дальність пробігу автобуса на електричній тязі без підзарядки.

Проведемо розрахунок дальності пробігу гібридного автобуса малого класу Богдан А069.21 в режимі «тільки електрика» в залежності від умов руху та кількості використаних акумуляторів LFP090АНА 3.2V/90Ah у блоку тягових акумуляторних батарей.

Для цього проведемо розрахунок питомої енергоемності  $E_n$  акумулятора TS-LFP90АНА, який застосовується для живлення тягового електропривода гібридного концепту ЗАЗ Ланос Пікап, Вт·год/кг

$$E_n = \frac{U_{el} \cdot I \cdot t}{m_{TAB}}, \quad (1)$$

де  $E_n$  – питома енергоемність акумулятора, Вт·год/кг;

$U_{el}$  – середня напруга на елементі, В;

$I$  – розрядний струм, А;

$t$  – час розряду, год;

$m_{TAB}$  – маса акумуляторної батареї, кг.

Ємність акумулятора, А·год

$$C = I \cdot t. \quad (2)$$

Формула (1) при цьому приймає вигляд (3)

$$E_n = \frac{U_{el} \cdot C}{m_{TAB}}. \quad (3)$$

Якщо розрядний струм прийняти 9 А, то розряд буде продовжуватися 10 год. За проведенням розрахунком питома енергоемність акумулятора TS-LFP90АНА дорівнює 90 Вт·год/кг.

Споживання електричної енергії гібридним транспортним засобом, рух якого відбувається у режимі «тільки електрика», залежить від умов руху. У таблиці 1 наведені залежності питомого споживання енергії від умов руху транспортного засобу в режимі «тільки електрика».

Таблиця 1 – Залежність питомого споживання енергії від умов руху транспортного засобу в режимі «тільки електрика»

Питоме споживання енергії $K_E$ , Вт·год/кг·км	Умови руху
від 0,10 до 0,15	Легкі умови. Рух з усталеною швидкістю від 20 км/год до 50 км/год
від 0,15 до 0,20	Середні умови, нормальний міський рух. Рух з усталеною швидкістю від 50 км/год до 80 км/год
від 0,20 до 0,25	Складні умови. Більше 10 зупинок протягом 1 км. Рух з усталеною швидкістю більше 80 км/год

Таким чином, пробіг гібридного автобуса в режимі «тільки електрика» може відрізнятись у 2,4 рази в залежності від режиму руху, маси автомобіля, вантажу та пасажирів, швидкості автомобіля, дорожніх умов, стилю водіння та складності руху: інтенсивності та кількості циклів гальмування-зупинка-розгін, динамічності зрушення з міста, інтенсивності натискання на електрону педаль акселератора та педаль гальмування, стану покриття, наявності підйомів або спусків, тощо.

Прийmemo, що рух автобуса по маршруту має складні умови ( $K_E = 0,2$  Вт·год/кг·км), тому що протягом 1 км на маршруті може бути декілька світлофорів та зупинок.

Розрахунок пробігу гібридного автобуса  $S_e$  в режимі «тільки електрика» проведемо за формулою, км

$$S_e = \frac{E_n \cdot n \cdot m_{TAB} \cdot k}{K_E \cdot (m_{ABT} + n \cdot m_{TAB})}, \quad (4)$$

де  $n$  – кількість акумуляторних батарей, шт.;

$K_E$  – питома енергоемність автобуса, Вт·год/(кг·км). Приймемо  $K_E = 0,2$  Вт·год/кг·км;

$m_{ABT}$  – споряджена маса автобуса, кг. Приймемо згідно технічним характеристиками автобуса  $m_{ABT} = 6700$  кг;

$k$  – коефіцієнт використання ємності акумуляторів, що враховує, яку частину енергії, можна реально використовувати при заряді/розряді,  $k$  може приймати значення від 0,5 (для свинцево-кислотних акумуляторів) до 0,95 (для

літій-іоних). Для літій-залізо-фосфатних акумуляторів типа LFP090АНА 3.2V/90Ah приймемо  $k=0,9$ .

Результати розрахунку пробігу гібридного автобуса у режимі «тільки електрика» в залежності від кількості використаних акумуляторних батарей у гібридній силовій установці зведені до таблиці 2.

Таблиця 2 – Результати розрахунку пробігу у режимі «тільки електрика» в залежності від кількості використаних акумуляторних батарей

Кількість акумуляторів, шт.	Енергоємність батарей, кВт·год	Пробіг гібридного автобуса при складних умовах руху, км
20	5,76	3,6
30	8,64	5,5
40	11,52	7,1
50	14,4	8,9
60	17,28	10,6
70	20,16	12,3
80	23,04	14,0
90	25,92	15,7
100	28,8	17,4

Результати розрахунку дальності пробігу  $S_e$  гібридного автобуса спорядженою масою 6700 кг на електричній тязі в залежності від умов руху та кількості використаних акумуляторних батарей у блоку живлення показують, що для подолання 5 км у складних умовах руху достатньо застосовувати 30 акумуляторів типа LFP090АНА 3.2V/90Ah. Для подальшого руху можна підключити ДВЗ.

Проведемо розрахунок струму заряду акумуляторів

$$I_3 = \frac{P_3}{n \cdot U_3 \cdot t}, \quad (5)$$

де  $P_3$  – питома енергоємність блоку акумуляторів, Вт·год/кг;

$n$  – кількість використаних акумуляторів, шт.;

$U_3$  – середня зарядна напруга на елементі, В. Приймемо 4,2 В;

$I_3$  - зарядний струм, А;

$t$  – час заряду, год.;

Якщо стоянка триває 0,5 год, то струм заряду дорівнює 82 А, що не перевищує 1·С (90 А) акумуляторів типа LFP090АНА 3.2V/90Ah. Тому за час, що дорівнює 0,5 год, може повністю зарядитися тягова акумуляторна батарея, енергії якої буде достатньо для подолання дистанції у 5 км у тяжких умовах руху.

## **ИЗМЕНЕНИЕ ЭЛЕКТРОПРОВОДНОСТИ АНТИФРИЗОВ ОТ КОЛИЧЕСТВА ИЗРАСХОДОВАННОГО ТОПЛИВА ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ**

Развитие автомобильного транспорта связано с выпуском современных автомобилей, повышения их качества, надёжности, долговечности и требует применения современных качественных эксплуатационных материалов. Кроме того к автомобилям предъявляются все более жесткие и возрастающие требования, которые обуславливают усовершенствование разных систем и агрегатов транспортных машин для повышения безопасности, экономичности и экологичности. Одним из направлений улучшения экономичности и экологичности автомобиля является усовершенствование системы охлаждения двигателя путем применения антифризов и тосолов для всесезонной эксплуатации в системах жидкостного охлаждения, а также оптимизация сроков смены охлаждающей жидкости.

Одним из показателей качества охлаждающей жидкости является электропроводность антифриза или тосола. Вопросы, связанные с электропроводностью жидкостей рассматриваются научной общественностью достаточно давно. В работе [1] описаны исследования и приведены результаты изменения электропроводности чистых и отработанных образцов различных масел. Вопросами исследования электрической проводимости различных углеводородных жидкостей занимался автор в работ [2].

Для определения фактического состояния охлаждающей жидкости и ее замены, необходимо производить периодический контроль. Как правило, периодом является величина, которая измеряется в километрах пробега или времени (месяц, год). Однако, в таком случае не учитывается то, что при простое автомобиля с работающим двигателем (прогрев, движение на подъём, простой на светофоре и т.д.) охлаждающая жидкость продолжает работать и вырабатывать свой ресурс. В работе [3] рассматривается влияние охлаждающей жидкости на изменение расхода топлива.

Суммарный расход топлива является интегральным показателем и объективнее учитывает реальные условия эксплуатации транспортной машины за каждый день её работы, нагрузку на агрегаты, квалификацию водителя, дорожные, транспортные, атмосферно-климатические условия.

Для исследования изменения электропроводности антифризов от количества израсходованного топлива были отобраны для анализа пробы из легковых автомобилей с различными марками и типами жидкостей, как отечественного, так и зарубежного производства. Все они эксплуатируются в одинаковых дорожных и климатических условиях. Отбор проб производится через определенный период времени эксплуатации.

На основании полученных результатов были построены графики изменения электропроводности антифризов от количества израсходованного топлива (рисунок 1).

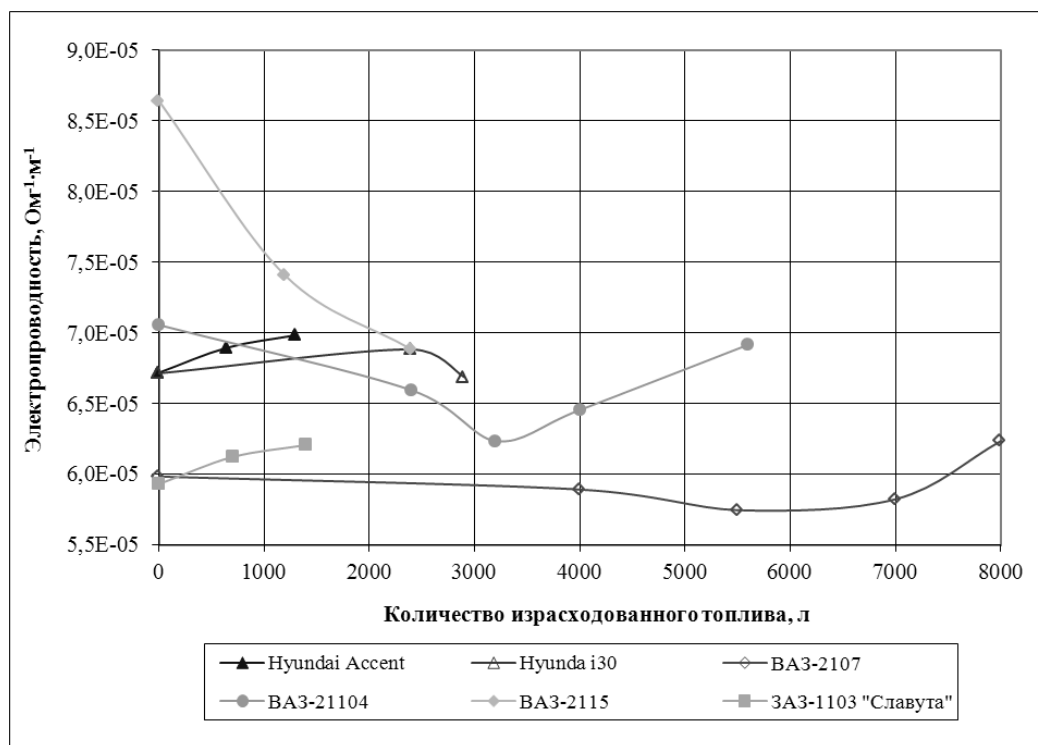


Рисунок 1 – График зависимости изменения электропроводности антифризов от количества израсходованного топлива

Из графика видно, что электропроводность чистых антифризов изменяется от  $5,58E-05$  до  $8,7E-05 \text{ Ом}^{-1}\cdot\text{м}^{-1}$ , а по мере увеличения количества израсходованного топлива ведет себя по-разному. У автомобилей Hyundai Accent, ЗАЗ-1103, Hyundai i30 наблюдается увеличение электропроводности. В автомобилях ВАЗ-21104, ВАЗ-2107 прослеживается некоторое снижение, а затем увеличение электропроводности антифризов. Это свидетельствует о том, что замену антифриза необходимо производить индивидуально по конкретному автомобилю с учетом конструктивных особенностей, качества применяемого антифриза и количества израсходованного топлива.

### Литература

1. Венцель Е.С. Улучшение качества и повышение сроков службы нефтяных масел / Е.С.Венцель, С.Г. Жалкин, Н.И. Данько. - Харьков: УкрГАЗТ, 2003.- 168с.
2. Белоусов А.И. Измерение удельной объемной электропроводимости углеводородных жидкостей /А.И. Белоусов, И.В. Рожков, Е.М. Бушуева // Химия и технология топлив и масел. - 1985. – № 3. – С.35-40.
3. Астапенков В.А. Охлаждающая жидкость экономит топливо / В.А. Астапенков //Автодорожник Украины.- 1994.-№2. -С.15-16.

Серікова Ірина Олексіївна, асистент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Медведський Кирило Ігорович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [kirillmedvedskii3972001@gmail.com](mailto:kirillmedvedskii3972001@gmail.com)

## **ДОСЛІДЖЕННЯ СИСТЕМ ТЕМПЕРАТУРНОЇ СТАБІЛІЗАЦІЇ ТЯГОВОЇ БАТАРЕЇ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ**

Багато електроавтомобілів мають стандартний діапазон подолання відстаней на одному заряді батареї. Але водії відзначають, що ця цифра часто не відповідає реальній відстані, яка автомобіль долає на одному заряді акумулятора. Погодні умови відіграють значну роль. Наприклад, у мороз відстань може скоротитися на 40% навіть при їзді на середній швидкості. Використання електромоторів може стати недоцільним для клімату з холодною й довгою зимою.

Найкращий на сьогодні електромобіль, який пропонує Tesla — S 100 D, може подолати максимальну відстань на одному заряді акумулятора 450 км. Але ця цифра незначна, якщо порівнювати максимальну відстань, яка може проїхати будь-який автомобіль на бензині. Крім цього, модель S 100 D поки є ексклюзивною розробкою. Середня відстань, яку долають більшість електромобілів на одному заряді, не перевищує 350 км.

Самою слабкою ланкою в умовах холоду очікуване є АКБ. Взагалі, вплив низьких температур на роботу акумулятора можна спостерігати на безлічі прикладів: від військового й космічного встаткування до мобільних телефонів і домашніх охоронних систем. Для автомобіля, оснащеного ДВЗ, даний компонент набагато менш важливий, так для його запуску потрібно лише короткочасний піковий струм. Електромобілю для роботи, навпаки, необхідний постійний струм. Давайте ближче глянемо на роботу АКБ і вплив на неї температури.

До складу АКБ входять два пористі електроди: позитивний і негативний. Електропровідний матеріал електрода складається із часток з великою щільністю. Пористість електродів викликана порожнечами між частками (рисунок 1.1). Два електроди відділені друг від друга електролітом. Крім того, пори обох електродів містять електроліт, що заповнює порожнечі між частками матеріалу. Ілюстрація нижче демонструє процес розряду в АКБ, причому розмір часток сильно перебільшений.



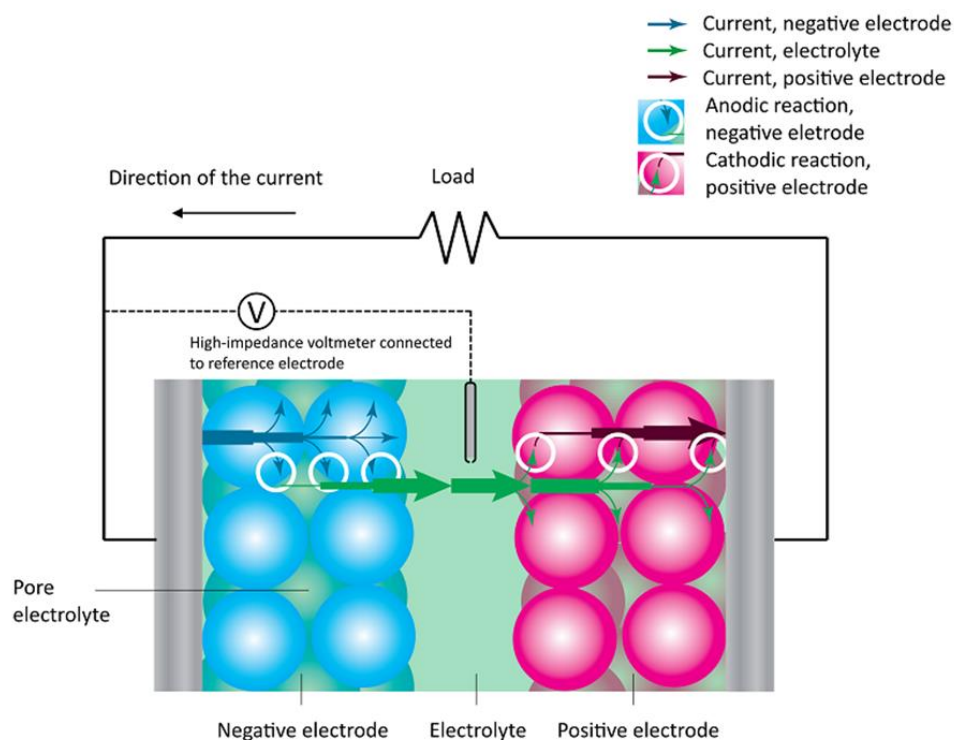


Рисунок 1.1 – Структура окремої ячійки

Більша частина літій-іонних батарей, використовуваних у сучасних електричних пристроях, має невелику негативну зміну ентропії, що означає невеликий ріст напруги розімкнутого елемента при зменшенні температури. Цього вже буде досить для поліпшення роботи в умовах низьких температур. Однак, зміна напруги відкритого елемента залежно від температури в порівнянні з іншими параметрами відносно невелике й становить від 0 до 0,4 мВ, менше 30 мВ у діапазоні від низької температури ( $-35^{\circ}\text{C}$ ) до кімнатної. Таким чином, причиною погіршення експлуатаційних характеристик АКБ при низьких температурах є термодинаміка сумарної реакції її розряду.

Фізичні характеристики електроліту значно впливають на роботу АКБ. Температура впливає на провідність і дифузійність електроліту й, відповідно, на ефективну провідність і дифузійність електроліту в порах електродів.

Таким чином, активні (реостатні) втрати в електроліті АКБ зростають при зниженні температури, що приводить до низької напруги гальванічних елементів при заданій силі струму й низькій температурі (рисунок 1.2). Крім того, недостатня провідність електроліту приводить до менш однорідної щільності струму при розподілі в пористих електродах, що, у свою чергу, знижує ємність АКБ. Ємність визначається як кількість ампер-годин, яку можна витягти з АКБ до швидкого спадання напруги.

Ємність АКБ залишається незмінною й при низьких температурах, однак слабка провідність і, відповідно, нерівномірний розподіл щільності струму не дозволяють задіяти повну ємність АКБ доти, доки вона не нагріється.

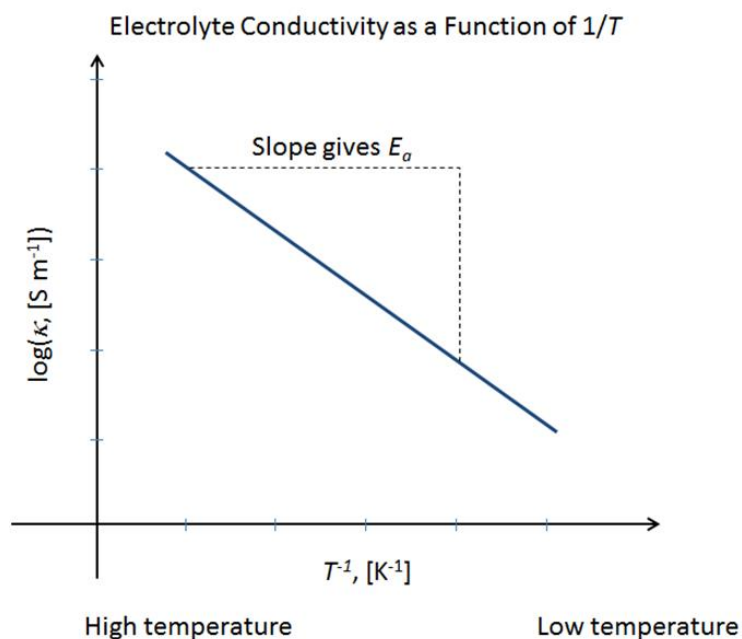


Рисунок 1.2 - Активні втрати в електроліті АКБ

Більше того, дифузійність хімічних компонентів електроліту, у край важлива для протікання електрохімічних реакцій, знижена тією самою мірою, що й провідність електроліту. Зменшення дифузійності збільшує перевантаження, що веде до зменшення напруги гальванічного елемента. Знижена дифузійність також веде до зменшення ємності АКБ, тому що великі фракції часток електродів АКБ стають недоступними в результаті обмежень масообміну.

З погляду фізики знижена рухливість є результатом того, що в електроліті скорочується кількість доступної теплової енергії, отже іонам і молекулам стає складніше долати силу взаємодії або тертя. Рухливість в електролітичних розчинах як функція температури описується рівнянням Арреніуса, у якому енергія активації ( $E_a$  на ілюстрації вище) являє собою енергію необхідну для того, щоб молекули змогли подолати силу взаємодії із сусідніми молекулами й почати рухатися в електролітичному розчині.

Твердий матеріал електрода, як правило, має провідність, на кілька порядків перевищуючої провідність електроліту в порах. Ступінь зміни провідності у твердих матеріалах зі зміною температури звичайно не виявляє впливу на експлуатаційні характеристики АКБ. Однак зарядка деяких АКБ в умовах низької температури може стати проблематичною, тому що приведе до утвору дендритів, що руйнують АКБ.

Останнім компонентом нестійкої роботи АКБ при низькій температурі є повільна кінетика анодних і катодних реакцій, що приводить до перевантаження по напрузі при запуску. З погляду фізики повільна кінетика електродів є наслідком того, що енергію активації стає складніше подолати, оскільки при низьких температурах у системі доступно менше теплової енергії.

Смирнов Олег Петрович, д.т.н., доцент, професор кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, smirnov1oleg@gmail.com, 068-60-99-458.

Євтушенко Сергій Володимирович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Романенко Артем Валерійович, магістр, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **КАЛІБРУВАННЯ СИСТЕМИ НІЧНОГО БАЧЕННЯ АВТОМОБІЛІВ AUDI**

Асистент нічного бачення у автомобілях Audi є допоміжною системою для водія, яка допомагає водієві своєчасно розпізнати небезпеку при русі в темний час доби [1,2]. Система формує теплове зображення простору попереду автомобіля, що відображаються в комбінації приладів.

У хороших умовах максимальна дальність асистента нічного бачення становить близько 300 м. При поганій погоді дальність дії асистента нічного бачення сильно обмежена. У порівнянні з цим асиметричний ближнє світло забезпечує на смузі зустрічного руху видимість до 60 м, а вздовж узбіччя – до 120 м. Навіть при використанні дальнього світла видимість становить близько 200 м, що набагато нижче дальності дії асистента нічного бачення (рисунок 1). Цей час може зіграти важливу роль для запобігання аварії.

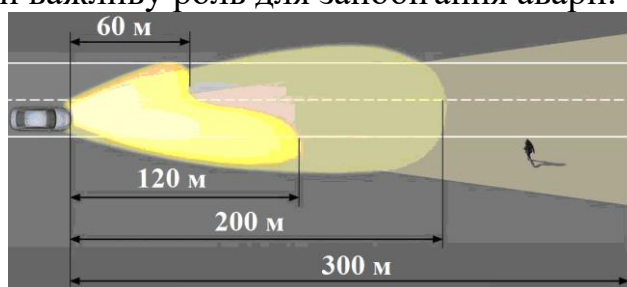


Рисунок 1 – Дальність дії асистента нічного бачення

При розпізнаванні людей система враховує наступне:

- які автомобілі і пішоходи знаходяться в русі;
- пропорції людей носять індивідуальний характер і можуть відрізнятися;
- основою для класифікації служить двовимірне зображення.

Калібрування асистента нічного бачення необхідно проводити у наступних випадках:

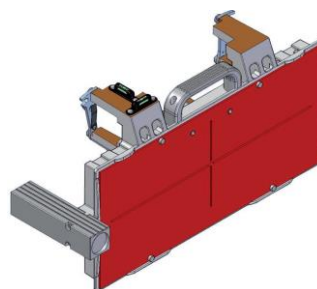
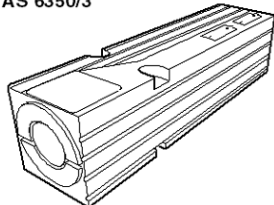
- при заміні камери асистента нічного бачення;
- при заміні кронштейна камери;
- при знятті або заміні переднього бампера;
- при появі в пам'яті несправностей блоку управління асистента нічного бачення помилки «базова установка відсутня або некоректна»;
- після проведення регулювальних робіт на задній осі;

Необхідні спеціальні пристосування, контрольні і вимірювальні прилади, а також допоміжні засоби:

- діагностичний тестер, наприклад, VAS 5051 B;

- комп'ютерний стенд регулювання кутів установки коліс VAS 6141;
- лінійний лазер VAS 6350/3 (рисунок 2);
- юстувальний стенд VAS 6430 або VAS 6430/1 (рисунок 2);
- калібрувальна панель системи нічного бачення VAS 6430/6 (рисунок 2).

VAS 6350/3



Лінійний лазер

Базовий комплект юстувального стенду

Калібрувальна панель

Рисунок 2 – Пристосування для калібрування системи нічного бачення

Для калібрування асистента нічного бачення на автомобілі потрібно виконати наступні кроки:

- вимкнути запалення тільки після того, як автомобіль зупиниться. Тільки таким чином можна забезпечити пряме положення механізму регулювання задньої осі;

- підключити зарядний пристрій для АКБ в режимі підтримки;
- встановити передні колеса в положення для руху прямо;
- вимкнути зовнішні освітлювальні прилади автомобіля;
- закрити всі двері автомобіля;

Коротко наведемо порядок виконавчих робіт для калібрування асистента нічного бачення:

- включити лінійний лазер VAS 6350/3;
- обертаючи ручку на тильній стороні каліброваного планшета, вирівняти промінь лазера таким чином, щоб він потрапив в центр лінзи камери в горизонтальному положенні;
- встановити рівень А регулювальним гвинтом 1 в рівноважний стан. Регулювання рівня А призначена насамперед для вирівнювання підлоги;
- переміщати VAS 6430 в ту чи іншу сторону за стрілкою В, поки на дисплеї стенду не з'явиться значення з допустимого діапазону.
- закріпити, злегка підтягнувши гвинти 2 і 3 юстувального стенду VAS 6430, тим самим запобігає його відкочуванню;
- обертання регулювального гвинта точного налаштування 1 на балці для настройки, поки індикація на комп'ютері для регулювання кута установки коліс не буде знаходитися в діапазоні допустимих значень (рисунок 2.17);
- встановити рівень А регулювальним гвинтом 1 в рівноважний стан;
- рівень В встановити в горизонтальне положення за допомогою регулювального гвинта 2;
- включити лазерний будівник площин VAS 6350/3 знову і перевірити задану висоту, при необхідності відкоригувати. Промінь лазера випромінюється на автомобіль;
- обертаючи ручку на тильній стороні каліброваного планшета, вирівняти промінь лазера таким чином, щоб він потрапив в центр лінзи камери в

горизонтальному положенні. Тепер задана висота досягнута і лінійний лазер VAS 6350/3 можна вимкнути;

- підключити штекер А приладу калібрування системи нічного бачення VAS 6430/6 до електромережі;

- включити вимикач В приладу калібрування системи нічного бачення VAS 6430/6. Після включення в приладі калібрування системи нічного бачення VAS 6430/6 відбувається внутрішня ініціалізація. Якщо вона була проведена успішно і без помилок, то миготять два світлодіода одночасно і синхронно з акустичним сигналом. Потім прилад калібрування системи нічного бачення VAS 6430/6 знаходиться в режимі очікування, який позначається повільним миготінням зеленого світлодіода;

- виконати візуальну перевірку рівнів, при необхідності виправити налаштування;

- натиснути кнопку А для активації функції обігріву калібрувальної панелі VAS 6430/6. Як тільки буде досягнута задана температура, зелений світлодіод переключиться в режим постійного світіння. Система управління знову автоматично відключить нагрівачі приблизно через 20 хв. Приблизно за 1 хв до автоматичного відключення подається періодичний звуковий сигнал. Таймер виключення можна в будь-який момент коротким натисканням кнопки А вернути до інтервалу 20 хв. Скидання таймера підтверджується коротким звуковим сигналом.

Наступні роботи виконуються за допомогою тестера: підключити діагностичний тестер, включити запалювання, вибрати режим «Діагностика» і запустити його, вибрати вкладку «План діагностики», натиснути кнопку «Самодіагностика» і потім послідовно вибрати: «Кузов», «Електрообладнання», «01 – Системи з функцією самодіагностики», «84 – Блок управління системи нічного бачення»; «84 – Блок управління функцій системи нічного бачення»; «84 – Калібрування блоку управління»; запустити обрану програму і слідувати вказівкам на дисплеї тестера.

Механічне юстирування камери системи нічного бачення навколо її поздовжньої осі здійснюється обертанням юстувальних гвинтів за допомогою хрестової викрутки. Вставити хрестову викрутку і налаштувати по заданій величині.

Налаштування кута рискання і кута рискання камери системи нічного бачення здійснюється виключно електронним способом за допомогою тестера. Дана програма повідомляє, коли встановлюється номінальне значення бічного кута нахилу. Потім проводиться розрахунок кута рискання і поздовжнього кута і їх значення заносяться в пам'ять камери асистента нічного бачення. Цей етап виконується автоматично.

Таким чином виконується калібрування та налаштування асистента нічного бачення автомобілів Audi.

### **Література**

1. Audi SQ7 TDI: Zweieinhalb mal Druck – heise Autos
2. Audi SQ7 4.0 TDI Weltpremiere: Der Bulle aus Bayern. auto-motor-und-sport.de, 3 März 2016, abgerufen am 20. Mai 2016.

## **АВТОМАТИЗОВАНІ ЗАСОБИ ДІАГНОСТИКИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З АВТОНОМНИМ ХОДОМ**

**Вступ.** Безперервне зростання складності конструкції рухомого складу викликає посилювання норм, допусків і технічних вимог. Наслідком цього є збільшення числа необхідних регулювань і контрольно-профілактичних операцій і в той же час числа чинників, що роблять вплив на працездатність того або іншого вузла. Зростання складності технічних пристроїв вимагає підвищення кваліфікації обслуговуючого персоналу і витрат часу на пошук несправностей та їх усунення.

Інтуїтивні методи та індивідуальні професійні способи оцінки технічного стану вузла або агрегату малоефективні, часто не об'єктивні. Найбільш точну оцінку дає технічна діагностика за допомогою спеціальних пристроїв, стендів [1,2].

Актуальність дослідження полягає в необхідності впровадження та застосування сучасних засобів і методів технічної діагностики транспортних засобів, зокрема тролейбусів з автономним ходом. Переваги тролейбусів з автономним ходом перед звичайними – додаткова економія, підвищена маневреність і можливість пересування по маршрутах, що недоступні для інших тролейбусів.

Метою роботи є обґрунтування необхідності впровадження та застосування на підприємствах міського електричного транспорту засобів і методів контролю технічного стану електрообладнання тролейбусів з автономним ходом.

Використання засобів технічної діагностики вузлів і агрегатів транспортних засобів на підприємствах міського електричного транспорту дозволить звільнити людину від одноманітної і важкої фізичної праці, підвищити продуктивність, надійність функціонування технологічного обладнання і якість виконання технічного обслуговування.

У роботі обґрунтовано необхідність розробки та експлуатації тролейбусів з автономним ходом та запропоновано сучасний засіб діагностування електрообладнання – комплект обладнання розподіленої системи управління (система CAN – Controller Area Network).

У місцях встановлення електрообладнання встановлюються мікроконтролери (МК), які з'єднані між собою за допомогою цифрового каналу зв'язку (рис. 1). На кожен блок підключений до джерела живлення. Всі блоки повідомляють стан обслуговуваних ними систем і команди іншим блокам з інформаційного каналу і, відповідно, кожен блок управляє своїм обладнанням, знаючи одночасно, що відбувається у всій системі [2].



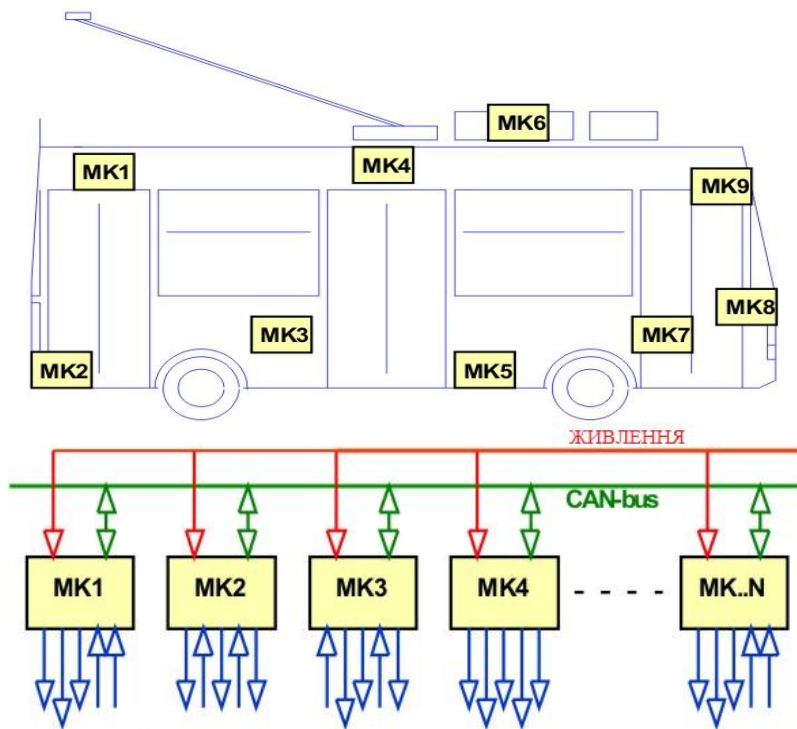


Рисунок 1 – Розподілена система управління в CAN-інтерфейсі

Доцільність практичного застосування того або іншого методу і відповідних засобів діагностики можна оцінити точністю вимірювання, технологічністю операцій діагностування і економічною ефективністю впровадження.

Точність і економічна ефективність визначаються показниками надійності, а технологічність – простотою і зручністю користання, методами та засобами діагностики, стабільністю їх дій і пристосованістю до конкретних умов технічної експлуатації [3].

Таким чином, проаналізовано основні функції і завдання технічної діагностики та доведено, що умови експлуатації і специфіка конструктивного виконання вузлів і агрегатів тролейбусів з автономним ходом позначаються при побудові системи діагностики і технічної реалізації комплексу автоматизованих засобів.

## Література

1. Шавкун В. М. Діагностування тягових електричних машин електротранспорту / В. М. Шавкун // Восточно-европейский журнал передовых технологий. Вып. 1/7(67). – 2014, С. 48 – 52.
2. Електронний ресурс: [https://ru.wikipedia.org/wiki/Controller\\_Area\\_Network](https://ru.wikipedia.org/wiki/Controller_Area_Network).
3. Шавкун В. М. Исследование влияния эксплуатационных факторов на параметры нагружения силового электрооборудования троллейбусов / В. М. Шавкун, А. А. Певная, О. Б. Уваров // Научное периодическое издание «OMEGA SCIENCE». – Уфа: 2015. ISSN 2410 – 700X, № 11, в двух частях. Ч. 1, С. 64 – 67.

Аврамов Костянтин Віталійович, д.т.н., завідувач відділу, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України

Ніконов Олег Якович, д.т.н., завідувач кафедри, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Чернобривко Марина Вікторівна, к.т.н., старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України

Успенський Борис Валерійович, к.т.н., науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України

## **СУЧАСНІ КОМП'ЮТЕРНІ ТЕХНОЛОГІЇ РОЗРОБЛЕННЯ КОРПУСНИХ КОМПОЗИТНИХ ЕЛЕМЕНТІВ У МАШИНОБУДУВАННІ**

Загальносвітові тенденції розвитку машинобудування свідчать про зростаюче застосування композитів як конструкційних матеріалів. Провідні виробники у машинобудівній галузі проводять активні дослідження з удосконалення композитів, із створення композитів з наноармуванням із функціонально-градієнтними властивостями. Заміна матеріалу конструкційних елементів призводить до необхідності проведення науково-дослідних робіт із аналізу міцнісних і динамічних характеристик композитних елементів

Композитні матеріали на основі вуглепластика, а також композиційні матеріали з нановключеннями мають унікальні характеристики. Вони мають високу міцність, а за рахунок введення наноструктур існує можливість отримати матеріали з наперед заданими механічними і фізичними характеристиками, які певним чином змінюються по товщині конструкції. Це дозволяє створювати з них полегшені конструкції, що робить їх надзвичайно перспективними для машинобудування.

Авторами запропоновано комплексну технологію вибору раціональних характеристик композитних матеріалів за міцнісними та вібраційними критеріями. На основі цієї технології планується розробити програмний комплекс для проведення розрахунків на статичну стійкість і міцність, на ударні навантаження. За допомогою розробленого програмного комплексу будуть отримані раціональні характеристики композитів з наноармуванням і композитів з вуглепластиків.

Очікувані результати роботи мають високу практичну цінність для соціально-економічного розвитку України та подвійне використання і будуть сприяти підвищенню обороноздатності та національним інтересам України.

Бюджетна ефективність реалізації проекту – збільшення надходжень до державного бюджету у зв'язку зі зростанням обсягів виробництва нової конкурентоздатної продукції.

Соціальна спрямованість роботи – збільшення робочих місць, поліпшення умов праці, підвищення якості послуг, що надаватимуться.

Публікація містить результати досліджень, проведених при підтримці Міністерства освіти і науки України за проектом ДЗ/71-2019.



## **ЗАЛЕЖНІСТЬ ТЯГОВО-ШВИДКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОМОБІЛЯ ВІД ВИДУ ПАЛИВА**

Відомо, що планово-попереджувальна система технічного обслуговування (ТО) і ремонту автомобілів будується на основі діагностичної інформації. Тим часом сучасні сервісні станції орієнтовані не на контроль технічного стану і прогнозування небажаних його змін, а на усунення вже виниклих і виявлених користувачем несправностей. Повнооб'ємні ТО виконують в кращому випадку на фірмових станціях протягом гарантійного терміну, та й там немає, наприклад, тягових стендів - але ж саме зміна тягових властивостей автомобіля є симптомом виниклих дефектів і сигналом про необхідність поглибленого діагностування, тобто пошуку місця і визначення причин несправності з подальшим її усуненням.

У зв'язку з цим, на сьогоднішній день актуальним є створення доступного методу контролю функціонування автомобіля на первинному рівні, тобто методу загального діагностування. Методу, який би дозволив визначати тягово-швидкісні властивості незалежно від типу застосовуваного палива. Що дало б можливість для більш повного і швидкого вивчення ефективності застосування нових альтернативних видів палива, як в наукових цілях, так і для звичайних власників автомобілів.

Аналіз показав, що, якщо виходити з головного критерію, а саме доступності методики перевірки тягово-швидкісних властивостей автомобіля на дорозі, то придатні контрольні показники такі (в порядку зниження доступності):

- Швидкість, виміряна спідометром;
- Час розгону;
- Швидкість, виміряна супутниковим навігатором;
- Шлях розгону.

З усіх розглянутих методів можна вибрати другий - перевірку тягово-швидкісних властивостей автомобіля за часом розгону. Саме цей метод для водія буде найдоступнішим, зрозумілим і дешевим.

Діагностиці автомобіля по тягово-швидкісним властивостям присвячено багато робіт [1,2]. В основу всіх цих методик покладено рівняння тягової динаміки [3]. Але існуючі методи визначення складових даного рівняння мають багато припущень і неточностей, що призводить до великої похибки у визначенні діагностичного параметра. Крім того, отримані методики або вимагають додаткового дорогого обладнання, або дуже складні і трудомісткі, що робить їх важкодоступними для водія.

Проведення основного експерименту розпочиналось з розгону. Автомобіль розганяли, поступово виходячи на обрану передачу (пряму або

близьку до неї). При швидкості 50 км / ч збільшували подачу палива до максимуму - натискалася педаль акселератора до упору.

Експеримент проводився серіями заїздів, по п'ять в один і зворотній бік для кожного виду палива, для виключення можливого впливу нерівностей дороги на отримані значення часу розгону.

Час розгону фіксувався за допомогою відеозйомки показань спідометра. Далі отримане відео оброблялося за допомогою програми Virtual Dub. За допомогою покадрового перегляду відеозапису заїзду.

Для проведення експерименту було обрано горизонтальний ділянку дороги м. Харкова, по вулиці Пушкінській протяжністю 1,1 км. Даною протяжності було досить для проведення експерименту. На даній ділянці дороги низька інтенсивність руху, що дозволило провести експеримент в умовах безпеки дорожнього руху.

В експерименті був використаний автомобіль ВАЗ-2109, який був оснащений газовим обладнанням і генератором водню (рис.1).



Рисунок 1 - Генератор водню з «мокрими» пластинами, встановлений на експериментальному автомобілі ВАЗ-2109

Таким чином, були отримані експериментальні дані часу розгону для чотирьох видів палива: бензин (АІ-92), газ (пропан-бутанова суміш), газ + водень і бензин + водень (рис. 2).

Для оцінки впливу виду палива експериментальні дані часу розгону порівнювалися з розрахунковими значеннями, які були отримані для справного автомобіля. При побудові кривих враховувалося зниження потужності через кожні 5%. Такий метод дозволив досить точно визначити значення впливу виду палива і при цьому не відбулося втрати даних.

За отриманими результатами експерименту були визначені тягово-швидкісні властивості автомобіля і було встановлено, що автомобіль

знаходиться в справному стані, працездатність трансмісії і двигуна відповідає нормі. Значення крутного моменту двигуна, при заїздах на бензині відповідало 98% від значень зовнішньої швидкісної характеристики двигуна (зшхд). При додаванні водню в паливно-повітряну суміш значення крутного моменту знижувалися до 94%. При використанні пропан-бутанової суміші і водню крутний момент складав 90% від зшхд. На чистій пропан-бутановій суміші падав до 85%. Зниження значень зшхд при додаванні до бензину водню по відношенню до чистого бензину можна пояснити тим, що конструкція паливної системи експериментального автомобіля була стандартною для бензинових двигунів. Що не давало в повному обсязі отримати додатковий енергетичний ефект від згоряння водню в складі паливоповітряної суміші, тобто двигун працював на дуже збідненій суміші.

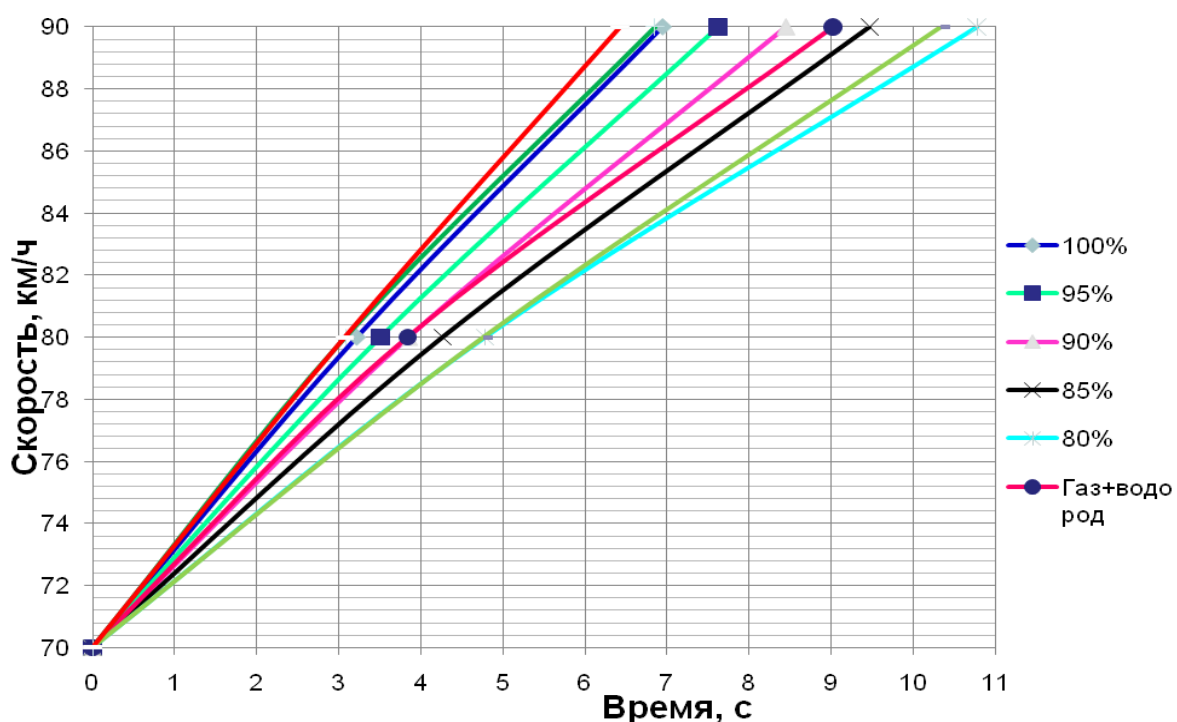


Рисунок 2 - Час розгону на різних видах палива

Таким чином, запропонована методика дозволила досить точно визначити вплив різних видів палива на тягово-швидкісні властивості автомобіля, тим самим підтвердила можливість її використання для автомобілів, що працюють на різних видах палива.

### Література

1. Рабинович Э.Х. Измерение тягово-скоростных показателей автомобиля по времени разгона на разных передачах. / [Э.Х. Рабинович, В.П. Волков, Ю.В. Зыбцев] / Український метрологічний журнал. — 2012. — №4. — С.47-52.

2. Методика расчёта тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля на стадии проектирования / [Д.Е. Вохминов, В.В. Коновалов, В.В.Московкин, В.В.Селифонов, В.В.Серебряков] – М.: МАМИ, 2000. С. 43.

3. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля / В.А. Петрушов, В.В. Московкин, А.Н. Евграфов – М.: Машиностроение, 1984. – 160 с.: ил.

Горбик Юрий Васильович, к.т.н., доцент, [uragorbik@gmail.com](mailto:uragorbik@gmail.com)  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

## **ЕКСПЛУАТАЦІЯ АВТОМОБІЛІВ З ГІБРИДНОЮ СИЛОВОЮ УСТАНОВКОЮ**

Погіршення екологічної обстановки, обумовлене шкідливою дією автотранспорту, прийняло катастрофічний характер, тому пріоритетним завданням проектування автомобілів є зниження кількості викидів шкідливих речовин і поліпшення паливно-економічних показників автомобіля. Це примушує вчених, конструкторів і інженерів шукати нетрадиційні способи вирішення цієї проблеми.

У Євросоюзі розглядають проект закону до 2050 року ввести заборону на продаж бензину і експлуатацію автомобілів з традиційним бензиновим або дизельним двигуном у великих містах. У найближчі 2 роки очікується значне збільшення пропонуваного споживачеві марок автомобілів з гібридною силовою установкою (ГСУ) з боку європейських, китайських, корейських автовиробників, що підвищує актуальність проблеми досліджень. Одночасно підвищуються вимоги до методів, устаткування і технологій забезпечення працездатності автомобілів в процесі експлуатації.

Гібридні автомобілі розрізняються за типом застосовуваної в конструкції силової установки. Найчастіше використовують комбінацію з первинного джерела енергії ДВЗ і вторинного - акумуляторної батареї. Такий гібридний автомобіль називають «електричним» (hybrid electric vehicle). Існують інші, менш популярні, типи гібридних автомобілів: «пневматичний» (pneumatic hybrid vehicle), «маховикові» (flywheel hybrid vehicle), «гідравлічний» (hydraulic hybrid vehicle) [2].

Згідно з даними [1], в 2017 році число проданих гібридних автомобілів у всьому світі досягла 10 млн. од. (рис. 1).

При цьому динаміка продажів має стійку тенденцію до зростання [3]. Чисельність світового автопарку гібридних автомобілів в кількісному виразі збільшується кожні 5 років приблизно на 3 млн. одиниць. З урахуванням існуючих тенденцій до 2020 року автопарк гібридних автомобілів може досягти 14 млн. од., а щорічні продажі гібридів - 10% від загального числа продаваних у

світі автомобілів.

Аналіз показує, що більша частина автопарку гібридних автомобілів (більше 80%) має ГСУ змішаного типу. Найбільш поширеним гібридним автомобілем в світі на сьогодні є модель Prius компанії Toyota, що займає більше 50% автопарку. Це найдоступніший гібридний автомобіль в Україні. А найдоступнішим серійним гібридним автомобілем в світі є Honda Fit (його вартість в Японії становить 18,6 тис. дол.).

млн. автомобілів

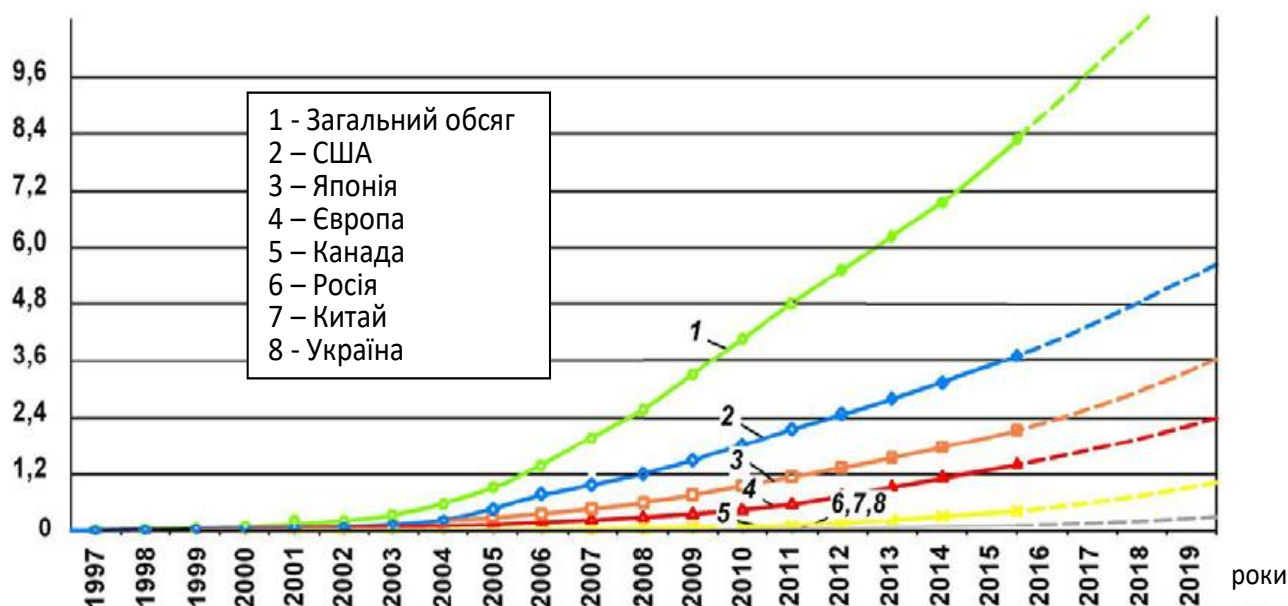


Рисунок 1 - Статистика продажів гібридних автомобілів по країнам і всьому світу з прогнозом розвитку до 2020 року

На рисунку 2 показана діаграма розподілу світового автопарку гібридних автомобілів по маркам і моделям [3].

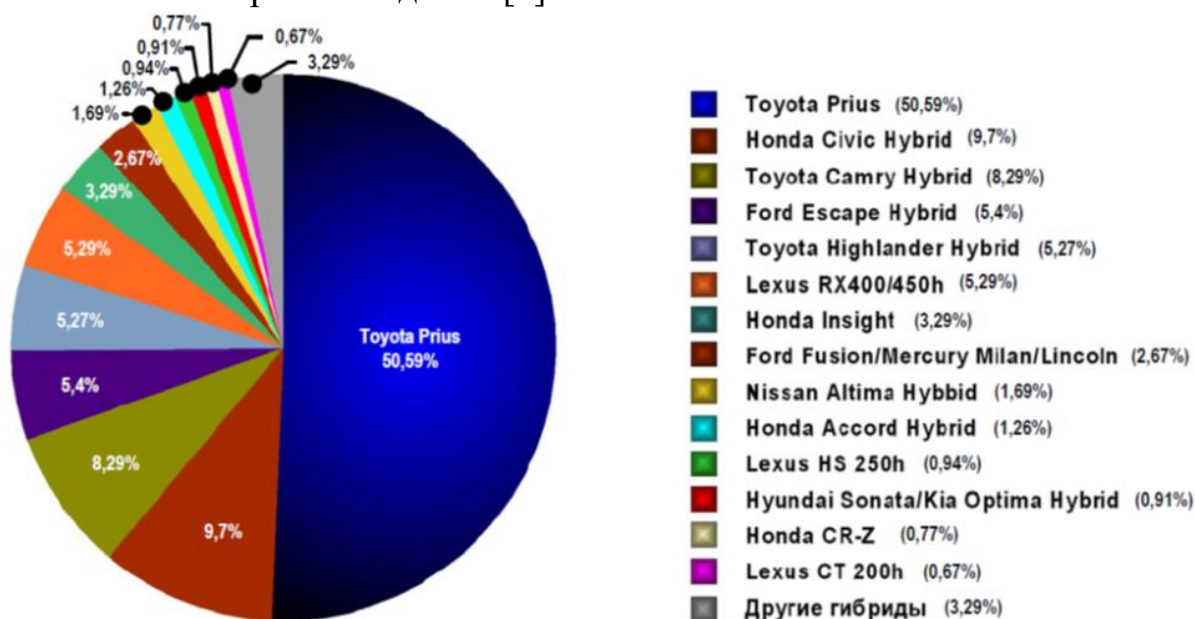


Рисунок 2 - Розподіл проданих гібридних автомобілів по маркам і моделям

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

У чинному в Україні Положенні з технічного обслуговування [4] відсутня нормативна інформація по автомобілям з ГСУ. При проектуванні станцій технічного обслуговування і організації проведення ремонтних робіт використовується нормативно-довідкова література [5], проте відсутня можливість застосовувати цю літературу до електрифікованих транспортних засобів, методи проведення робіт дещо інші.

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

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

У зв'язку з цим для автомобілів з ГСУ, що знаходяться в експлуатації, необхідно застосовувати методики, устаткування і рекомендації, що дозволяють спростити процес діагностування, апіорно оцінити технічний стан гібридного двигуна автомобіля, а також нові методи навчання конструкції і принципам роботи гібридних систем при підготовці бакалаврів та магістрів для автомобільного транспорту.

## Література

- 1 Капустин, А.А. Гибридные автомобили : учебное пособие / А.А. Капустин, В.А. Раков ; М-во образ. и науки РФ, Вологод. гос. ун-т. – Вологда : ВоГУ, 2016. – 96 с.
- 2 Pistoia, G. Electric and hybrid vehicles. Power sources, models, sustainability, infrastructure and the market / G Pistoia. – Oxford: The Netherlands Linacre House, 2010. – 645 p.
- 3 Раков, В.А. Исследование автопарка гибридных автомобилей / В.А. Раков // Транспорт на альтернативном топливе. – 2013. – № 1(31). – С. 18-23.
- 4 Положення про технічне обслуговування і ремонт рухомого складу автомобільного транспорту. Затверджено наказом Мінтрансу України 30.03.98 № 102 / Міністерство транспорту України. - К., 1998. - 36 с.



5 Техническая эксплуатация автомобилей : учебник для вузов по специальности "Автомобили и автомоб. хоз-во" / под ред. Е. С. Кузнецова . - 4-е изд., перераб. и доп. - М. : Наука , 2004 . - 535 с. : ил.

Кривошапов Сергей Иванович, к.т.н., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, [keat@khadi.kharkov.ua](mailto:keat@khadi.kharkov.ua)

## **АНАЛИЗ МЕТОДИКИ НОРМИРОВАНИЯ РАСХОДА ТОПЛИВА НА АВТОМОБИЛЬНОМ ТРАНСПОРТЕ**

Расход топлива является основным энергетическим показателем оценки эффективности эксплуатации автомобиля. Нормирование расхода топлива на автомобильном транспорте осуществляется на законодательном уровне. На Украине, в настоящее время, действуют нормы [1] утвержденные приказом Министерства транспорта Украины № 43 от 10 февраля 1998 года с изменениями и дополнениями, последние из которых приняты приказом Министерства инфраструктуры Украины № 36 от 24 января 2012 года.

Этот нормативный акт имеет ряд недостатков:

1) Нормативная база по нормированию расхода топлива обновляется крайне редко. За двадцать лет изменения в методику вносились 4 раза: в 2002, 2004, 2008 и 2012 году. После последних добавлений на рынок поступило значительное количество новых автомобилей, произведенных на заводах Украины (автосборочный завод «Богдан», Кременчугский автосборочный завод, Черниговский автозавод и др.)

2) Отсутствует значения базовых норм расхода топлива для многих автомобильных марок зарубежных производителей. В нормативе приведены данные для приблизительно 700 моделей и модификаций легковых автомобилей, около 200 грузовых бортовых автомобилей, 200 седельных тягачей, 100 самосвалов, 250 автомобилей фургон и грузопассажирских автомобилей, а также некоторого количества специализированного подвижного состава. Реальное число всех марок автомобилей в мире исчисляется десятками тысяч.

3) Не корректно учитывается скоростной режим движения транспортного средства. Например, с уменьшением скорости автомобиля расход топлива увеличивается быстрее, чем это заложено корректирующими коэффициентами. На скоростных дорогах, когда расход топлива также увеличивается из-за повышенного аэродинамического сопротивления, в методике введены коэффициенты, которые этот расход снижают.

4) Не всегда корректно учитывается фактическая загрузка транспортного средства. Особенно это касается автобусов, работающих на городских маршрутах, где масса пассажиров может в несколько раз превышать снаряженную массу транспортного средства.

5) В методике занижается расход топлива технологического транспорта, у которых не учитывается фактическая грузоподъемность.

Применение корректирующего коэффициента только частично покрывает перерасход топлива из-за транспортировки груза.

6) Не корректно установлен уровень потребления топлива во время простоя автомобиля с включенным двигателем, поскольку часовой расход топлива привязан к базовой норме расхода топлива. Целесообразно для всех транспортных средств дополнительно устанавливать часовую норму расхода топлива и норму расхода топлива на запуск и прогрев двигателя.

7) Для дизельных автомобилей применяется система Selective Catalytic Reduction (SCR), для работы которой необходимо вещество AdBlue, представляющее собой раствор мочевины в деминерализованной воде. В настоящее время расход AdBlue на автомобильном транспорте не нормируется.

8) Изменение значений расхода в зависимости от вида и качества топлива. Использование топлива с разными физико-химическими свойствами приводит к изменению расхода. Сейчас нормы расхода не привязаны к марке топлива.

9) Изменение условий эксплуатации автомобиля корректируется коэффициентами, которые не всегда точно отражают реальный расход топлива. Например, за 20 лет движение автомобилей в городе значительно усложнилось. Правилами дорожного движения снижена максимальная скорость движения в черте города. В крупных городах часто образуются заторы и «пробки». В законодательстве не учитывается фактическое состояние дорожного полотна, которое в стране не всегда идеальное.

10) При использовании кондиционеров расход топлива зависит от их технических характеристик, степени загрузки транспортного средства, интенсивности освещения, скорости автомобиля и других параметров. В законодательстве учитывается только температура окружающего воздуха.

В других странах СНГ действуют свои нормы расхода топлива. В России действуют нормы расхода топлива утвержденные приказом Министерства транспорта Российской Федерации № АМ-23-р от 14 марта 2008 года. В Белоруссии - «Нормы расхода топлива на механические транспортные средства, суда, машины, механизмы и оборудование», утвержденные приказом Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь № 3 от 6 января 2012 года. В Казахстане - «Нормы расходов горюче-смазочных материалов и расходов на содержание автотранспорта», утвержденные постановлением Правительства Республики Казахстан № 1210 от 11 августа 2009 года. В Молдавии — Приказ Министерства транспорта и дорожного хозяйства Республики Молдова N 172 от 09.12.2005. В этих странах действуют схожие принципы формирования базовой нормы расхода топлива, расчета расхода топлива на маршруте и учета особенностей условий эксплуатации машин.

Недостатки методики по нормированию расхода топлива вносит неудобство в использовании. Применение дифференцированного подхода в



разработки индивидуальных норм расхода топлива на каждый автомобиль позволяет устранить негативное проявления законодательства.

## Литература

1. Про затвердження Норм витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті [Електронний ресурс] / Наказ Міністерство транспорту України № 43 від 10.02.1998 // Законодавство України. — Режим доступу : <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/ru/v0043361-98>.

Серіков Георгій Сергійович, к. т. н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Панасовський Вадим Віталійович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, georgy301212@gmail.com

## ДОСЛІДЖЕННЯ АСИНХРОННОГО ДВИГУНА ДЛЯ ТЯГОВОГО ПРИВОДУ ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ

Електромобілі заповнюють вулиці наших міст. Ще декілька десятиліть тому ми й гадати не могли, наскільки масовим стане електротранспорт. Це екологічний, малошумний та доволі динамічний вид транспортних засобів. Основу електромобілів складають електродвигуни та батареї. Найбільша проблема створення електротранспорту полягає у тому, щоб правильно обрати тип електродвигуна, бо їх є доволі багато, і кожний гарний по-своєму. Найбільшого застосування отримали двигуни змінного струму, не дивлячись на додаткову ланку з неідеальним коефіцієнтом корисної дії (ККД) (інвертор), вони є більш практичними за двигуни постійного струму. Окремо слід поділити двигуни змінного струму на синхронні та асинхронні. Синхронні важчі у застосуванні за рахунок того, що вони, на відміну від асинхронних, потребують додаткового живлення постійним струмом. Асинхронні ж набагато простіші у своїй конструкції та більш надійні за інші типи. Серед асинхронних двигунів (АД) нас буде цікавити двигун із коротко замкнутим ротором (так званою «білячою кліткою»), він більш цікавий у застосуванні на автомобілях, ніж АД з фазним ротором [1]. Цей тип двигунів являє собою двигун із ротором, в якому алюмінієві (рідше мідні чи латунні) стрижні закорочені з торців двома кільцями, також для додаткового охолодження буває так, що наплавляють лопасті на торцеві кільця. Особливо цікавим є генераторний режим роботи асинхронного двигуна. Це режим, при якому двигун починає працювати в якості генератора. Такого ефекту можна досягти, збільшивши швидкість ротору до швидкостей, які перевищують швидкість обертання магнітного поля статора. Таким чином, ми змушуємо протікати електрорушійну силу (ЕРС) в протилежному напрямі. При цьому змінить напрям і електромагнітний момент, який стане гальмівним. Для асинхронних двигунів важливе правильне

керування. Під керуванням асинхронним двигуном прийнято розуміти зміну частоти обертання ротора та його моменту.

Наразі існують наступні способи керування АД:

- реостатний - регулювання частоти обертання АД з фазним ротором шляхом зміни опору реостату в колі ротора, окрім цього це збільшує пусковий момент та підвищує критичне ковзання;
- частотний - регулювання частоти обертання АД шляхом зміни частоти струму живлення обмоток статора;
- імпульсний - подається напруга живлення спеціального типу (пилообразного та іншого).

Експлуатаційні характеристики асинхронних двигунів дозволяють застосовувати їх в гібридних установках. Компанія Mercedes-Benz, представила перший в Європі концепт дизель-гібридного автомобіля [2]. У моделі з назвою E300 BlueTec Hybrid реалізована ідея оптимального поєднання роботи дизельного мотора і електродвигуна: електрична тяга вдало доповнює динамічні показники основного мотора (рисунок 1). В цієї концепції електродвигун знаходиться на одній осі між дизельним мотором і автоматичною трансмісією. Потужність основного двигуна 2,2 л – 200 к. с., електричного – 20 к. с. Електромотор суттєво збільшує розгінні характеристики автомобіля. На невеликі відстані автомобіль може переміщатися тільки на електротязі.

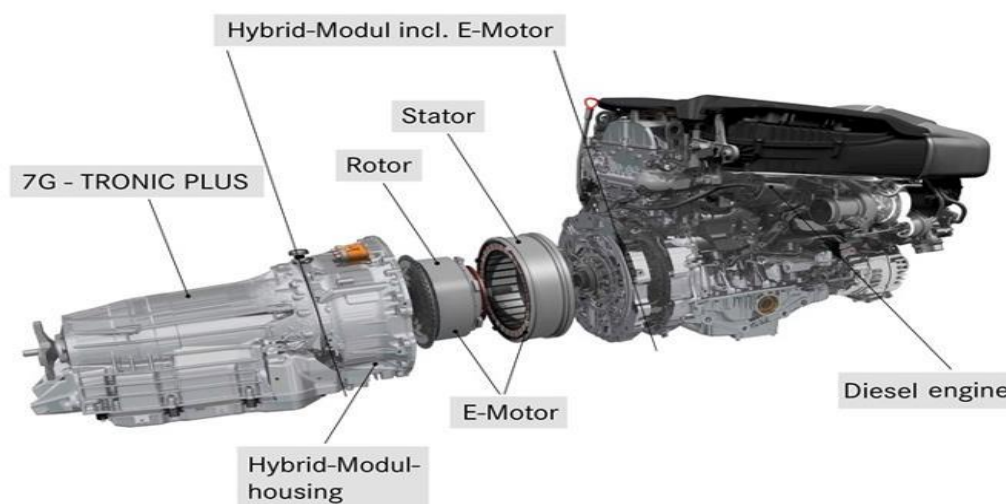


Рисунок 1 - Електромотор в Mercedes-Benz E 300 BlueTec

Постійне здешевлення електронних компонентів, а також прискорений розвиток апаратної бази систем управління і пристроїв силової електроніки, зробили можливим застосування вентильних двигунів (ВД) в тих областях техніки, де традиційно застосовувалися тільки машини постійного струму або спеціальні асинхронні двигуни [3]. Це пояснюється цілою низкою конструктивних і техніко-експлуатаційних переваг синхронних двигунів з постійними магнітами (СДПМ) в порівнянні з іншими існуючими типами електричних машин, до числа яких можна віднести наступні:

1) безконтактність і відсутність вузлів, що вимагають обслуговування. Відсутність у вентильних електродвигунів ковзних електричних контактів істотно підвищує їхній ресурс і надійність, у порівнянні з електричними машинами постійного струму або асинхронними двигунами з фазним ротором, розширює діапазон досяжних частот обертання;

2) велика перевантажувальна здатність по моменту;

3) висока швидкодія в перехідних процесах по моменту;

4) абсолютно жорстка механічна характеристика і практично необмежений діапазон регулювання частоти обертання.

Застосування асинхронних двигунів дозволяє знизити собівартість тягового приводу за рахунок відсутності постійних магнітів з рідкоземельних металів. Фактично в асинхронно двигуні ротор являє собою сукупність двох металів, що обертаються на підшипниках в магнітному полі. Відсутність постійних магнітів знімає проблему небезпеки перегріву двигуна до точки Кюрі, при досягненні якої ротор розмагнічується без відновлення.

Але система керування асинхронним двигуном є декілька складнішою в частки математичного апарату в складі системи керування.

Структурна схема системі живлення та керування асинхронного двигуна має в своєму складі тягову батарею постійного струму, трифазний частотний перетворювач та модуль мікроконтролерного трифазним частотним перетворювачем (рисунок 2).

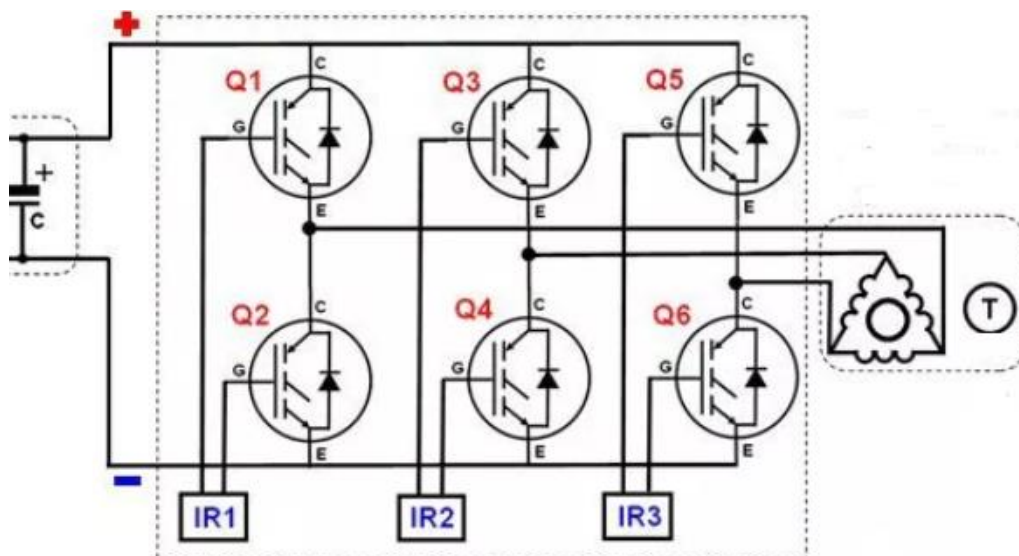


Рисунок 2 - Схема асинхронного електропривода

### Висновки

– Ведучі автовиробники розглядають електричний привод автомобілів з асинхронним двигуном в якості досить перспективного, про що свідчать їхні останні розробки.

– Застосування асинхронних двигунів дозволяє знизити собівартість тягового приводу.

- Система керування асинхронним двигуном є декілька складнішою в частині математичного апарату в складі системи керування.
- Конструкція асинхронного двигуна максимально проста та надійна в експлуатації.
- Використання асинхронних двигунів з частотним перетворювачем в тяговому електроприводі транспортних засобів має перспективи розвитку.

## **Література**

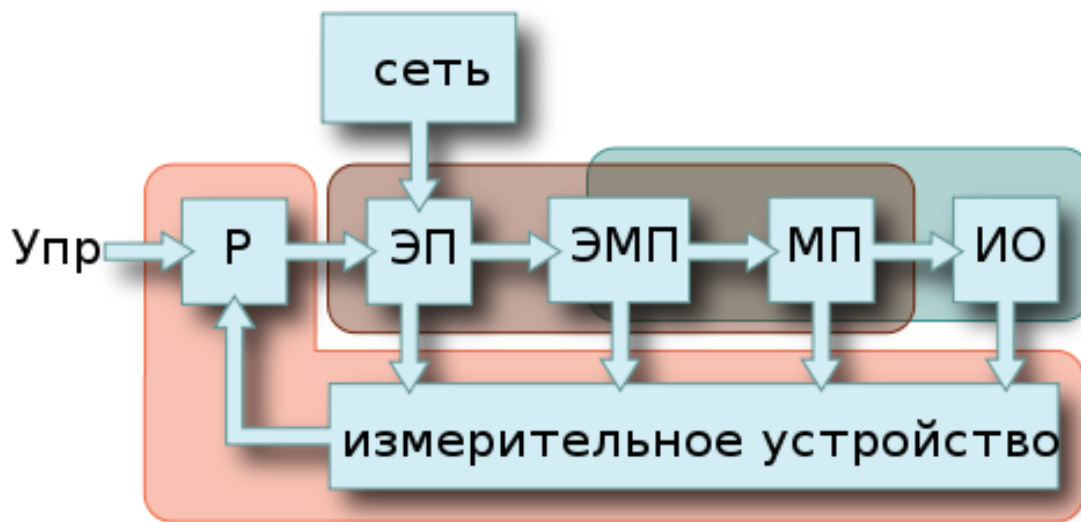
1. Асинхронний двигун <https://formula.kr.ua/teoriya-z-predmetu-elektrotehnika/shcho-take-asykhronnyi-dvyhun-budova-ta-pryntsy-dii-teoriiia.html>
2. Дизель-Гібрид Mercedes Benz  
[http://www.autoweek.com.ua/useful/mercedes\\_300](http://www.autoweek.com.ua/useful/mercedes_300).
3. Вентильний електропривід [https://studopedia.su/10\\_83444\\_ventilnyi-elektroprivod-epb.html](https://studopedia.su/10_83444_ventilnyi-elektroprivod-epb.html).

Серікова Ірина Олексіївна, к. т. н., доцент кафедри автомобільної електроніки,  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Ходак Сергій Сергійович, студент, Харківський національний автомобільно-  
дорожній університет, georgy301212@gmail.com

## **РОЗРОБКА ТЯГОВОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ СУЧАСНОГО МІСЬКОГО ТРАНСПОРТУ**

Перспективи розвитку транспортної інфраструктури сучасного міста визначаються розвитком електричного транспорту, що має явні переваги. До міського транспорту відносяться: засоби для перевезення пасажирів в межах міста та неподалік від нього (потяг, метро, трамвай, тролейбус, автобус), приватні засоби пересування (автомобіль, скутер, велосипед). Всі ці транспортні засоби можуть використовувати електричний привід з метою досягання екологічних та економічних цілей. Тенденція розвитку цих приводів торкнулася майже всіх технологічно розвинених країн.

Електропривод визначається як електромеханічна система, що складається з перетворювачів електроенергії, електромеханічних і механічних перетворювачів, які керують, і інформаційних пристроїв та пристроїв сполучення з зовнішніми електричними, механічними інформаційними системами, призначена для приведення в рух виконавчих органів робочої машини і управління цим рухом з метою здійснення технологічного процесу (рисунок 1).



Регулятор (Р) призначений для управління процесами, що протікають в електроприводі. Електричний перетворювач (ЕП) призначений для перетворення електричної енергії мережі в регульовану напругу постійного або змінного струму. Електромеханічний перетворювач (ЕМП) - двигун, призначений для перетворення електричної енергії в механічну. Механічний перетворювач (МП) може змінювати швидкість обертання двигуна. Упр - керуючий вплив. ІО - виконавчий орган. Функціональні частини: силова частина або електропривод з розімкненою системою регулювання; механічна частина; система управління електроприводу.

Рисунок 1 - Функціональні елементи електроприводу

Поряд із забезпеченням надійної комутації особливу увагу заслуговує проблема запобігання кругового вогню на колекторі тягового електродвигуна (ТЕД). Основними критеріями, що визначають потенційну надійність ТЕД є середня напруга між суміжними колекторними пластинами, максимальна міжламельна напруга та її величина 70 В/см на одиницю довжини окружності, середній градієнт потенціалу в зоні від краю щітки до набігаючого краю головного полюса [1].

В якості основи тягового приводу найчастіше використовується асинхронний двигун. Застосування рідинного охолодження двигуна - ефективніше. Але слід врахувати, що в автомобілях Tesla застосовується рідинне охолодження замість повітряного і «біляча клітка» ротора виконана з міді замість алюмінію. Людство вже застосувало всі типи електричних машин в тязі, але, поки не було відповідних електричних перетворювачів, очевидний вибір був зроблений на користь електроприводу постійного струму з послідовним збудженням. З появою повністю керованих напівпровідникових ключів в транспорті стали з'являтися нові типи електроприводів. Можна виділити чотири основні типи двигунів і приводів нового покоління: асинхронний (АД), синхронний з постійними магнітами (СДПМ), вентильно-індукторний (ВІД), вентильно-індукторний з незалежним збудженням (ВІДСНЗ). Друге життя отримують електроприводи постійного струму, якщо до них додати досконалий силовий перетворювач. Вважається, що тягова характеристика двигуна постійного струму з послідовним збудженням є

характеристикою з постійністю потужності, проте це не так. Зі зменшенням струму збудження зменшується струм якірного кола, і залежність моменту виходить обернено пропорційною квадрату швидкості. Застосування ж силових перетворювачів дозволяє побудувати систему управління з роздільним регулюванням струмів обмотки збудження і якірного кола і відносно простим способом отримати не тільки характеристики з постійністю потужності, але і режим рекуперативного гальмування, в який можна потрапити практично миттєво без реверсу струму збудження релейно-контакторних обладнанням [2].

Відзначимо, що зі збільшенням потужності двигунів, що застосовуються в автобусах, експертні оцінки двигунів з постійними магнітами погіршуються за показниками керованості (необхідна для забезпечення високого ККД двигуна частота комутації інвертора повинна перевищувати 16 кГц, що на даному етапі розвитку силової електроніки веде до значного завищення встановленої потужності і подорожчання перетворювачів), надійності, ціни, а також ремонту і утилізації. Найважливіший параметр накопичувача в складі гібридної силової установки - циклічний ресурс. Специфіка руху міського автобуса з частими зупинками, гальмуванням і прискореннями вимагає від накопичувача велику кількість зарядно-розрядних циклів. Число їх в залежності від інтенсивності руху становить 500...1000 циклів на добу, а за 10 років експлуатації - більше 1 млн. циклів. Для того, щоб досягти таких показників, сучасні акумулятори повинні працювати на невелику глибину зарядно-розрядного циклу. В умовах роботи транспорту з гібридним приводом ресурс понад 150 тис. циклів, що відповідає одному року експлуатації гібридного транспорту, досягається, коли акумулятори працюють на глибину менше 5% своєї ємності [3].

Комплект тягового електрообладнання виконаний по послідовній схемі. Вибір послідовної схеми обумовлений світовим досвідом, мінімальною вартістю і термінами розробки, впровадження та окупності проекту [4].

У роботі мова іде про розвиток компонування електроприводу для досягнення низької підлоги сучасного міського транспорту для пасажирів. Безредукторний індивідуальний тяговий привід типу електромотор-колесо на базі синхронного двигуна з порушенням від постійних магнітів дозволяє найкращим чином поєднувати високу маневреність міського транспорту, помірний динамічний вплив на шлях і міські споруди, низький рівень шуму з високою економічністю. Постійні магніти, що промислово випускаються в даний час, характеризуються залишковою магнітною індукцією порядку 1 ... 1,5 Тл та максимальної питомою енергією до 100...150 кДж/кг [5].

Перспективи розвитку транспортної інфраструктури сучасного міста в першу чергу визначаються розвитком електричного транспорту, що володіє очевидними перевагами [6].

Висновки:

- заміна тягових двигунів постійного струму на асинхронні тягові двигуни підвищує надійність рухомого складу і знижує витрати на обслуговування;
- застосування транзисторних перетворювачів для управління тяговими двигунами значно знижує експлуатаційні витрати, пов'язані як з технічним



обслуговуванням системи управління, так і з економією електроенергії, споживаної тяговим електроприводом;

- будь-який капітально-відновлювальний ремонт рухомого складу повинен супроводжуватися заміною резисторно-контакторного приводу транзисторної системи управління [7].

### **Література**

1. [<http://dspace.nbuv.gov.ua/bitstream/handle/123456789/143217/01-Bloshenko.pdf?sequence=1>].
2. [[Http://iwed.science/wp-content/uploads/Seminar\\_2016.pdf](http://iwed.science/wp-content/uploads/Seminar_2016.pdf)].
3. [<http://www.russianelectronics.ru/leader-r/review/40498/doc/44113/>].
4. [[Http://www.russianelectronics.ru/leader-r/review/40498/doc/51378/](http://www.russianelectronics.ru/leader-r/review/40498/doc/51378/)].
5. [[Https://cyberleninka.ru/article/v/bezreduktorny-tyagovyy-elektroprivod-gorodskogo-relovogo-transporta](https://cyberleninka.ru/article/v/bezreduktorny-tyagovyy-elektroprivod-gorodskogo-relovogo-transporta)].
6. [[Https://www.dissercat.com/content/dinamika-avtomatizirovannogo-tyagovogo-elektroprivoda-trolleibusa-s-komplektami-preobrazovat](https://www.dissercat.com/content/dinamika-avtomatizirovannogo-tyagovogo-elektroprivoda-trolleibusa-s-komplektami-preobrazovat)].
7. [<https://www.controlengrussia.com/e-lektroprivod/dvadsat-let-vnedreniya-asinhronnogo-e-lektroprivoda-na-gorodskom-e-lektrotransporte/>].

Серікова Ірина Олексіївна, к. т. н., доцент кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
Медведський Кирило Ігорович, студент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, [kirillmedvedskii3972001@gmail.com](mailto:kirillmedvedskii3972001@gmail.com)

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕМПЕРАТУРНОГО ФАКТОРУ НА РОБОТУ ТЯГОВОЇ БАТАРЕЇ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ**

Багато електроавтомобілів мають стандартний діапазон подолання відстаней на одному заряді батареї. Але водії відзначають, що ця цифра часто не відповідає реальній відстані, яку автомобіль долає на одному заряді акумулятора. Погодні умови відіграють значну роль. Наприклад, у мороз відстань може скоротитися до 40% навіть при їзді на середній швидкості. Використання електромоторів може стати недоцільним для клімату з холодною й довгою зимою [1]. Найкращий на сьогодні електромобіль, який пропонує Tesla - S 100 D, може подолати максимальну відстань на одному заряді акумулятора 450 км. Але ця цифра незначна, якщо порівнювати максимальну відстань, яку може проїхати будь-який автомобіль на бензині. Крім цього, модель S 100 D поки є ексклюзивною розробкою. Середня відстань, яку долають більшість електромобілів на одному заряді, не перевищує 350 км [2].

Самим слабким місцем в умовах холоду для електромобілів є акумуляторна батарея (АКБ) [3]. Взагалі, вплив низьких температур на її роботу можна спостерігати на безлічі прикладів: від військового й космічного встаткування до мобільних телефонів та домашніх охоронних систем. Для

автомобіля, оснащеного двигуном внутрішнього згорання (ДВЗ), даний компонент набагато менш важливий, так як для його запуску потрібний лише короткочасний піковий струм. Електромобілю для роботи, навпаки, необхідний постійний струм. Розглянемо більш докладно АКБ та вплив на її роботу температурної складової.

До акумуляторної батареї входять два пористі електроди: позитивний і негативний [4]. Електропровідний матеріал електрода складається із часток з великою щільністю. Пористість електродів викликана порожнечами між частками (рисунок 1.1). Два електроди відділені друг від друга електролітом. Крім того, пори обох електродів містять електроліт, що заповнює порожнечі між частками матеріалу. Рисунок 1 демонструє процес розряду в акумуляторній батареї, причому розмір часток сильно перебільшений. Велика частина літій-іонних батарей, що використовуються у сучасних електричних пристроях, має невелику негативну зміну ентропії, що означає малий ріст напруги розімкнутого елемента при зменшенні температури. Цього вже буде досить для поліпшення роботи в умовах низьких температур. Однак, зміна напруги відкритого елемента залежно від температури в порівнянні з іншими параметрами відносно невелика й становить від 0 до 0,4 мВ, менше 30 мВ у діапазоні від низької температури (мінус 35°C) до кімнатної [5, 6]. Таким чином, причиною погіршення експлуатаційних характеристик АКБ при низьких температурах є термодинаміка сумарної реакції її розряду.

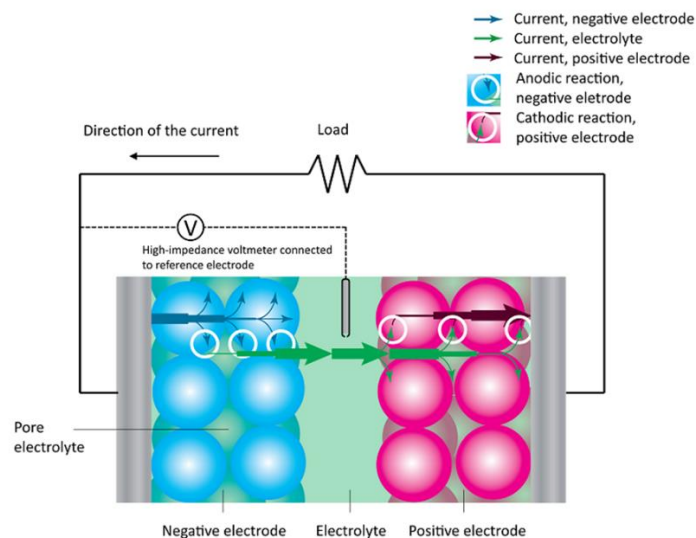


Рисунок 1.1 – Структура окремої ячейки

Фізичні характеристики електроліту відіграють значну роль у роботі акумуляторної батареї. Температура впливає на провідність і дифузійність електроліту й, відповідно, на ефективну провідність і дифузійність електроліту в порах електродів. Активні (реостатні) втрати в електроліті АКБ зростають при зниженні температури, що призводить до низької напруги гальванічних елементів при заданій силі струму й низькій температурі (рисунок 2). Крім того, недостатня провідність електроліту дає менш однорідну щільності струму при розподілі в пористих електродах, що, у свою чергу, знижує ємність АКБ.



Ємність визначається як кількість ампер-годин, яку можна отримати з акумуляторної батареї до швидкого спадання напруги. Ємність АКБ залишається незмінною й при низьких температурах, однак слабка провідність і, відповідно, нерівномірний розподіл щільності струму не дозволяють задіяти повну ємність АКБ доти, доки вона не нагріється. Більше того, дифузійність хімічних компонентів електроліту, у край важлива для протікання електрохімічних реакцій, знижена тією самою мірою, що й провідність електроліту. Зменшення дифузійності збільшує перевантаження, що веде до зменшення напруги гальванічного елемента. Знижена дифузійність також веде до зменшення ємності АКБ, тому що великі фракції часток електродів акумуляторної батареї стають недоступними в результаті обмежень масообміну. З погляду фізики знижена рухливість є результатом того, що в електроліті скорочується кількість доступної теплової енергії, отже іонам і молекулам стає складніше долати силу взаємодії або тертя (рисунок 2). Рухливість в електролітичних розчинах як функція температури описується рівнянням Арреніуса, в якому енергія активації ( $E_a$  на рисунку 2 вище) являє собою енергію необхідну для того, щоб молекули змогли подолати силу взаємодії із сусідніми молекулами й почати рухатися в електролітичному розчині. Твердий матеріал електрода, як правило, має провідність, що на кілька порядків перевищує провідність електроліту в порах. Ступінь зміни провідності у твердих матеріалах зі зміною температури звичайно не виявляє впливу на експлуатаційні характеристики АКБ.

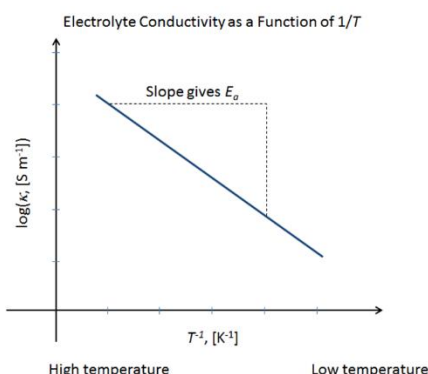


Рисунок 2 - Активні втрати в електроліті АКБ

Однак зарядка деяких батарей в умовах низької температури може стати проблематичною, тому що приведе до утвору дендритів, що руйнують акумуляторну батарею. Останнім компонентом нестійкої роботи АКБ при низькій температурі є повільна кінетика анодних і катодних реакцій, що приводить до перевантаження по напрузі при запуску. З погляду фізики повільна кінетика електродів є наслідком того, що енергію активації стає складніше подолати, оскільки при низьких температурах у системі доступно менше теплової енергії [7, 8].

Висновки. Застосування літєвих акумуляторів на електротранспорті дозволяє зменшити вагу тягової батареї. Для правильної експлуатації літєвої батареї в якості тягової необхідно контролювати температурний режим ячійок. Перегрів елементів веде до скорочення кількості циклів заряду-розряду.

Експлуатація при низьких температурах веде до скорочення енергії, що запасається, та зниженню пробігу.

### Література

1. Температура аккумулятора при зарядке [электронный ресурс]: Режим доступа: <https://tcip.ru/blog/battery/temperatura-akkumulyatora-pri-zaryadke.html>
2. Аккумуляторная батарея электрокара Tesla Model S [электронный ресурс]: Режим доступа: <http://autotesla.ru/auto-tesla/akkumulyatorytesla/akkumulyator-tesla-model-s-chto-vnutrirazbiraem.html>
3. Анализ неисправностей современных аккумуляторных батарей электромобилей / И. Широкун // «Автоцентр» – 2016 – №2.
4. Как устроен аккумулятор на основе лития [электронный ресурс]: Режим доступа: <https://best-energy.com.ua/support/battery/bu-204>
5. Литиевые источники питания [электронный ресурс]: Режим доступа: <https://www.compel.ru/lib/75571>
6. Литий-ионные (Li-ion) аккумуляторы [электронный ресурс]: Режим доступа: <http://www.powerinfo.ru/accumulator-liion.php>
7. Правила эксплуатации литий–ионных батарей на электромобилях [электронный ресурс]: Режим доступа: <http://rutesla.com/560/5-sovetov-kakprodlit-vremya-zhizni-batarey-elektroavtomobiley/>
8. Применение литиевых батарей в гибридах и электромобилях [электронный ресурс]: Режим доступа: <http://autoeco.info/libatt.php>

Нестеренко Вікторія Валентинівна, к.т.н., доцент, Первомайська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, vik6462@ukr.net

### ПЕРСПЕКТИВИ ПЕРЕОБЛАДНАННЯ ДИЗЕЛІВ В ГАЗОДИЗЕЛІ

Вплив шкідливих викидів суднових дизелів на глобальний екологічний стан повітряного басейну є обмеженим і оцінюється в 5-7% від загальної кількості викидів шкідливих речовин стаціонарними енергетичними установками і сухопутними транспортними засобами. Проте, із-за відносно великий агрегатної потужності суднові дизеля можуть бути основними джерелами забруднення атмосфери в таких локальних зонах як порти, водні акваторії річок, особливо на території міст. Основна увага фахівців, які займаються проблемами підвищення екологічної безпеки суднових дизелів, спрямована на питання, які торкаються очищення відпрацьованих газів дизелів від оксидів азоту  $\text{NO}_x$ . Згідно Додатка VI Міжнародної Конвенції по запобіганню забрудненню судами (MARPOL) «Обмеження на викиди  $\text{NO}_x$ » від січня 2016 р., усі нові судна повинні відповідати стандартам рівня III, які передбачають зниження викидів на 80% порівняно із стандартами рівня I, для експлуатації в зонах, позначених як зони контролю викидів  $\text{NO}_x$ .

Причина утворення у відпрацьованих газах шкідливих речовин - горіння палива. Характерною особливістю дизеля є періодичне горіння заздалегідь не перемішаного палива і окисника. Вказана обставина обумовлює наявність гомофазного і дифузного типів горіння: перший визначається згорянням суміші, яка утворилася за період затримки запалення, другої, - згорянням кількості палива, що залишилася, в дифузному фронті полум'я. Існуючі методи зниження викидів  $\text{NO}_x$  діляться на первинні, спрямовані на зниження кількості оксидів азоту, які утворюються в циліндрі дизеля, і вторинні, що передбачають хімічну нейтралізацію  $\text{NO}_x$  перед випуском вихлопних газів в атмосферу.

Первинні методи, у свою чергу, можуть бути розділені на дві групи:

- такі, що передбачають зміну конструкції двигуна або окремих його елементів (як правило, вони можуть бути реалізовані лише при розробці нових конструкцій): удосконалення систем впорскування палива, сумішоутворення і газообміну; впорскування води безпосередньо в двигун; організація вихрового руху заряду в камері згорання;

- методи, які не потребують істотної зміни конструкції дизеля, реалізація яких можлива при незначній модернізації двигуна (застосування альтернативних палив, перехід дизеля на роботу на водо-паливних емульсіях (ВПЕ), зволоження повітря на вході в двигун, рециркуляція частини відпрацьованих газів).

Альтернативні палива застосовуються в газодизельних двигунах. Газодизелем називають двотактний або чотиритактний двигун, в циліндри якого подається газоповітряна суміш, а паливо упорскує через штатні форсунки дизеля. Вона запалюється невеликою, так званою «запальною дозою», дизельного палива.

Головною причиною такої підвищеної «уваги» до газового моторного палива є його низька вартість порівняно з бензином і дизельним паливом. Слід зазначити, що до переваг використання природного газу як моторного палива відносяться його високі фізико-хімічні властивості. На 85 - 99% він складається з метану  $\text{CH}_4$  і має високу теплоту згорання стехіометричної газоповітряної суміші. Має також високу антидетонаційну стійкість, октанове число у нього понад 105 - 110 од. (за моторним методом). Добре змішується з повітрям. На відміну від бензинів і дизельних палив, не містить отруйних домішок і добавок. Має широкі межі запалення. Відпрацьовані гази двигунів, які працюють на природному газі, містять незначну кількість нормованих шкідливих викидів. Ці і інші властивості дозволяють віднести природний газ до екологічно чистих моторних палив. Природний газ як моторне паливо ДВЗ використовується і може бути використаний для таких типів двигунів і транспортних силових агрегатів :

1. Для бензинових двигунів з іскровим запаленням, дообладнаних додатковою системою живлення СПГ. При цьому на двигуні встановлюється додаткове газобалонне устаткування (ГБУ), внаслідок чого він стає двоох паливним.

2. Для дизелів, що переобладнуються для роботи по газодизельному циклу. У такому разі на ДВЗ встановлюється додаткове газодизельне (ГД)

устаткування в комплекті з балонами для зберігання СПГ, внаслідок чого автомобіль також стає двоох паливним.

3. Для «чисто» газових двигунів з іскровим запаленням, створюваних на базі дизелів. В цьому випадку автомобіль може працювати тільки на СПГ.

4. Для перспективних транспортних силових агрегатів у поєднанні з паливними елементами (паливними осередками), в яких природний газ використовується як водневмісне паливо.

Конструкція дизеля, що розрахована на високі навантаження і тиски, може бути з успіхом використана для створення високоефективного газового двигуна. На сьогодні найбільше поширення отримали два способи переобладнання дизелів для роботи на газовому паливі:

1. Переобладнання дизелів в «чисто» газові двигуни з іскровим запаленням.

2. Переобладнання дизелів для роботи по газодизельному циклу.

Якщо в першому випадку в конструкцію двигуна вносяться істотні зміни (знижується ступінь стиску, встановлюються додаткові системи запалення, живлення і регулювання подачі газового палива), то в другому випадку дизель дообладнується лише додатковою системою живлення і регулювання подачі газового палива. Особливість газодизельного циклу полягає в тому, що температура самозаймання газу набагато перевищує температуру самозаймання дизельного палива, і для її надійного запалення необхідно упорскувати в циліндри газодизеля так звану «запальну дозу» дизельного палива.

Основною перевагою газодизелів є те, що вони без зниження потужності можуть працювати як за дизельним циклом (лише на дизельному паливі), так і за газодизельним циклом (на природному газі і дизельному паливі). При цьому величина «запальної дози» дизельного палива може коливатися в межах від 3...5% до 30% від номінальної витрати палива. Слід зазначити, що для надійного запалення газоповітряної суміші, яка міститься в циліндрах газодизеля, вистачає 3...5% величини «запальної дози» на усіх швидкісних і навантажених режимах. Проте досягти таких значень «запальної дози», не змінюючи конструкцію паливної апаратури (ПА), неможливо. Якщо в конструкцію паливної апаратури вносять зміни (зменшують діаметр або хід плунжерів паливного насоса високого тиску, зменшують площу прохідних отворів форсунок або їх кількість), то це призводить до того, що газодизель при роботі за дизельним циклом втрачає приблизно 25...40% потужності.

У зв'язку з цим на газодизелях, які працюють на номінальних і близьких до них режимах, в якості аварійних газодизель генераторів, «запальна доза» дизельного палива коливається в межах від 15...20% до 25...30%. Такі значення величини «запальної дози» не вимагають внесення змін до конструкції паливної апаратури. Регулювати ПА на нижчі значення «запальної дози» не рекомендується, оскільки це може привести до пропусків подання палива по секціях ПНВТ і погіршити охолодження розпилювачів форсунок.

Істотний вплив на енергетичні і екологічні показники роботи газодизеля має вибір способу регулювання його потужності. До них належать: якісний спосіб регулювання, при якому, змінюючи положення (керуючи) газовою

заслінкою, змінюють кількість газу, який подається в газоповітряний змішувач, змінюючи якість газоповітряної суміші; кількісний спосіб регулювання, при якому, керуючи газоповітряною заслінкою, змінюють кількість газоповітряної суміші, яка подається в циліндри газодизеля; змішаний спосіб регулювання, при якому, керують газовою і повітряною заслінками, регулюючи кількість газу і повітря, що подаються до газоповітряного змішувача; змішаний спосіб регулювання, при якому, керуючи газовою заслінкою, регулюють кількість газу, який подається до газоповітряного змішувача, а змінюючи положення газоповітряної заслінки, регулюють кількість газоповітряної суміші, що подається в циліндри газодизеля.

Застосування газодизельного циклу дозволяє:

- зменшити на 50 - 55 % експлуатаційних витрат дизельного палива за рахунок заміщення його природним газом;
- понизити в 2-4 рази чадність відпрацьованих газів і в 2-2,5 викидів твердих частин у дизелів, які знаходяться в експлуатації і не відповідають вимогам Євро-5;
- понизити рівень зовнішнього і внутрішнього шуму без зміни конструкції ДВЗ.

Використання при роботі за газодизельним циклом змішаного способу регулювання потужності з мікропроцесорним керуванням поданням палива і газу у поєднанні з нейтралізатором відпрацьованих газів дозволить виконати норми Євро-5, що особливо важливе для ДВЗ, які працюють в міських і близьких до них районах.

### Література:

1. Природный газ как моторное топливо на транспорте/Ф.Г.Гайнулин, А.И.Гриценко, Ю.Н.Васильев и др. - М.: Недра, 1986. - 255 с.
2. Долганов К.Е., Ковалев С. А., Кухтик В.В. Переоборудование дизелей ЯМЗ в газодизели // Автотранспортник Украины. - 1993. - N 2. - с. 13 - 16.
3. Автомобили с бензогазовыми двигателями и газодизелями : особенности конструкции и технического обслуживания / К.С.Долганов, А.Г.Говорун, О. И.Пятничко и др. - К.: Техника, 1991. - 128 с.
4. Редзюк А.М., Гутаревич Ю.Ф. Европейские нормы экологических показателей ДТЗ введены в Украине // Стандартизация, сертификация, качество. - 2002. - N 1(16). - с. 16 - 23.

Грицюк Александр Васильевич, д.т.н., проф. ХНАДУ  
Григорьев Александр Львович, д.т.н., проф. НТУ «ХПИ»  
Прохоренко Андрей Алексеевич, д.т.н., проф. ХНАДУ

## УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЯ ДА10 С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ЕГО МОЩНОСТИ

*Постановка проблемы.* Штатная топливная аппаратура дизеля обеспечивает максимальную величину цикловой подачи топлива  $50 \text{ мм}^3$  при давлении впрыскивания около 80 МПа и продолжительности впрыскивания около 15 град. по кулачковому валу. При этом активный геометрический ход плунжера в насосной секции ТНВД равен  $h_{AG} = 2,3 \text{ мм}$ , а эффективное проходное сечение распыливающих отверстий составляет  $\mu f_p = 0,14 \text{ мм}^2$ . Однако, эти параметры не обеспечивают возможность дальнейшего форсирования двигателя при его использовании в качестве силовой установки объектов малой авиации.

Для достижения требуемой мощности новой модификации дизеля необходимо увеличить максимальную цикловую подачу топлива на номинальном режиме ( $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$ ) до  $70 \text{ мм}^3$  (то есть на 40%).

*Возможные способы решения.* Известно, что увеличения подачи секцией высокого давления можно добиться с помощью:

1. Увеличения максимального активного геометрического хода плунжера.
2. Увеличения диаметра плунжера.
3. Увеличения хода плунжера, или изменения профиля кулачка.

Дополнительно рассмотрено мероприятие:

4. Увеличение эффективного проходного сечения распыливающих отверстий

*Инструментом* для дальнейших расчетных исследований является детализованная математическая модель топливной аппаратуры исследуемого дизеля.

*Результаты расчетных исследований*, выполненных с помощью математического моделирования, представлены на рис. 1. Приведены совмещенные зависимости цикловой подачи ( $V_c$ ), продолжительности впрыскивания ( $\varphi$ ) и максимального давления впрыскивания ( $p_{max}$ ) от активного геометрического хода плунжера  $h_{AG}$  и эффективного проходного сечения распыливающих отверстий  $\mu f_p$  при диаметре плунжера 8 мм. Расчеты проведены для диапазонов параметров  $h_{AG} = 2,3 \dots 3,5 \text{ мм}$  с шагом 0,3 мм,  $\mu f_p = 0,12 \dots 0,3 \text{ мм}^2$  с шагом 0,02 мм<sup>2</sup>.

Как видно из рис. 1, при неизменном максимальном давлении впрыскивания около 80 МПа имеется возможность достижения требуемой величины цикловой подачи  $70 \text{ мм}^3$  путем увеличения  $h_{AG}$  на 0,6 мм при

одновременном увеличении  $\mu f_p$  до  $0,17 \text{ мм}^2$ . Недостатком при этом является значительное увеличение продолжительности впрыскивания – до 5 град. по углу поворота коленчатого вала.

На данном этапе исследований увеличение хода плунжера и изменение профиля кулачка *не рассматривались*, поскольку реализация на практике этих способов требует значительных конструкторско-исследовательских временных и человеческих ресурсов.

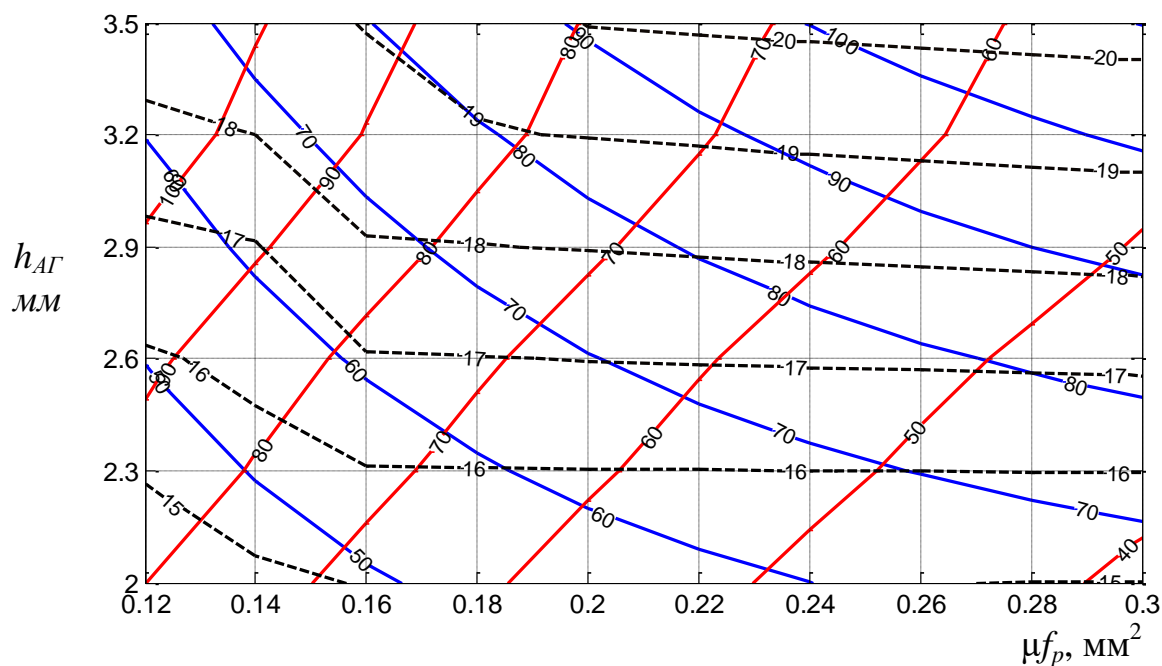


Рисунок 1 – Влияние активного геометрического хода плунжера и эффективного проходного сечения распыливающих отверстий на основные параметры топливоподачи: —  $V_c$ , - - -  $\varphi$ , —  $p_{max}$

## ВЫВОДЫ

Выполненное исследование показало, что необходимыми и достаточными мероприятиями для увеличения максимальной цикловой подачи топлива на 40% является увеличения максимального активного геометрического хода плунжера на 0,6 мм при одновременном увеличении диаметра распыливающих отверстий форсунки до 0,25-0,26 мм.

Наукове видання

# НАУКОВІ ПРАЦІ

**Міжнародної науково-практичної конференції**

**"Сучасні технології на автомобільному транспорті та  
машинобудуванні"**

15-18 жовтня 2019 р.

Адреса: 61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25

Відповідальний за випуск *О.В. Сараєв*

Комп'ютерна верстка *О.В. Біловол*

Всі матеріали збірника представлені в авторській редакції