ДОНЕЦЬКА АКАДЕМІЯ автомобільного транспорту

Вісник Донецької академії автомобільного транспорту

№ 4
2011

Науковий журнал

Засновник:
Донецька академія
автомобільного транспорту

Видавець:
ПП «Рекламно-виробнича фірма «Молнія»
Адреса: вул. Октября, 22 а,
м. Донецьк, 83030
тел.: (062) 388-21-67

За достовірність фактів, цифр, точність імен та прізвищ несуть відповідальність автори статей

До журналу увійшли статті співробітників, аспірантів та докторантів Донецької академії автомобільного транспорту та інших навчальних закладів

Матеріали номера друкуються мовою оригіналу

Видання виходить 4 рази на рік
Видається з січня 2004 року

Адреса редакції:
пр. Дзержинського, 7
м. Донецьк, 83086,
Тел. (062) 345-21-90
E-mail: rector@diat.edu.ua
URL: journal.diat.edu.ua

Рекомендовано до друку вченою радою Донецької академії автомобільного транспорту.
Протокол № 3 від 22.12.2011 р.

Редакційна колегія:

Головний редактор
Енглезі І.П., *ректор Академії, к.т.н.*

Заступник головного редактора
Ткаченко В.П., *д.т.н., професор*

Члени редколегії:
Бєлов Ю.В., *к.т.н., доцент*
Бєлоусов В.В., *д.т.н., професор*
Бруннер Х., *д.т.н., професор (Німеччина)*
Вербицький В.Г., *д.ф.-м.н., професор*
Вовк Л.П., *д.т.н., професор*
Горожанкін С.А., *д.т.н., професор*
Доля В.К., *д.т.н., професор*
Загороднов М.І., *к.т.н., доцент*
Заренбін В.Г., *д.т.н., професор*
Макаров В.А., *д.т.н., доцент*
Макогон Б.П., *к.ф.-м.н., доцент*
Міротін Л.Б., *д.т.н., професор (Російська Федерація)*
Міщенко М.І., *д.т.н., професор*
Поліщук В.П., *д.т.н., професор*
Сахно В.П., *д.т.н., професор*
Сладковський О., *д.т.н., професор (Польща)*
Сунцов М.В., *д.х.н., професор*
Хаханов В.І., *д.т.н., професор*

Відповідальний секретар
Майорова І.М.

Коректор
Задунайська О.В.

Технічні редактори
Руденко О.В.
Сердюков Р.О.

ВІСНИК ДОНЕЦЬКОЇ АКАДЕМІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ

Науковий журнал

Засновник:
Донецька академія автомобільного транспорту

Видавець:
ПП «Рекламно-виробнича фірма «Молнія»
Адреса:
вул. Октября, 22 а,
м. Донецьк, 83 030
Тел.: (062) 388-21-67

За достовірність фактів, цифр, точність імен та прізвищ несуть відповідальність автори статей.

У журнал увійшли статті співробітників, аспірантів та докторантів
Донецької академії автомобільного транспорту та інших навчальних закладів

Матеріали номера друкуються мовою оригіналу

Видання виходить 4 рази на рік
Видається з січня 2004 року

Адреса редакції:
пр. Дзержинського, 7
м. Донецьк, 83 086
Тел: (062) 345-21-90
E-mail: rector@diat.edu.ua
URL: journal.diat.edu.ua

Рекомендовано до друку вченою радою Донецької академії автомобільного транспорту.
Протокол №3 від 22.12.2011 р.

Свідоцтво про державну реєстрацію: серія КВ №15 936–4408 ПР від 02.12.2009 р., видане Міністерством юстиції України.
«Вісник Донецької академії автомобільного транспорту» включений до Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук (постанова президії ВАК України від 10 лютого 2010 р. №1–05/1).

ISSN 2219-8180

Підписано до друку 22.12.2011 р. Формат 60×84/8. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 12,2. Наклад 100 прим.

Віддруковано у друкарні ПП «Рекламно-видавнича фірма «Молнія»
Адреса:
вул. Октября, 22 а,
м. Донецьк, 83030
Тел.: (062) 388-21-67

© **Вісник Донецької академії автомобільного транспорту, 2011**

Зміст

Транспортні технології

Енглезі І. П., Калінін О. В. **До моделювання продуктивності автомобіля з урахуванням взаємозалежності параметрів транспортного процесу** 4

Жук М. М., Ковалишин В. В. **Методика досліджень впливу функціонального стану водія на час реакції у складних і простих ситуаціях** 12

Мастепан С. М., Кузьмін В. С., Волобуєва Т. В., Казмерчук І. А. **Оцінка професійного рівня виробничих робітників підприємств автосервісу** 18

Осипов В. О., Коструб В. О. **Пропозиції щодо впровадження нового дорожнього знаку** 23

Толок О. В., Мастепан О. В. **Напрямки удосконалення вибіркового методу обстеження інтенсивності руху транспорту на мережі міських вулиць і доріг** 28

Федоров Е. Е., Ларин В. Ю., Слесорайтите Э. **Методика идентификации водителя на основе формантного подхода и нечеткой нейросети** 35

Швець В. В., Лисюк О. І., Базалицький Д. А., Єрещенко О. В., Томчук Ю. В., Степанишен Ю. Я. **Проектна пропозиція влаштування метротраму у м. Вінниці** 44

Транспорт і двигуни внутрішнього згоряння

Гречанюк М С. **Удосконалення пневматичної підвіски напівпричепа вантажного автомобіля** . . 48

Керницький І. С., Григоришин О. М., Когут В. М., Смичок В. Д., Коник І. В., Флис І. М. **Прилад для визначення коефіцієнта зчеплення коліс транспортного засобу з автомобільною дорогою** . 53

Костенко А. В. **До питання про вплив геометрії кузова легкового автомобіля на стійкість та керованість** 58

Ноженко Е. С. **Моделирование рабочего процесса дизеля Д49 при использовании озонированного топлива** 65

Подригало М. А. **Уточнение идеального распределения тормозных сил между колесами автомобиля при действии боковой силы** 72

Попов Д. В., Линнік І. І. **Покращення екологічних показників дизельних двигунів** 79

Сунцов Н. В., Макаров В. А., Сунцов А. Н., Ефименко А. Н., Моисеенко Р. Ю. **Дифференциальные уравнения для коэффициента сопротивления качению колеса автомобиля и их решение** 83

Надійність і довговічність механізмів і машин

Кравченко О. П., Сакно О. П., Лукічов О. В. **Прогнозування фактичного терміну експлуатації та призначення нормативного ресурсу шин вантажних автомобілів** 89

Автори номера 96

Правила оформлення та подання статей 97

УДК 347.763 (656.135)

ЕНГЛЕЗІ І. П., к.т. н., КАЛІНІН О. В., ст. викладач,
Донецька академія автомобільного транспорту

ДО МОДЕЛЮВАННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ АВТОМОБІЛЯ З УРАХУВАННЯМ ВЗАЄМОЗАЛЕЖНОСТІ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСПОРТНОГО ПРОЦЕСУ

На основі виконаного аналізу існуючої моделі продуктивності транспортного засобу, запропонована нова, стосовно до перевезення легковаггових пакетованих тарно-штучних вантажів з урахуванням взаємозалежності параметрів транспортного процесу перевезення в особливо малій системі

Постановка проблеми

Основним завданням відправника вантажу-перевізника або вантажоодержувача-перевізника, є можливість перевезення максимально можливої кількості вантажу з найменшими кількісними й якісними витратами, особливо якщо мова йде про перевезення легковагових пакетованих тарно-штучних вантажів (наприклад, кондитерські вироби в гафрокартонних ящиках та ін.). При цьому забезпечується мінімальна собівартість перевезень і найбільш висока його продуктивність, але фактичне завантаження вантажу III-IV класу, яке можна одноразово перевозити, обмежується. У цьому випадку розмір партії вантажів, яке варто безпосередньо одноразово перевозити, визначає основний параметр необхідного автомобіля — його вантажомісткість і фактична вантажопідйомність. Такий параметр транспортного процесу як швидкість доставки, яка характеризується безпосередньо середньотехнічною швидкістю, може в окремих випадках виправдовувати застосування таких автомобілів, які у звичайних умовах були б економічно невиправданими. Широко відомо, що багато заводів-виробників, орієнтуючись на перевізників і виробників, удосконалюють конструкції кузовів автомобілів при перевезенні специфічних вантажів, згідно своїх фізико-хімічних властивостей, у тому числі й легковагових пакетованих вантажів на піддонах, прагнучи найбільш ефективно використовувати внутрішні параметра кузовів-фургонів. При цьому для заводу-виробника існує ризик реалізації й потреби максимального попиту на спеціалізований транспорт із додатковими витратами й капіталовкладеннями на переустаткування й доповнення лінії виробництва.

У результаті змін умов праці, зміни системи керування, економічної політики на державному рівні з'являються усе більш нові вимоги до технічних і технологічних особливостей вантажного автомобільного транспорту, а також особливості й критерії вибору транспортного засобу під час перевезення окремого виду вантажу. Найбільш ефективними для конкретного виду перевезень є автомобілі, які в максимальному ступені відповідають даним умовам експлуатації. У загальному вигляді це означає, що фактична вантажопідйомність або фактичне завантаження повинна відповідати кількості вантажу, що відправляється, бажано, щоб ця кількість була можливо максимальною. Це дозволило б знизити собівартість перевезення, але без шкоди для відправника вантажу або вантажоодержувача. Прийняття логістичних рішень в організації транспортного процесу перевезень різних видів вантажів приведе до коректування й більш детального вивчення класичної моделі продуктивності, тому що вибір раціонального транспортного засобу по продуктивності в децентралізованій системі не є актуальним і об'єктивним [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Існуючі економіко-математичні моделі продуктивності роботи транспортних засобів мають ряд допущень і недоліків [1,3], а саме: відсутність обліку взаємозалежності параметрів транспортного процесу.

Основним недоліком всіх класичних моделей продуктивності є відсутність функціонального зв'язку між техніко-експлуатаційними показниками, виділимо й у подальшому будемо розглядати наступні параметри технологічного процесу перевезень як фактичне завантаження, тобто зв'язок номінальної вантажопідйомності автомобіля й коефіцієнта використання вантажопідйомності автомобіля, час навантажування-розвантаження й середньотехнічної швидкості.

У статті рекомендується внести зміни й корегування як до моделі продуктивності роботи автомобіля, так і до системи оцінки й методики щодо вибору автотранспортного засобу під час доставки легковагових партіонних тарно-штучних вантажів, що дозволило б ураховувати параметри транспортного процесу, в залежності від строків та умов перевезень від вантажовідправника до вантажоодержувача на маятникових маршрутах.

Мета статті

Знайти й включити взаємозв'язки параметрів транспортного процесу щодо перевезення легковагових пакетованих тарно-штучних вантажів в особливо малій системі (маятниковому маршруті зі зворотним порожнім пробігом) і доповнити модель продуктивності транспортних засобів у разі використання технічно дообладнаного транспортного засобу з можливістю збільшення фактичного завантаження.

Основна частина

Вид вантажу, пропонованого до перевезення, його фізико-хімічні та механічні властивості, є основними із критеріїв до перевезення, а також розмір партії й фактичний час доставки до вантажоодержувача [4–7].

Стандартним і найбільш універсальним типом кузова вантажного автомобіля є бортова відкрита платформа або закрита, але в сучасних умовах застосування таких кузовів стає менш актуальною. Переважно застосовуються усілякі спеціалізовані кузови, максимально пристосовані до фізико-механічних особливостей вантажів з метою забезпечення найбільш безпечного й ефективного перевезення.

Як експеримент, пропонується розглянути конструкцію універсального транспортного засобу, що дозволяє перевозити легковагові тарно-штучні вантажі на піддонах у два яруси [2]. У подальших дослідженнях за основу будемо приймати дану модель транспортного засобу.

Перевагою даної конструкції є можливість здійснювати перевезення вантажу у два яруси (рівні). Розглядаючи модель продуктивності транспортного засобу [1] з урахуванням застосування додаткового устаткування на маятникових маршрутах, можна виділити такі основні параметри перевізного процесу, як: фактичне завантаження автомобіля, швидкість технічна й час навантаження-розвантаження. Більшість вимірників і показників використання транспортного засобу взаємозалежні. Збільшення або зменшення одного з них спричиняє відповідна зміна інших, причому в одних експлуатаційних умовах ці функціональні зв'язки можуть бути досить відчутні, в інших же умовах, навпаки, майже непомітними. Тому не можна розглядати вплив лише одного ізольованого фактора, наприклад, технічної швидкості або вантажопідйомності автомобіля на ефективність використання того або іншого транспортного засобу, що дозволяє збільшувати фактичне завантаження.

Однак у практичних умовах змінюються одночасно частина або всі параметри транспортного процесу перевезень одночасно. Наприклад, якщо змінюється відстань перевезення вантажів, то це викликає одночасно зміну сумарної величини часу простою під навантаженням-розван-

таженням і середньотехнічної швидкості. Якщо змінюється вантажопідйомність, то це також спричиняє зміну швидкості, часу на навантаження-вивантаження й т. п. [4].

Конструкція пропонованого транспортного засобу дозволяє перевозити вантаж у два яруси, а значить обсяг перевезеного вантажу зростає, то за основу для подальших досліджень вибору ефективного транспортного засобу будемо використовувати модель визначення продуктивності під час перевезення запланованого обсягу перевезень [2]. Тобто можна записати наступну нерівність:

$$W_a \le W_к, m; \tag{1}$$

$$\frac{q^a{}_н \cdot \gamma^a \cdot \beta_ї \cdot V^a{}_{ст} \cdot l_{в.ї}}{l_{в.ї} + \beta_ї \cdot V^a{}_{ст} \cdot t^a{}_{н-р}} \le \frac{q^к{}_н \cdot \gamma^к \cdot \beta_ї \cdot V^к{}_{ст} \cdot l_{вї}}{l_{вї} + \beta_ї \cdot V^к{}_{ст} \cdot t^к{}_{н-р}}, m, \tag{2}$$

де W_a, W_k (умовно) — продуктивність перевезень запланованого обсягу перевезень, відповідно звичайного транспортного засобу, і транспортного засобу з додатковим обладнанням, т;

$q_н{}^a$, $q_н{}^к$ — номінальна вантажопідйомність звичайного транспортного засобу, і транспортного засобу з додатковим обладнанням, т;

γ^a, $\gamma^к$ –коефіцієнт використання вантажопідйомності звичайного транспортного засобу і транспортного засобу з додатковим обладнанням;

β — коефіцієнт використання пробігу;

$V_{ст}{}^a$, $V_{ст}{}^к$ — середньотехнічна швидкість звичайного транспортного засобу і транспортного засобу з додатковим обладнанням, км/год;

$l_{вї}$ — відстань перевезень, км;

$t_{н-р}{}^a$, $t_{н-р}{}^к$ — час навантаження-розвантаження звичайного транспортного засобу і транспортного засобу з додатковим обладнанням, год.

З метою подальшого корегування моделі продуктивності й аналізу ефективності використання спеціалізованого транспортного засобу під час перевезення легковагових пакетованих тарно-штучних вантажів, виявимо й розглянемо наступні функціональні зв'язки між фактичним завантаженням і загальним часом навантажування-розвантаження, ступенем збільшення спорядженої маси автомобіля з урахуванням зміни конструкції кузова й середньотехнічною швидкістю; середньотехнічною швидкістю й ступенем завантаженості транспортного засобу, а також залежність часу простою автомобілів під вантажно-розвантажувальними операціями, від класу вантажу, способу навантаження-вивантаження й від вантажопідйомності автомобіля.

Виконаний аналіз залежності між середньотехнічною швидкістю автомобіля й ступенем його завантаженості такими вченими, як [6,11] говорить про те, що зі збільшенням коефіцієнта використання вантажопідйомності автомобіля, збільшується сила опору дороги й знижується інтенсивність розгону, що приводить до зменшення середньої швидкості руху. Однак ні статистичні дані, ні проведені спостереження за рухом автомобілів і автопоїздів не виявили істотного розходження у швидкостях транспортного засобу, незважаючи на великий діапазон виміру (згідно експериментальних даних). Відносна різниця між швидкостями порожніх і навантажених автомобілів склала по експериментальним даним менш 2%, а по досвідчених їздках усього від 3 до 5%.

Це середня швидкість руху транспортних засобів на окремій відстані з урахуванням короткочасних простоїв і затримок залежно від умов руху, є важливим фактором, що значною мірою визначає продуктивність транспортного засобу, безпека руху, строки доставки вантажів і витрати на виконання перевезень. Здійснюючи доставку вантажів, транспортні засоби рухаються з різними швидкостями, тому при виконанні експлуатаційних розрахунків застосовується усереднена величина швидкості.

Це пояснюється, з одного боку, гарною динамічністю сучасних вантажних автомобілів, зокрема більшим запасом потужності, що дозволяє переборювати збільшення опору руху без помітного зниження швидкості. З іншого боку, навантаження на автомобіль є одним з безлічі факторів, що визначають швидкість, однак кваліфікація водія, щільність і інтенсивність руху, ширина проїзної частини, кількість «перетинань» пішохідних переходів і засобів регулювання рухом, впливають на середньотехнічну швидкість автомобіля, незалежно від ступеня завантаження. У дійсності при збільшенні вантажопідйомності і її використанні змінюються такі показники, як швидкість руху й час навантаження-вивантаження [4]. При цьому швидкість зменшується, а час збільшується. Це сукупне явище може викликати зниження продуктивності. Для подальших досліджень були виконані хронометражні спостереження за зміною фактичного завантаження при зміні конструкції автомобіля з можливістю укладання піддонів у два яруси (згідно експериментальних даних).

У відповідності результатів експерименту за умови, що $t_{н-р}$, $V_{ст}$, $l_{ві}$ -const, $W = f(q\gamma)$, спостерігаємо, що продуктивність зростає від 1,3 до 1,8 рази.

В подальшому вивченні зміни швидкості середньотехнічної від зміни фактичного завантаження автомобіля згідно отриманих експериментальних значень побудуємо графік залежностей (Рис. 1). На рисунку умовно відзначимо максимальне значення середьотехнічної швидкості $V_{ст}^{a\max} = 49$ км/год і отримане мінімальне значення ($V_{ст}^{a\min}$) =47 км/година, K_v — коефіцієнт який характеризує відхилення фактичної швидкості технічної від максимально передбаченої при русі порожнього автомобіля без вантажу й додаткової маси за рахунок модернізації кузова.

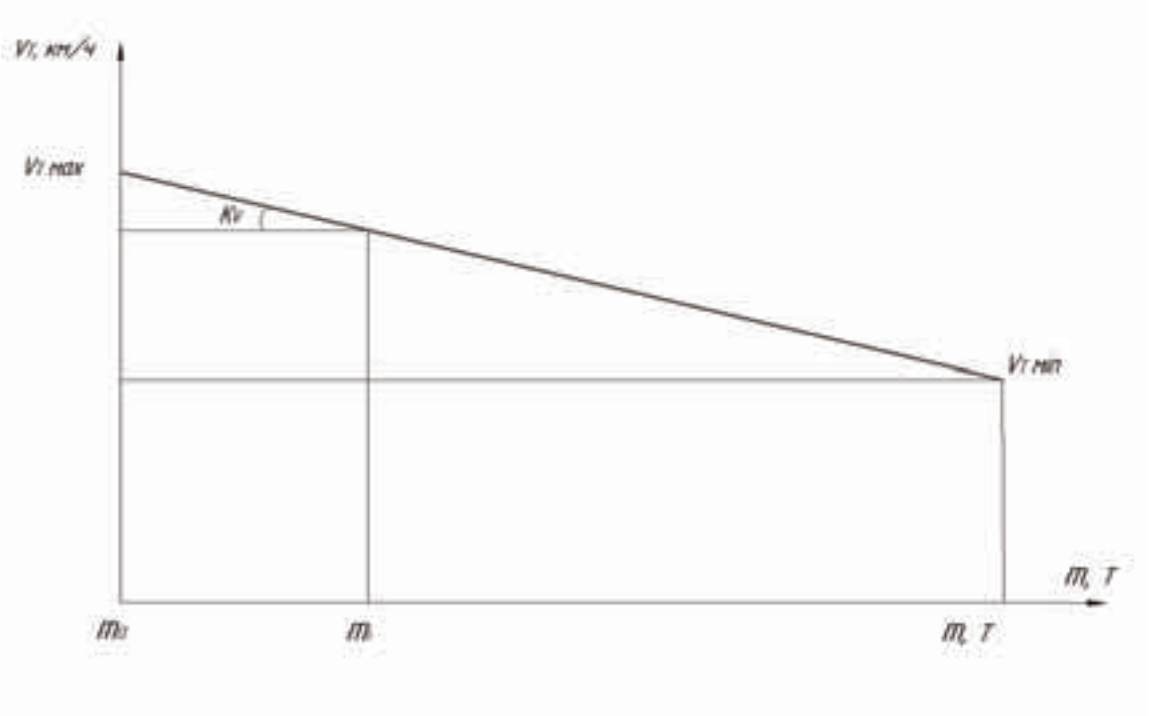


Рис. 1. Зміна технічної швидкості порожнього автомобіля при зміні спорядженої маси за рахунок збільшення фактичного завантаження кузова і його модернізації

Вивчаючи характер зміни швидкості технічної від ступеня зміни спорядженої маси, масу фактично завантаженого автомобіля в один ярус, пропонується визначити за наступною залежністю:

$$m_a = m_0 + \lambda \cdot (m_{\max} - m_0), m, \qquad (3)$$

де m_a — сумарна маса автомобіля з урахуванням фактичного завантаження кузова, т;

m_0 — маса порожнього автомобіля,т;

$m_{\max}$ — маса автомобіля з урахуванням фактичного завантаження кузова і його модернізації,т;

λ — значення коефіцієнта використання вантажопідйомності (0…..1).

Далі визначаємо середньотехнічну швидкість фактичного сумарно завантаженого автомобіля за наступною формулою:

$$V_{cm}{}^{a} = V_{cm}{}^{a\max} - K_v \cdot (m_a - m_0), км/год, \quad (4)$$

де m_a — маса автомобіля з урахуванням фактичного завантаження кузова, т, за умови що m_a змінюється від m_0 …… $m_{\max}$;

m_0 — маса порожнього автомобіля;

$V_{cm}{}^{a\max}$ — технічна швидкість автомобіля з урахуванням фактичного завантаження кузова і його модернізацій, км/год;

$V_{cm}{}^{a}$ — технічна швидкість автомобіля з урахуванням фактичного завантаження кузова, км/год;

K_v — коефіцієнт, який характеризує відхилення фактичної технічної швидкості від максимально передбаченої при русі порожнього автомобіля без вантажу й додаткової маси за рахунок модернізації кузова (0…….1) або 1…… $\left[\frac{m}{m_0}\right]$

З урахуванням коефіцієнта використання вантажопідйомності технічну швидкість фактичного завантаженого автомобіля визначаємо за наступною залежністю:

$$V_{cm}{}^{a} = V_{cm}{}^{a\max} - K_v \cdot \lambda \cdot (m^{\max} - m_0), км/год, \quad (5)$$

Коефіцієнт Kv визначаємо за залежністю:

$$K_v = \left[1 - \left(\frac{V_{\min}}{V_{\max}}\right)\gamma\right], \quad (6)$$

де $V_{cm}{}^{a\min}$ — середньотехнічна швидкість автомобіля з урахуванням фактичного завантаження кузова і його модернізацій, км/год;

$V_{cm}{}^{a\max}$ — середньотехнічна швидкість автомобіля без обліку фактичного завантаження кузова і його модернізацій, км/ч.

У результаті подальших перетворень швидкість середньотехнічну фактичного завантаженого автомобіля визначаємо за наступною формулою:

$$V = V^{\max}\left[1 - \left(\frac{V_{\min}}{V_{\max}}\right)\gamma\right],\ км/год. \quad (7)$$

$$V_{cm}{}^{a} = V_{cm}{}^{a\max} - K_v \cdot \lambda = V^{a\max}{}_{cm} - \gamma \cdot (V_{\max} - V_{\min}), км/год, \quad (8)$$

Згідно отриманих даних відповідно до експериментальних даних дотримується наступна умова:

$$0{,}96 \le \frac{V_{\min}}{V_{\max}} \le 0{,}98,\ км/год. \quad (9)$$

У результаті отриманих експериментальних даних щодо значень середньотехнічної швидкості й виконаних залежностей (3)—(8), отримуємо залежності середньотехнічних швидкостей автомобіля з урахуванням фактичного завантаження кузова:

$$V_a = V_{пор} \cdot \left(1 - 0{,}02 \cdot \frac{q\gamma_a}{q_н}\right),\ км/год; \qquad (10)$$

— автомобіля з урахуванням фактичного завантаження кузова і його модернізацій, км/год.

$$V_к = V_{пор} \cdot \left(1 - 0{,}03 \cdot \frac{q\gamma_к}{q_н}\right),\ км/год. \qquad (11)$$

де $V_{пор}$ — середньотехнічна швидкість автомобіля порожнього без урахування фактичного завантаження кузова і його модернізацій, км/год;

$V_{пор}$, $V_к$ — середньотехнічна швидкість звичайного транспортного засобу і транспортного засобу з додатковим обладнанням, км/год;

$q\gamma_н{}^а$, $q\gamma_н{}^к$ — фактичне завантаження, відповідно звичайного транспортного засобу, і транспортного засобу з додатковим обладнанням, т.

Отримані залежності були використані при розробці методики для одержання критеріїв ефективності використання транспортного засобу, а також при оперативному плануванні перевезень. Різноманіття вимог, пропонованих до технічних засобів автомобільного транспорту, і відсутність єдиного комплексного вимірника поряд з необхідністю всебічної характеристики роботи цих засобів привели до появи великої кількості способів і критеріїв оцінки ефективності.

Однак результати викладених теоретичних положень [4–10] і проведені дослідження дозволяють стверджувати, що не завжди в результаті скорочення витрат часу на навантажувальні роботи зростає продуктивність автомобілів. Ефект від зменшення часу навантаження виходить тоді, коли за плановий час знаходження в наряді можна виконати додатково хоч одну їздку. Якщо цього не відбувається, то не виробляється додаткової продукції, за рахунок якої можна було б окупити засіб, внесені на організацію й механізацію вантажно-розвантажувальних робіт безпосередньо на автомобільному транспорті.

З огляду на те, що на зазначені показники впливає велика кількість причин імовірнісного характеру, їхній взаємозв'язок може бути встановлений за допомогою кореляційного аналізу.

Загальний час простою автомобіля під навантаженням-розвантаженням ($t_{заг\ н-р}$) — це час між прибуттям і вибуттям автомобіля у відправника вантажу й вантажоодержувача. Воно включає час очікування навантаження-розвантаження ($t_{оч}$), час маневрування автомобіля в пунктах навантаження-розвантаження ($t_{манер}$), час виконання вантажно-розвантажувальних операцій ($t_в$) і час оформлення документів ($t_{оф}$):

$$T_{заг\ н-р} = t_{маневр} + t_{оч} + t_в + t_{н-р} + t_{оф}, год. \qquad (12)$$

При зважуванні вантажів на автомобільних вагах норма часу збільшується на 4 хв, при зважуванні вантажів на десяткових або сотенних вагах — на 9…18 хв, залежно від вантажопідйомності автомобіля.

На кожний заїзд автомобіля, у проміжні пункти навантаження й розвантаження встановлюється додаткова норма часу 9 хв, а при навантаженні й розвантаженні вантажів, що вимагають особливої обережності, а саме легковагових пакетованих тарно-штучних вантажів, що вимагають перерахування, граничні норми часу збільшуються ще на 25%.

Об'єднавши час на очікування навантаження-розвантаження ($t_{оч}$), час маневрування ($t_{манер}$), та час на оформлення документів ($t_{оф}$), умовно можна позначити як час технічних операцій ($t_{техніч}$), а час безпосередньо витрачений на виконання вантажно-розвантажувальних операція позначимо як ($t_{технол}$), тоді формула (12) прийме наступний вид:

$$T_{заг\ н-р} = t_{техніч} + t_{технол}, год. \qquad (13)$$

З метою уточнення сумарного часу, затрачуваного на виконання вантажно-розвантажувальних операцій пакетованих легковагих вантажів зробили хронометражні спостереження та з урахування доповнень формули (13), загальний час на навантаження-розвантаження прийме наступний вид:

$$t_{заг\ н-р} = t_{техніч} + t_1 \cdot q\gamma, год, \qquad (14)$$

де t_1 - час на навантаження однієї тонни, т;

$q\gamma$ — фактичне завантаження, т.

У відповідності таблиці експериментальних даних та відповідності наступних умов, що $q\gamma$, $V_{ст}$, $l_{ві}$ -const, $W = f(t_{н-р})$, бачимо, що продуктивність знижується в 2 рази при збільшенні часу навантажування-розвантаження, тобто можна стверджувати, що залежність між фактичним завантаженням і часом наватаження-розвантаження — лінійна.

Надалі вивчені зміни часу на завантаження модернізованого й звичайного автомобіля від ступеня завантаження кузова, згідно отриманих експериментальних значень побудуємо графік залежностей (Рис. 2). На малюнку умовно відзначимо максимальне значення часу навантажування-розвантаження (tmax) і отримане мінімальне значення (tmin),

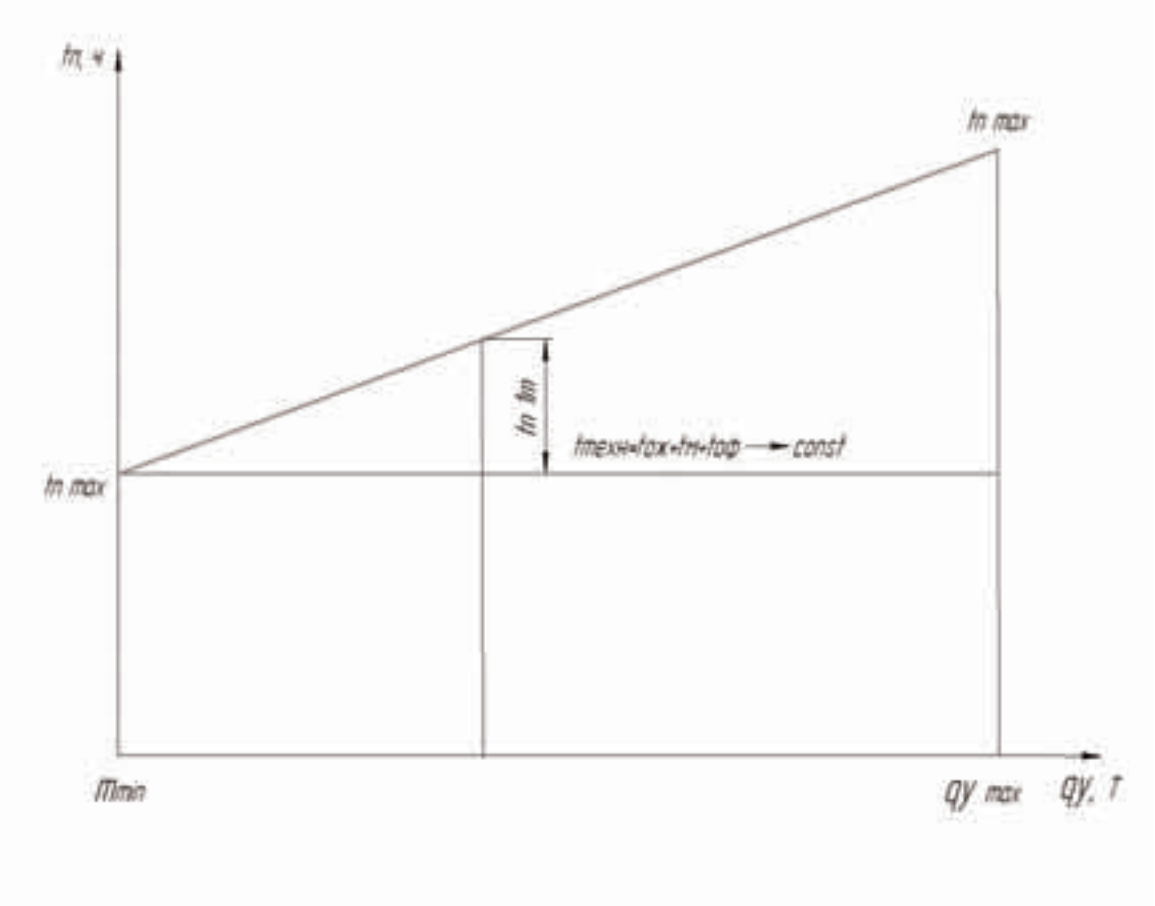


Рис. 2. Зміна значень експерименту при зміні часу навантаження за рахунок збільшення фактичного завантаження кузова і його модернізації

У результаті отриманих експериментальних даних значення часу на завантаження модернізованого й звичайного автомобіля від ступеня завантаження кузова й виконаних технічних змін (12, 13) одержали залежності часу на навантаження — розвантаження автомобіля з урахуванням фактичного завантаження кузова:

$$t_{авт} = t_{техніч} + t_{1m} \cdot q\gamma_a, год; \qquad (15)$$

— автомобіля з урахуванням фактичного завантаження кузова і його модернізацій, км/ч.

$$t_к = t_{техніч} + t_{1т} \cdot q\gamma_к, год. \quad (16)$$

Враховуючи фактори та зв'язок параметрів технологічного процесу перевезень, модель продуктивності відповідно умов перевезень та разового обсягу перевезень, з урахуванням виконаних перетворень (3)—(16) має наступний вигляд, відповідно для звичайного автомобіля фактично разового обсягу перевезень без модернізації (W_a), і автомобіля обладнаного спеціальним обладнанням, з можливістю збільшити разовий обсяг перевезень ($W_к$):

$$W_a = \frac{q_{н^a}\gamma_a \cdot \beta_i \cdot (V^{пор}{}_{ст} \cdot (1 - 0{,}02 \cdot \frac{q_{н^a}\gamma_a}{q_{\ н^a}}))}{l_{в.її} + \beta ї \cdot (V^{пор}{}_{ст} \cdot (1 - 0{,}02 \cdot \frac{q_{н^a} y_a}{q_{н^a}})) \cdot (t_a{}^{техн}{}_{н-р} + (t_{1ma} \cdot q_{н^a}\gamma^a))}, m; \quad (17)$$

$$Wк = \frac{q_{н^к}\gamma_к \cdot \beta_i \cdot (V^{пор}{}_{ст} \cdot (1 - 0{,}03 \cdot \frac{q_{н^к}\gamma_к}{q_{\ н^к}}))}{l_{в.її} + \beta ї \cdot (V^{пор}{}_{ст} \cdot (1 - 0{,}03 \cdot \frac{q_{н^к} y_к}{q_{н}{}^к})) \cdot (t_к{}^{техн}{}_{н-р} + (t_{1mк} \cdot q_{н^к}\gamma^к))}, m; \quad (18)$$

Нерівність (2), з урахуванням виконаних перетворень прийме наступний вид:

$$\frac{q_{н^a}\gamma_a \cdot \beta_i \cdot (V^{пор}{}_{ст} \cdot (1 - 0{,}02 \cdot \frac{q_{н^a}\gamma_a}{q_{\ н^a}}))}{l_{в.її} + \beta ї \cdot (V^{пор}{}_{ст} \cdot (1 - 0{,}02 \cdot \frac{q_{н^a} y_a}{q_{н^a}})) \cdot (t_a{}^{техн}{}_{н-р} + (t_{1ma} \cdot q_{н^a}\gamma^a))} \le \frac{q_{н^к}\gamma_к \cdot \beta_i \cdot (V^{пор}{}_{ст} \cdot (1 - 0{,}03 \cdot \frac{q_{н^к}\gamma_к}{q_{\ н^к}}))}{l_{в.її} + \beta ї \cdot (V^{пор}{}_{ст} \cdot (1 - 0{,}03 \cdot \frac{q_{н^к} y_к}{q_{н}{}^к})) \cdot (t_к{}^{техн}{}_{н-р} + (t_{1mк} \cdot q_{н^к}\gamma^к))}, m; \quad (19)$$

$$\frac{q_{н^a}\gamma_a \cdot \beta_i \cdot (V^{пор}{}_{ст} \cdot (1 - 0{,}02 \cdot \gamma_a{}'))}{l_{в.її} + \beta ї \cdot (V^{пор}{}_{ст} \cdot (1 - 0{,}02 \cdot \gamma_a{}')) \cdot (t_a{}^{техн}{}_{н-р} + (t_{1ma} \cdot q_{н^a}\gamma^a))} \le \frac{q_{н^к}\gamma_к \cdot \beta_i \cdot (V^{пор}{}_{ст} \cdot (1 - 0{,}03 \cdot \gamma'_к))}{l_{в.її} + \beta ї \cdot (V^{пор}{}_{ст} \cdot (1 - 0{,}03 \cdot \gamma_к{}')) \cdot (t_к{}^{техн}{}_{н-р} + (t_{1mк} \cdot q_{н^к}\gamma^к))}, m. \quad (20)$$

Визначення взаємозв'язку параметрів транспортного процесу, стосовно до перевезення легковагових пакетованих тарно-штучних вантажів в особливо малій системі, дозволило доповнити модель продуктивності роботи транспортних засобів з метою більше коректного вибору раціонального транспортного засобу, а також оцінки ефективності використання спеціалізованих транспортних засобів, які зможуть дозволити збільшувати фактичне завантаження вантажу з низьким коефіцієнтом використання вантажопідйомності.

Висновок

Знайшли й включили взаємозв'язки параметрів транспортного процесу, стосовно до перевезення легковагових пакетованих тарно-штучних вантажів в особливо малій системі (маятниковому маршруті зі зворотним порожнім пробігом) і доповнити модель продуктивності транспортних засобів у разі використання технічно дообладнаного транспортного засобу з можливістю збільшення фактичного завантаження. Також отримані знання дозволять в подальшому продовжити вивчення оцінки ефективності використання спеціалізованих транспортних засобів, які зможуть дозволити збільшувати фактичне завантаження вантажу з низьким коефіцієнтом використання вантажопідйомності та проаналізувати ступінь впливу взаємозв'язків параметрів транспортного процесу на економічні показники та показників ефективності проекту доцільності переобладнання автомобілів.

Список літератури

1. Калинин А. В. Проблемы повышения производительности и оценки эффективности использования автотранспортного средства при перевозке мелкоштучных пакетированных грузив / Калинин А. В. // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту — 2010. — № 3 — С. 28–33.

2. Енглезі І. П. Аналіз технічних розробок транспортних засобів для перевезення партійних тарно-штучних вантажів з метою підвищення ефективності їх використання / Енглезі І. П., Калінін О. В. // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту — 2011. — № 1 — С. 30–34.

3. Энглези И. П. К анализу подходов, касающихся выбора раціонального типа транспортного средства и оценки его применения при перевозке пакетированных тарно-штучных грузов / Энглези И. П., Калинин А. В. // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту — 2011. — № 2 — С. 17–20.

4. Николин В. И. Автотранспортный процесс и оптимизация его элементов. — М.: Транспорт, 1990. – 191 с.

5. Воркут А. И. Грузовые автомобильные перевозки. — Киев: Вища школа, 1986. — 447с.

6. Автомобильные перевозки. Афанасьев Л. Л. и др. М.: Изд-во «Транспорт, 1973. — 320с

7. Транспортная логистика / Под ред. Миротина Л. Б. М: МГАДИ, 1996. — 215 с.

8. Чеботаев А. Народнохозяйственная эффективность специализированных автомобилей. // Автомобильный транспорт. — 1981. — № 3. — С. 16–19.

9. Горев А. Э. Грузовые автомобильные перевозки: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / А. Э. Горев, Е. М. Олещенко. — 5-е изд., испр.-М.: Издательский центр «Академия», 2008. — 288 с.

10. Воркут А. И. Разработка теоретических основ и методов рациональной организации транспортного процесса при автомобильных перевозах партионных грузив. Дис…. д-ра техн. наук: 05.22.10. — К., 1987. — 299 с.

11. Бабков В. Ф. Дорожные условия и безопасность движения: Учебник для вузов. — М.: Транспорт, 1993. — 271 с.

Аннотация. *На основе выполненного анализ существующей модели производительности транспортного средства, предложена новая, применительно к перевозке легковесных пакетированных тарно-штучных грузов с учетом взаимозависимости параметров транспортного процесса перевозки в особо малой системе*

Abstract. *On the basis of executed there is an analysis of existent model of the productivity of transport vehicle, the new is offered, as it applies to transportation of the light-weight palletized packing-case-piece loads taking into account interdependence of parameters of a transport process of transportation in the especially small system.*

Стаття надійшла до редакції 01.12.2011 р.

УДК 656.053; 656.13

ЖУК М. М., к.т. н., доцент; КОВАЛИШИН В. В., аспірант,
Національний університет «Львівська політехніка»

МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ ВПЛИВУ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО СТАНУ ВОДІЯ НА ЧАС РЕАКЦІЇ У СКЛАДНИХ І ПРОСТИХ СИТУАЦІЯХ

У статті описана методика проведення досліджень часу реакції водія у складних та простих ситуаціях, враховуючи його функціональний стан. Дана методика дозволяє дослідити час реакції однієї і тієї ж людини в залежності від її психофізіологічних показників.

Постановка проблеми

Однією з основних причин дорожньо-транспортних подій (ДТП) на автомобільному транспорті є людський чинник, а саме вплив функціонального стану (ФС) водія на його дії в екстремальних умовах. В залежності від впливу зовнішніх факторів та функціонального стану, водій по різному аналізує інформацію, що в деяких випадках призводить до помилкових рішень чи дій [1]. Тому актуальною проблемою є розробка методики дослідження впливу ФС водія на час реакції в складних та простих ситуаціях.

Аналіз останніх досліджень

На сьогоднішній день існує досить багато методів дослідження часу реакції людини-оператора. Серед вчених, які займалися цим питанням, треба відмітити

Н. А. Ігнатова, В. А. Іларіонова, В. М. Мишуріна, Р. М. Баєвського, Е. М. Лобанова,

Г. І. Клинковштейна, В. И. Коноплянка, Д. Клеберсберга. Кожен із них займався дослідженням часу реакції при впливі різних чинників на водія як в реальних, так і лабораторних умовах. Для визначення часу реакції раніше використовувався спеціальний прилад — «реакціометр», що був запропонований В. П. Макаровим, В. А. Коростилевим та В. І. Булкіним [2].

Формування задачі досліджень

Час реакції водія — це прояв дуже складного психічного процесу. Розуміння, прогнозування й управління цією реакцією можливо лише при умові виявлення психофізіологічних механізмів всього процесу сприйняття. При дослідженні відповіді водія на подразники, без врахування його функціонального стану, неможливо пояснити такі чинники, як: неоднозначність часу реакції на один і той же сигнал, зміна реакції в часі або поява часу реакції меншої величини при значній втомі у порівнянні з періодом оптимальної працездатності [3].

Тому дуже важливо при дослідженні часу реакції водія врахувати його психофізіологічні особливості, що дасть можливість визначити який час реакції людини при різних її функціональних станах. Ці зміни ФС найбільше проявляються в особливостях діяльності серцево-судинної системи, яка є своєрідним індикатором адаптаційно-пристосувальної діяльності організму [4].

Основний розділ

Окремі періоди роботи водія, наприклад, при русі автомобіля на великій швидкості, потребують максимальної концентрації та швидкої реакції. Якість роботи водія в цих випадках залежить від швидкості та точності відповідних реакцій на подразники (натискання на педаль гальм, поворот керма, переключення передачі). Така відповідь на подразники називається психомоторною реакцією [2].

Поняття «психомоторна реакція», або «час реакції» трактується по-різному. Найчастіше під часом реакції розуміється період часу, що включає в себе час виявлення подразника, впізнання, прийняття рішення та відповідну дію [5]. В кожній психомоторній реакції розрізняють: прихований (латентний) період, тобто час від моменту появи подразника до початку відповідної дії; та період реалізації конкретної дії — час від початку до завершення дії (рис. 1).

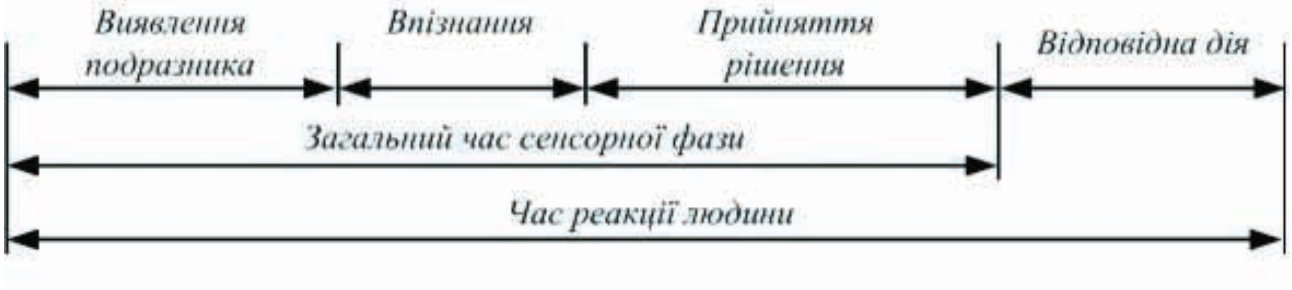


Рис. 1. Складові часу реакції людини на подразник

Реакції мажуть бути простими і складними. Проста реакція — це можливість швидко, однозначно реагувати на наперед відомий сигнал. Час прихованого періоду простої рухової реакції на появу сигналу приблизно становить 0,2с. Складна реакція пов'язана з вибором потрібної дії із ряду можливих. Вона вимагає значно більше часу. Вважається, що середній час складної реакції водія складає 0,8–1,0с. Цей час може змінюватися в межах від 0,4 до 1,5с [2].

Від часу реакції водія в більшості випадків залежить гальмівний шлях автомобіля при екстреному гальмуванні. Тому дослідження цієї психомоторної реакції та можливість її зменшення має важливе значення для підвищення безпеки дорожнього руху [2].

Для визначення часу реакції водія була розроблена комп'ютерна програма, яка включає в себе два тести. За допомогою цієї програми можна досліджувати реакцію водія у складних та простих ситуаціях. Головне вікно програми зображено на рисунку 2.

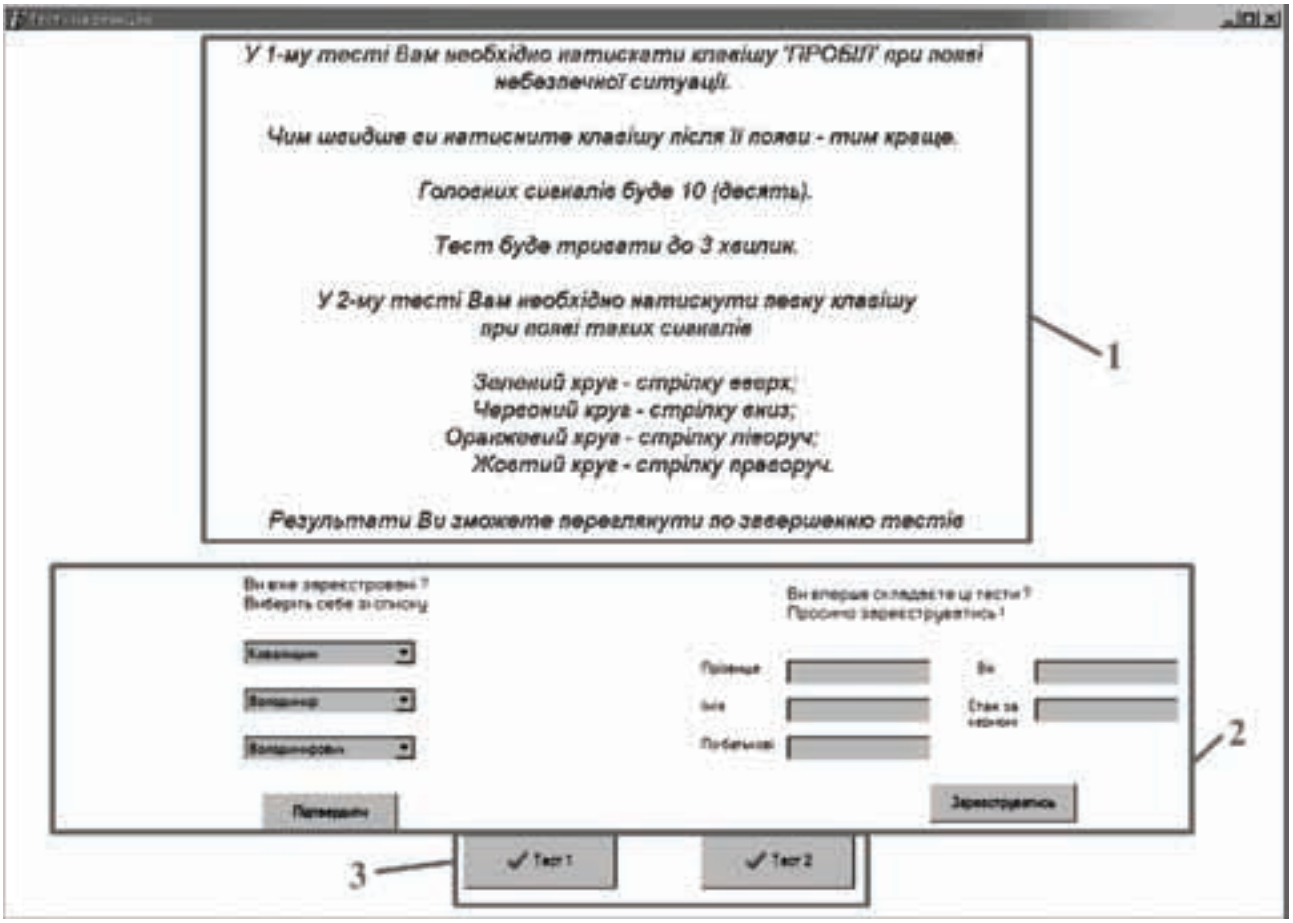


Рис. 2. Головне вікно програми тесту з визначення часу реакції людини: 1, 2, 3 — блоки програми

Перший тест даної програми був побудований на основі небезпечних ситуацій, які трапляються з водіями під час руху. Основна мета — розпізнати небезпечну ситуацію на картинці, що з'являється серед інших, та відреагувати на неї (рис. 3).

У другому тесті потрібно на кожен сигнал, який подається на екран, реагувати відповідною дією. Таким способом ми отримуємо складну реакцію водія на подразники.

Після завершення тестів на екран виводиться наступна інформація:

– середній час реакції при проходженні тесту;
– кількість правильних реакцій.

Кількість правильних реакцій при першому та другому тесті оцінюється у відсотках за формулою:

$$ПР=\frac{A_1}{A_2}\times 100, \quad (1)$$

де ПР — кількісна характеристика правильних реакцій;

A_1 — кількість правильних реакцій;

A_2 — кількість важливих реакцій.

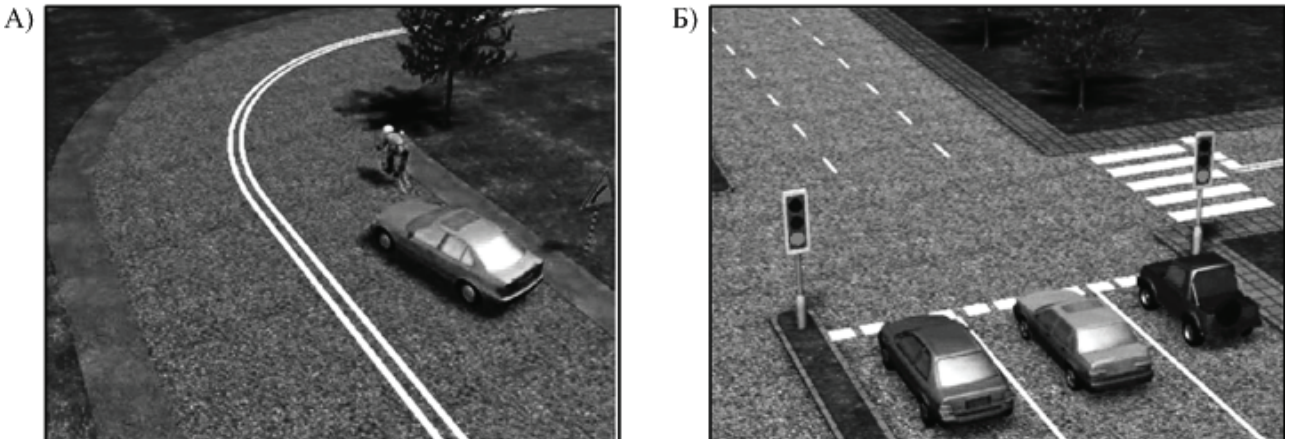


Рис. 3. Перший тест програми з визначення реакції людини: А — небезпечна ситуація, на яку потрібно відреагувати, Б — безпечна ситуація, яку потрібно проігнорувати

План дослідження також передбачав паралельно проведення оцінювання ФС. Це було здійснено за допомогою холтерівського моніторингу ЕКГ. Холтерівський електрокардіографічний моніторинг з аналізом варіабельності серцевого ритму (ВСР) проводився за допомогою програмно-апаратного комплексу холтерівського моніторингу ЕКГ «Cardio Sens».

Аналіз ВСР є методом оцінки стану механізмів регуляції фізіологічних функцій в організмі людини, зокрема, загальної активності регуляторних механізмів, нейрогуморальної регуляції серця, співвідношення між симпатичним і парасимпатичним відділами вегетативної нервової системи. Для аналізу ВСР було використано такі показники, як: індекс напруження (ІН) та показник активності регуляторних систем (ПАРС) [4,6].

Індекс напруження — це показник, що використовується при оцінці ступеня напруження регуляторних механізмів на основі варіаційного розкиду частоти серцевого скорочення [4].

Для оцінки окремих станів і характеристик системи регуляції ритму серця визначення ПАРС здійснюється в балах від 1 до 10 [6]. ПАРС дозволяє диференціювати різні ступені напруги регуляторних систем і оцінювати адаптаційні можливості організму. На підставі аналізу значень ПАРС можуть бути зафіксовані наступні функціональні стани [4]:

1. Стан оптимальної (робочого стану) напруги регуляторних систем, необхідний для підтримки активної рівноваги організму з середовищем (норма ПАРС=1-2).
2. Стан помірної напруги регуляторних систем, коли для адаптації до умов навколишнього середовища організму потрібні додаткові функціональні резерви. Такі стани виникають у процесі адаптації до трудової діяльності, при емоційному стресі або при дії несприятливих екологічних факторів (ПАРС=3-4).
3. Стан вираженої напруги регуляторних систем, який пов’язаний з активною мобілізацією захисних механізмів, у тому числі підвищенням активності симпатико-адреналінової системи (ПАРС=4-6).
4. Стан перенапруги регуляторних систем, для якого характерна недостатність захисно-пристосувальних механізмів, їх нездатність забезпечити адекватну реакцію організму на вплив факторів навколишнього середовища. Тут надлишкова активація регуляторних систем вже не підкріплюється відповідними функціональними резервами (ПАРС = 6–7).
5. Стан виснаження регуляторних систем, при якому активність керуючих механізмів знижується (недостатність механізмів регуляції) і з’являються характерні ознаки патології. Тут специфічні зміни чітко переважають над неспецифічними (ПАРС =7–8).
6. Стан «зриву» адаптаційних механізмів (зрив адаптації), коли домінують специфічні патологічні відхилення і здатність адаптаційних механізмів до саморегуляції частково або повністю порушена (ПАРС=8-10).

Крім того, ПАРС дає можливість класифікувати на 4-и функціональних стани водія [4]:

– стан норми або стан задовільної адаптації (ПАРС = 1–3);
– стан функціональної напруги (ПАРС = 4–5);
– стан перенапруження або стан незадовільної адаптації (ПАРС=6-7);
– стан виснаження регуляторних систем або зрив адаптації (ПАРС=8-10).

Результати досліджень впливу функціонального стану водія на час реакції в складних та простих ситуаціях наведено на рисунках 4 та 5.

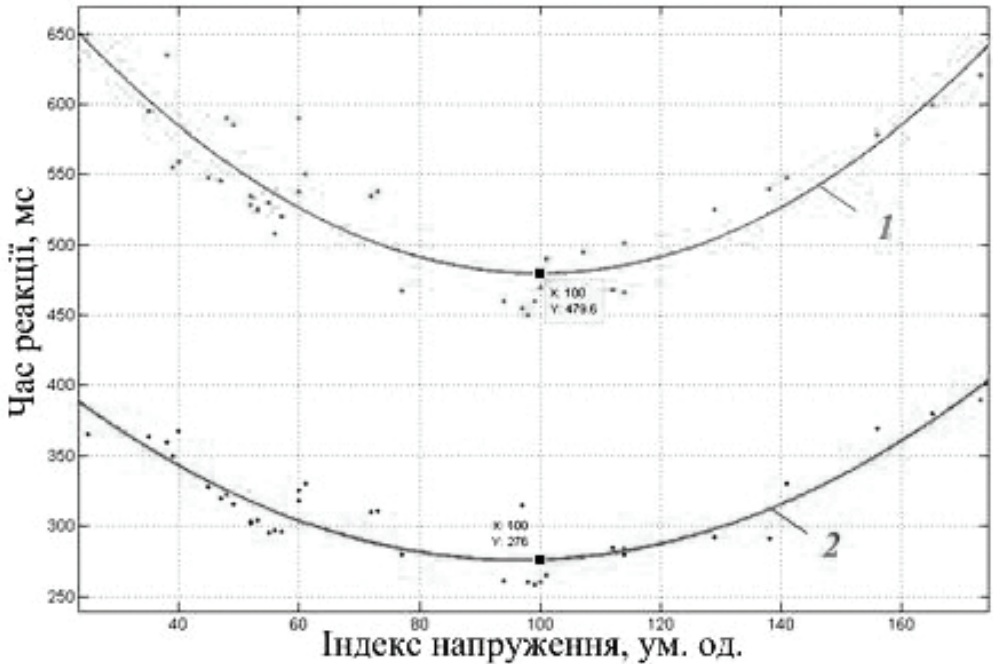


Рис. 4. Залежність часу реакції людини від індексу напруження: 1 — складна реакція;2 — проста реакція

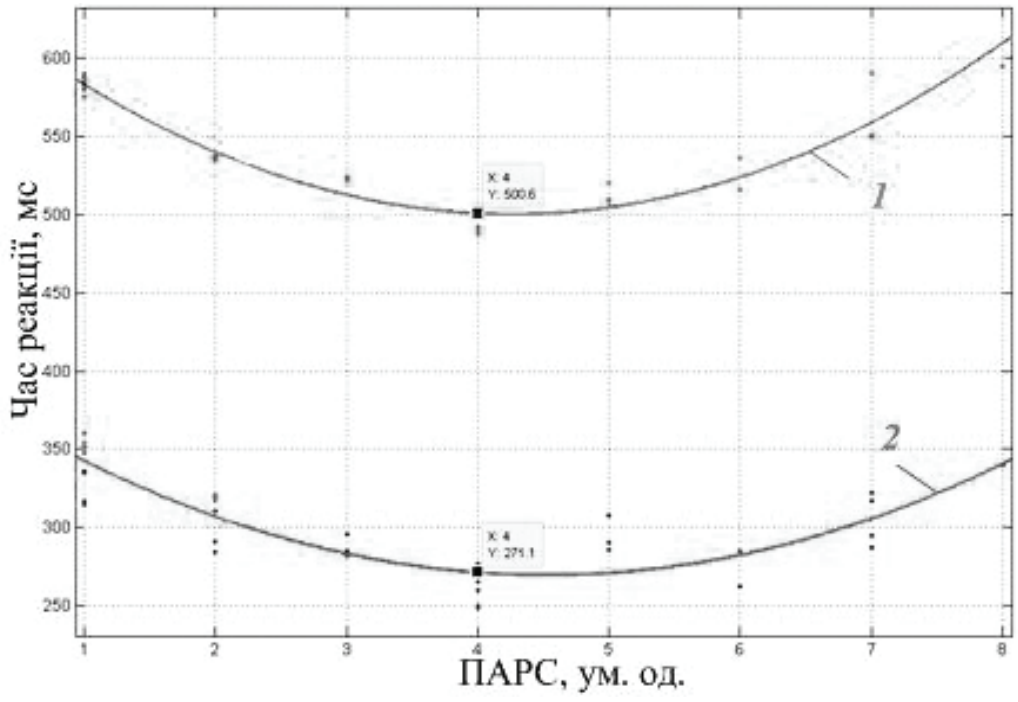


Рис. 5. Залежність часу реакції людини від ПАРС: 1 — складна реакція; 2 — проста реакція

На цих рисунках наведена залежність часу реакції водія від індексу напруження та ПАРС відповідно. Як видно, функціональний стан водія впливає на час реакції як в простій, так і складній ситуації. В кожного водія є свій оптимальний ФС, при якому він здатен найкраще реагувати на подразники. Це відбувається тому, що при відхиленні в «+» чи «-» значень показників ІН та ПАРС погіршується функціональний стан водія, а в результаті і час його реакції. В даному випадку найкращий час реакції в простій ситуації — 275мс, в складній — 490мс при індексі напруження — 100 та ПАРС — 4.

Висновки

Проведені дослідження дозволили визначити зміну часу реакції водія залежно від його функціонального стану в простих та складних ситуаціях. Можна зробити висновок, що реакція однієї і тієї ж людини залежить від її психофізіологічних показників.

З допомогою цієї методики можна визначити оптимальний функціональний стан водія при якому час реакції є мінімальним.

Відхилення значень показників ІН та ПАРС за межі норми свідчить про погіршення функціонального стану водія, що призводить до збільшення часу реакції, а в кінцевому випадку до виникнення аварійної ситуації на дорозі.

Список літератури:

1. Mygal G. Functional state of an operator. System approach / G. Mygal // NATO — work group «Operator functional state and impaired performance in complex work environments» / Ciocco, Italy, 2002.

2. Обучение на автомобильных тренажерах / Н. А. Игнатов, В. А. Иларионов, М. В. Кошелев, В. М. Мишурин. — М.: ДОСААФ, 1977. — 96 с.

3. Лобанов Е. М. Проетировиние дорог и организация движения с учотом психофизиологии водителя / Е. М. Лобанов. — М.: Транспорт, 1980. — 311 с.

4. Баевский Р. М. Прогнозирование состояний на грани нормы и патологии / Р. М. Баевский. — М.: Медицина, 1979. — 298 с.

5. Клебельсберг Д. Транспортная психология: пер. с нем. / под. ред. В. Б. Мазуркевича. — М.: Транспорт, 1989. — 367 с.

6. Доля В. К. Пасажирські перевезення: підручник / В. К. Доля. — Х.: Видавництво «Форт», 2011. — 504 с.

Аннотация. *В статье описана методика проведения исследований времени реакции водителя в сложных и простых ситуациях, учитывая его функциональное состояние. Данная методика позволяет исследовать время реакции одного и того же человека в зависимости от его психофизиологических показателей.*

Abstract. *This article describes the methodology of research driver's reaction time in complex and simple situations, considering its functional state. This methodology allows to investigate the reaction of the same person, depending on its psycho-physiological indicators.*

Стаття надійшла до редакції 29.08.2011 р.

УДК 629.113.004

МАСТЕПАН С.М., к.т.н, Харківський національний автомобільно-дорожній університет;
ВОЛОБУЄВА С.М., к.т.н, ст. викл., Донецька академія автомобільного транспорту;
КУЗЬМІН С.М., асистент, Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ ДонНТУ;
КАЗМЕРЧУК І.А., маг., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ ДонНТУ

ОЦІНКА ПРОФЕСІЙНОГО РІВНЯ ВИРОБНИЧИХ РОБІТНИКІВ ПІДПРИЄМСТВ АВТОСЕРВІСУ

На основі теоретичних досліджень розроблена модель оцінки трудового потенціалу робітників. Представлена загальна методика оцінки потенціалу робітника, що включає в себе кваліфікаційний розряд, кількість освоєних робітником суміжних і допоміжних професій, освіту і продовження освіти в профільному навчальному закладі, кількості розроблених і впроваджених технічних і технологічних рішень, підвищення кваліфікації.

Постановка проблеми

Трудовий потенціал є одним з важливих елементів процесу виробництва послуг автосервісу. Ринок автосервісних послуг інтенсивно розвивається і це призводить до необхідності якісних змін в підготовці виконавців виробничого процесу. Сучасним тенденціям розвитку автосервісу характерний перехід в професійній підготовці до більш вагомих чинників, які характеризуються використанням фундаментальних знань про процеси, інформаційних технологій, потребують більшої інтелектуальної складової в підготовці. Посилення конкуренції на ринку послуг призводить до підвищення вимог до якості робочої сили. Пріоритетними властивостями виконавців виробничого процесу стають вміння аналізувати, співставляти, прогнозувати, розраховувати, брати на себе ініціативу і відповідальність. Це і визначає актуальність проблеми.

Аналіз досліджень і публікацій

Прискорення темпів науково-технічного прогресу потреб у своєчасної відповідної адаптаціїі поновлення знань, умінь, навичок робітників. Відповідно до цього приділяється увага оцінці трудового потенціалу і підвищенню його професійної якості.

За даними академіка Макарова В.Л. з усього обсягу знань, якими володіє людство, 90% отримано за останні 30 років [1].

Розглядаючи питання функціонування виробничих процесів, дослідники в основному пов'язують якість робочої сили з протіканням процесу, не враховуючи кількісну оцінку знань. Більшість авторів аналізують кадрове забезпечення виробничих процесів з точки зору вихідних характеристик віку, стажу роботи, кваліфікаційного рівня, освіти тощо [2, 3].

В роботі [4] виділяються критерії, які носять якісний характер. Це, по перше, інтелектуальний критерій, відповідно до якого при визначенні якості робочої сили враховується інтелектуальна характеристика робітника. Другим критерієм є інноваційний критерій — можливість використання, впровадження, апробація, доробка технічних та технологічних інновацій. Без урахування інноваційного чинника оцінка якісної складової робітників буде не точною. Важливим є також соціальний критерій, який характеризується рівнем загальної культури, моральністю.

В роботі [5] автори відзначають важливі зміни, що відбулися у змісті та характері праці, що проявляється в ускладненні виконуваних функцій, в унікальності і глибокій спеціалізації багатьох професій, зміщення акценту на знання, а не на навички і вміння, зменшення фізичного і збільшення нервово-психічного навантаження.

Мета і постановка задачі

Метою роботи є підвищення якості послуг на підприємствах автосервісу шляхом оцінки і забезпечення ефективності функціонування трудового потенціалу.

Задачами досліджень є аналіз базових принципів організації і управління виробничим трудовим потенціалом в сфері виробництва послуг автосервісу, розробка метода оцінки рівня трудового потенціалу виробничих робітників.

Вирішення задачі

Трудовий потенціал кожного працівника містить психофізіологічний потенціал (стан здоров'я, працездатність, витривалість, тип нервової системи і т. п.), кваліфікаційний потенціал (обсяг загальних і спеціальних знань, навичок і умінь), соціальний потенціал (свідомість і соціальна зрілість, інтереси, потреби).

При аналізі і оцінці рівня використання робітників на підприємстві та удосконаленні кадрового забезпечення найчастіше використовують три основні підходи до визначення оптимальної або раціональної чисельності основних виробничих робітників: маржиналістичний, експертно-статистичний, аналітично-нормативний [6, 7].

Маржиналістичний підхід базується на аналізі граничних можливостей робітників, максимальній продуктивності при виробництві послуг. Визначення чисельності робітників здійснюється на основі оптимізації витрат як на виконання робіт, так і при оптимізації витратах на інші ресурси: технологічне устаткування, матеріали, запасні частини, тощо, в межах вирішення загальної задачі підвищення ефективності виробництва сервісних послуг.

Експертно-статистичний підхід оснований на теорії масового обслуговування, кореляційному та регресійному аналізі інформації про складові виробничого процесу та на експертному опитуванні фахівців. Він передбачає встановлення статистичних залежностей між чисельністю робітників та складовими виробничого процесу, що визначають і впливають на чисельність. Використовується при визначенні оптимальної чисельності робітників в залежності від параметрів ринку сервісних послуг, плануванні фонду заробітної платні.

Аналітично-нормативний передбачає планування та проектування елементів виробничого процесу (використання трудового потенціалу на окремих дільницях), для створення умов раціональної організації праці. Застосовується при нормуванні трудомісткості робіт, плануванні показників використання робітників, визначенні раціональної або оптимальної їх чисельності. Розрахунки необхідно проводити за видами робіт (слюсарно-механічні, агрегатні, кузовні, тощо). Цей підхід найчастіше використовується на підприємствах автосервісу при плануванні та проектуванні виробничих процесів на певний період.

Загальну оцінку використання робітників доцільно здійснювати аналітично-нормативним методом. При цьому необхідно визначити чисельність робітників P_{ti} за формулою:

$$P_{ti} = \frac{\sum_{i=1} m \sum_{i=1} n (P_{ki} \times H_{ki})}{\Phi_{mi} \times \eta_{ві}}, \qquad (1)$$

де P_{ki} — обсяг послуг k-ї авто сервісної послуги (операції) за плановий період (місяць, квартал, рік) i-ої професійної групи;

H_{ki} — норма трудомісткості одиниці операції k-го виду для робітників i-ої професійної групи;

Φ_{mi} — фонд часу одного технологічного робітника i-ої професійної групи (робочого місця) в плановому періоді.

$\eta_{ві}$ –коефіцієнт використання робочого часу робітниками $\eta_{ві}$ -ої професійної групи. Характеризує співвідношення оперативного і загального часу виробництва послуги і визначається за формулою:

$$\eta_{ві} = \frac{T_O}{T_O + T_З}, \tag{2}$$

де T_O — час, витрачений робітником безпосередньо на виконання операції з ТО і ремонту;

$T_З$ — час, витрачений робітником на отримання матеріалів, запасних частин, інструменту.

Чисельність робітників i -ої професійної групи P_{ti} буде суттєво залежити від коефіцієнта використання робочого часу робітниками, який нормується на рівні 0,8–0,9. В реальних виробничих процесах рівень використання оперативного часу часто знижується до 0,6–0,7. Для підвищення ефективності використання робочого часу необхідно ретельно готувати виробництво, забезпечувати ефективне оперативне управління процесами.

Важливим чинником покращання рівня оперативного часу є збільшення обсягів послуг. Тоді можна провести розмежування функцій по наданню послуг між основними і допоміжними робітниками і точніше спланувати виробничий процес.

Виходячи з сучасних вимог і світового досвіду використання трудового потенціалу на підприємствах автосервісу формується нова кадрова політика, яка передбачає: розвиток трудового потенціалу відповідно до системи стратегічних цілей підприємства; забезпечення адаптованості, гнучкості, швидкої трансформації виконавців виробничого процесу до нових умов функціонування при зміні системи цілей підприємства; ефективність і економічність, і вмотивованість функціонування; забезпечення повного використання особистого потенціалу кожного працівника.

Для оцінки особистого потенціалу робітників доцільно розробити методику обчислення професійного рівня, яка б характеризувала ступінь відповідності рівня їх професійної підготовки і особистісних якостей вимогам функціонального і предметного поділу праці.

Математична модель оцінки індивідуального професійного рівня робітника може бути описаною загальновідомим рівнянням лінійної багатомірної регресії.

В умовах коливань обсягів послуг, інтенсифікації виробництва, інноваційних напрямків розвитку виробництва пріоритетним напрямком кадрової політики стає підвищення гнучкості трудових ресурсів в плані їх використання. Зазначене досягається за рахунок таких форм функціональної гнучкості, як освоєння робочими суміжних та додаткових професій, розробка і впровадження в виробництво технічних і технологічних рішень тощо. Таким чином, перша ознака професійності — кваліфікація, є показником комплексним. Тоді, оцінка кваліфікації i -го робітника K_{vi} буде визначатися залежністю:

$$K_{vi} = a_i + b_1 x_{1i} + b_2 x_{2i} + b_3 x_{3i} + b_4 x_{4i} + b_5 x_{5i}, \tag{3}$$

де a — кваліфікаційний розряд a -го робітника;

x_{1i} — кількість освоєних суміжних професій i -им робітником;

x_{2i} — кількість освоєних допоміжних професій i -им робітником;

x_{3i} — продовження освіти в профільному навчальному закладі i -го робітника;

x_{4i} − кількість розроблених і впроваджених за останні 5 років технічних і технологічних рішень i -им робітником;

x_{5i} — підвищення кваліфікації за останні 5 років i -го робітника;

b_1, b_2, b_3, b_4, b_5 — коефіцієнти, відповідно, кваліфікаційного розряду, кількості освоєних робітником суміжних і допоміжних професій, продовження освіти в профільному навчальному закладі, кількості розроблених і впроваджених за останні 5 років технічних і технологічних рішень, підвищення кваліфікації за останні 5 років.

Методика проведення підготовчих робіт і оцінки потенціалу робітників передбачає такі етапи:

1. Класифікація професій робітників на однорідні групи за напрямками роботи: мідницькі, малярні, агрегатні, тощо.

2. Встановлення переліку ознак і характеристик робітників, за якими передбачається оцінка. Для робітників підприємства автосервісу доцільно враховувати базову освіту, вік і стаж роботи, кваліфікаційний розряд, а також такі чинники його професійної активності, як кількість освоєних робітником суміжних і допоміжних професій, продовження освіти в профільному навчальному закладі, кількість розроблених і впроваджених за останні 5 років технічних і технологічних рішень, підвищення кваліфікації за останні 5 років.

3. Визначення коефіцієнтів b_1, b_2, b_3, b_4, b_5 за результатами експертних опитувань. Результатом етапу має стати визначення нормованих (бальних) оцінок досягнень i -ої ознаки j -ої групи робітників b_{ij} (). $b_{ij\max}$ − максимальна оцінка, відповідна коефіцієнту кваліфікаційного розряду. В даній методиці прийнято $b_1 = 1,45$. Інші коефіцієнти визначаються експертами в порівнянні з b_1 в залежності від їх значимості.

4. Розробка системи показників за ознаками: кваліфікація, стаж роботи за професією, вік, освіта. Визначається експертна оцінка значимості i -ї ознаки для успішної професійної діяльності j -ої групи робітників в частках. Значення визначаються з допомогою методу попарної рангової кореляції. Сумарна значимість всіх ознак повинна дорівнювати 1.

5. В межах кожної ознаки визначаються інтервали і експертами встановлюються коефіцієнти їх значимості за 12 — и бальною шкалою.

6. Розрахунок індивідуального рівня роботи P_{fk} -го робітника j –ї професійної групи проводиться за формулою:

$$P_{fk} = K_{vk} + C_{pk}\alpha + B_{pk}\beta + O_{pk}\gamma\,, \qquad (4)$$

де C_{pk} — інтервальна оцінка за стаж роботи k –го робітника;

B_{pk} — інтервальна оцінка за вік k –го робітника;

O_{pk} — інтервальна оцінка за освіту k — го робітника;

α, β, γ − значимість ознак, відповідно за стаж роботи, вік робітника, за освіту.

У табл. 1 і 2 показані результати бальної оцінки за ознаками кваліфікації, освіта, стаж роботи та ін. основних виробничих робітників, встановлені експертами.

Таблиця 1

Оцінка кваліфікації основних виробничих робітників

Прізвище робітника	Розряд	Коефіцієнти рівняння і кількість досягнень робітників										Оцінка градацій, бал
		b_1	x_1	b_2	x_2	b_3	x_3	b_4	x_4	b_5	x_5	
Петренко І.І.	3	1,45	1	0,88	2	0,62	0	0,24	0	0,21	0	6,21
Мазур М.П.	2	1,45	1	0,88	0	0,62	0	0,24	0	0,21	1	3,66
Войтенко І.П.	4	1,45	1	0,88	1	0,62	1	0,24	2	0,21	1	7,64
Іванов В.О.	5	1,45	2	0,88	1	0,62	0	0,24	3	0,21	0	9,5
Козак Г.В.	2	1,45	0	0,88	1	0,62	0	0,24	1	0,21	0	3,12
Макарів І.Л.	6	1,45	1	0,88	2	0,62	0	0,24	4	0,21	0	10,17

Представлені коефіцієнти (див. табл. 1, 2) були визначені провідними фахівцями автосервісних підприємств м. Донецька і м. Горлівки.

Професійна оцінка робітника Войтенко І. П. (стаж роботи − 11 років, вік − 29 років, освіта − ПТУ за профілем роботи) складе: $P_{fk} = 7,64 + 8,4 \times 0,19 + 10,2 \times 0,11 + 6,3 \times 0,12 = 11,114$ балів.

Професійна оцінка робітника Макаріва І. Л. (стаж роботи − 28 років, вік − 49 років, освіта − технікум за профілем роботи) складе $P_{fk} = 10,17 + 9,8 \times 0,19 + 9,8 \times 0,11 + 8,3 \times 0,12 = 14,106$ балів.

Інформація про професійний рівень робітників може бути використана:

1. Для моніторингу та аналізу використання трудового потенціалу підприємства і розробки довготермінової політики його підвищення.

2. Для порівняльної оцінки професійного рівня і розробки системи оплати праці і мотивації робітників.

3. При виробленні стратегії підвищення кваліфікації, орієнтованої на реалізацію пріоритетів кадрової політики.

Таблиця 2

Оцінка значимості ознак професійного рівня робітників

Ознаки робітника	Характеристика ознак	Оцінка інтервалів, бали	Значимість ознаки, частки,%
Стаж роботи за професією	Менше 3-х років	2,9	0,19
	Від 3-х до 10-ти років	6,4	
	Від 10-ти до 20-ти років	8,4	
	Від 20-ти до 30-ти років	9,8	
	Понад 30-ти років	10,1	
Вік	До 20-ти років	2,6	0,11
	Від 20-ти до 40-ка років	10,2	
	Від 40-ка до 50-ти років	9,8	
	Від 50-ти до 60-ти років	7,3	
	Понад 60-ти років	2,1	
Освіта	Практик	3,8	0,12
	ПТУ за профілем роботи	6,3	
	Технікум за проф. роботи	8,3	
	ВНЗ за профілем роботи	10,2	
	Технікум, ВНЗ не за профілем	6,5	

Висновки

При оцінюванні трудового потенціалу крім традиційних показників (освіта, кваліфікація, вік, стаж роботи за професією) необхідно враховувати показники професійної активності (кількість освоєних робітником суміжних і допоміжних професій, продовження освіти в профільному навчальному закладі, кількість розроблених і впроваджених технічних і технологічних рішень, підвищення кваліфікації).

Професійна оцінка робітників показує резерви підвищення рівня трудового потенціалу кожного робітника і цілого підприємства. Оцінювання може бути основою для створення системи підвищення кваліфікації і обґрунтованої системи мотивації робітників.

Перелік посилань

1. Макаров В. Л. Экономика знаний: уроки для России // Вестник российской академии наук Т 73, № 5,2003.— С. 450–454.

2. Щёкин Г. В. Основы кадрового менеджмента: Учебник. − 5-е изд., стереотип. − К.: МАУП, 2004. −280 с.

3. Перевозчиков В. А. Повышение качества рабочейсилы предприятий сервисного обслуживания на основесовершенствования мотивационного механизма//автореферат диссертации на соискание ученой степеникандидата экономических наук.— М, 2007.— 24 с.

4 Федулова Л. І. Концептуальні засади економікизнань // Економічнатеорія.— 2008.— № 2.— С. 37–59.

5. Дудина О. И., Зеленков В. А. Современныетребования производства к качеству рабочей силы иоценка персонала предприятий. Часть 1, 2 // Кадрыпредприятия.— 2007.— № 4, № 5.

6. Краснокутська Н. С. Потенціал підприємства: формування та оцінка: Навчальний посібник.— Київ: Центр навчальної літератури, 2005.— 352 с.

7. Федонін О. С., Рєпіна І. М., Олексик О. І. Потенціал підприємства: формування та оцінка.— К.: КНЕУ, 2004.— 316 с.

Аннотация. *На основе теоретических исследований разработана модель оценки трудового потенциала рабочих. Представлена общая методика оценки потенциала рабочего, который включает в себя квалификационный разряд, количество освоенных рабочим смежных и вспомогательных профессий, образование и продолжение образования в профильном учебном заведении, количестве разработанных и внедренных технических и технологических решений, повышения квалификации.*

Abstract. *On the basis of theoretical researches the model of estimation of labour potential of workers is developed. The general method of estimation of potential of worker which plugs in itself a qualifying digit is presented, amount mastered the worker of contiguous and auxiliary professions, education and continuation of education in type educational establishment, developed and inculcated technical and technological decision content, in-plant trainings.*

Стаття надійшла до редакції 23.11.2011

УДК 629.113

ОСИПОВ В.О., викладач, Луганський будівельний коледж;
КОСТРУБ В.О., к.т.н, доц., Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля

ПРОПОЗИЦІЇ ЩОДО ВПРОВАДЖЕННЯ НОВОГО ДОРОЖНЬОГО ЗНАКУ

Обґрунтовано та запропоновано зменшити аварійність на ділянках автодоріг, де змінюється тип покриття, шляхом введення нового попереджувального дорожнього знаку «Зміна покриття».

Постановка проблеми

Загальною для всіх доріг проблемою є поліпшення стану дорожніх покриттів з метою зменшення швидкості їх зносу та підвищення допустимого навантаження. До числа найважливіших транспортно-експлуатаційних показників проїзної частини відносяться і її зчіпні якості, які характеризуються коефіцієнтом зчеплення шин з покриттям.

Цей коефіцієнт впливає на безпеку руху, оскільки визначає фактичну довжину гальмівного шляху в умовах екстреного гальмування, стійкість автомобіля в процесі руху, а також реакцію покриття, протидіючу заносу автомобіля при русі на кривих і обгонів. Коефіцієнт зчеплення шин з покриттям значною мірою (на 60–80%) залежить від ступеня шорсткості покриття. Тому в процесі складання шарів покриття необхідно систематично здійснювати операційний контроль параметрів шорсткості покриття. Ступінь шорсткості покриття визначається характером

мікропрофілю його поверхні: середньою висотою профілю, середньою глибиною шорсткості, середнім кроком виступів, максимальною висотою виступів і т. д.

Зростання частки великовантажних автомобілів і обсягів перевезень на них, які спостерігаються в останній час (більшість вантажних автомобілів і автобусів мають навантаження на вісь 80… 100 кН (8…10 тс) і більше), призводить до підвищення швидкості зношування дорожніх покриттів, що погіршує стан доріг та зменшує коефіцієнт зчеплення в додаток до інших негативних чинників [1].

Існують небезпечні місця на дорогах, де для безпеки проїзду необхідно знизити швидкість потоку автомобілів через несподіване погіршення дорожніх умов. Серед іншого, признаками таких небезпечних ділянок є слизькі місця на кривих великого радіусу або на дорогах з шорстким покриттям [2].

Також неможливо залишати поза увагою момент, коли під колесами автомобілю змінюється покриття автодороги, яке може мати різний коефіцієнт зчеплення та різний ступінь деформативності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Проблемами руху транспортних потоків займалось багато дослідників: В. П. Поліщук, В. В. Сільянов, А. К. Біруля, Н. Ф. Хорошилов, Я. А. Калужський, Я. В. Хом'як, М. С. Фішельсон, А. А. Поляков, Г. І. Клінковштейн, А. П. Шевяков, Б. Гріншильдс, Т. Метсон, Ф. Хейт та ін.

Питанню безпеки дорожнього руху присвячені наукові праці В. Ф. Бабкова, В. П. Поліщука, Б. М. Четверухіна, В. І. Коноплянко, В. В. Лук'янова, В. В. Шештокаса, А. П. Васільєва, В. А. Іларіонова та ін.

Мета статті

У зв'язку з викладеним метою дослідження є підвищення безпеки руху транспортного потоку на автомобільних дорогах в умовах поточних змін зчіпних властивостей дорожнього покриття шляхом попередження водія про небезпеку у русі новим дорожнім знаком.

Основний розділ

З метою уникнення ситуацій, коли водій може втратити керування через різку зміну покриття автодороги, пропонується ввести новий дорожній знак «Зміна покриття».

Згідно з [3] на Україні типи дорожнього покриття поділяються на капітальні, полегшені та перехідні.

Як відомо, тягове зусилля на колесах автомобіля, яке забезпечено потужністю двигуна, може бути розвинуто лише у тому випадку, якщо між ведучими колесами і дорогою мається достатнє зчеплення. Величина відношення максимального тягового зусилля до вертикального навантаження на колесо, при перевищенні якого починається пробуксування ведучого колеса або прослизання загальмованого, називають коефіцієнтом зчеплення.

Для покращення умов зчеплення шини з поверхнею дороги та поліпшення видавлювання води із зони контакту шини з дорогою при котінні по мокрому покриттю, поверхню бігової доріжки пневматичних шин роблять рифленою, влаштовуючи на ній випуклий малюнок — протектор.

При будь-яких покриттях тверді мінеральні частки над їх поверхнею, які роблять покриття шорстким, при наїзді колеса вдавлюються в гуму протектора. При прослизанні колеса вони пружно деформують гуму, опір якої є основною причиною опору колеса зміщенню по покриттю. По мірі зносу шорсткість покриття зменшується, а відповідно зменшується і зчеплення його з колесом [4], та, як наслідок, зростає довжина гальмівного шляху. Крім того, на довжину гальмівного шляху суттєво впливає швидкість руху транспортного засобу на момент початку

гальмування [5]. Для водія дуже важливо при зміні покриття на автодорозі вибрати безпечну швидкість руху транспортного засобу.

Згідно річного технічного звіту Служби автомобільних доріг у Луганській області (САД) за 2010 рік, на балансі САД знаходяться дороги по типу покриття: асфальтобетонні — 2575,9 км, цементобетонні — 3,5 км, чорно щебеневі — 3138,8 км, білі щебеневі, гравійні — 71,5 км, бруківка — 18,8 км [6].

Практично для всіх цих типів покриття згідно з [7] пред'являються однакові вимоги по зчепленню шини з дорогою, які визначаються мінімальним коефіцієнтом в межах від 0,30 до 0,45 (значення коефіцієнта зчеплення приведено у таблиці 1 при умові його виміру прибором ПКРС-7, згідно з метрологічними вимогами, і у першу чергу на місця концентрації ДТП та аварійно-небезпечних ділянках [8]).

Таблиця 1

Показники коефіцієнтів повздовжнього зчеплення

Середня довжина шляху гальмування м	Коефіцієнт повздовжнього зчеплення φ1	Середня довжина гальмування м	Коефіцієнт повздовжнього зчеплення φ1	Середня довжина шляху гальмування м	Коефіцієнт повздовжнього зчеплення φ1
5,8	0,76	9,2	0,48	13	0,34
6,1	0,72	10	0,44	14,7	0,3
7,9	0,64	11	0,4	16,9	0,26
8,5	0,52	12,2	0,36	20	0,2

На підставі табл. 1 будується графік залежності довжини шляху гальмування від коефіцієнту повздовжнього зчеплення пропускної здатності (рис. 1).

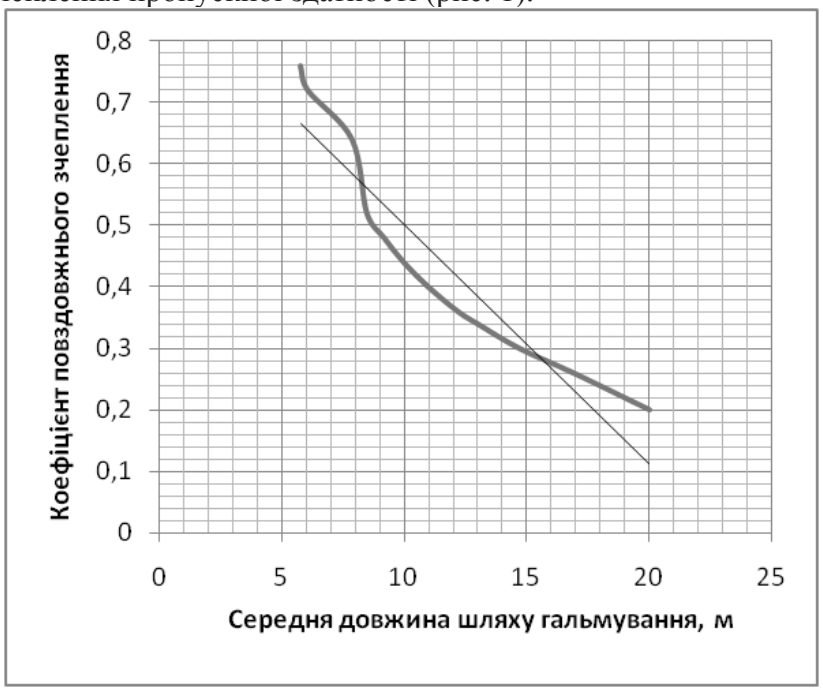


Рис. 1. Графік залежності гальмування від коефіцієнту зчеплення

Але сьогоднішні реалії вносять свої корективи. По-перше, у Луганській області, як і у всієї України практично немає жодної дороги, на якій би не змінювався тип покриття. Асфальтобетон змінюється на чорно щебеневе покриття, або на поверхневі обробки з використанням бітумної

емульсії, чорно щебеневе на ґрунтове, деякі мости мають покриття із цементобетону, деякі ділянки місцевих автодоріг мають покриття із цементобетонних плит, або шлаку.

Знос цих покриттів через використання різних кам'яних матеріалів різної фракції нерівномірний, тобто якщо асфальтобетонне покриття побудовано, наприклад, у 2005 році ще має задовільний коефіцієнт зчеплення, то жодне щебеневе покриття покладене у той же рік навряд буде володіти тими ж властивостями, що і асфальтобетонне. Цей фактор може привести до втрати керування автомобілем при швидкісному виїзді на інше покриття, особливо чутливо це може бути у вологу дощову погоду, коли покриття зволожене.

На дорозі з твердим покриттям на коефіцієнт зчеплення впливають шорсткість та вологість поверхні, пил і бруд. Коефіцієнт зчеплення на мокрій забрудненій дорозі нижчий, ніж на сухій, оскільки дія вологи (бруду) послаблює тертя. При достатній товщині водяної плівки на шину починає діяти піднімальна гідродинамічна сила, яка знижує коефіцієнт зчеплення [9].

Існують засоби, які покращують зчіпні якості покриття автодороги, наприклад, поверхнева обробка, але термін служби поверхневих обробок в залежності від інтенсивності руху та кліматичних умов складають 2–4 роки. Поверхнева обробка має підвищений коефіцієнт зчеплення, однак на початку весни та наприкінці осені, а також у період зимової відлиги між щебінками, що виступають, замерзає вода, закочується колесами сніг і коефіцієнт зчеплення різко падає. І звісно, на поверхневі обробки потрібні дуже великі кошти.

Внаслідок хронічного недофінансування дорожньої галузі протягом декількох останніх років намітилася дуже небезпечна тенденція щодо недоремонтів на автомобільних дорогах загального користування [10].

Насамперед, кошти виділяються на ділянки автодоріг, де наявна так звана ямковість та інші пластичні деформації (колійність, сітка тріщин, хвилястість та ін.), а ділянки доріг, де коефіцієнт зчеплення низький, але дорога на перший погляд має непоганий вигляд, залишаються поза увагою. Так, наприклад, у Луганській САД практично відсутні необхідні прилади та обладнання для перевірки коефіцієнту зчеплення на великих площах, а залучення сторонніх організацій та наукових установ проблематичне через значну вартість робіт. Моніторинг всієї мережі доріг області дає можливість скласти точний перелік всіх ділянок, які потребують відновлення верхнього шару покриття для придання йому необхідного коефіцієнту зчеплення. Але через той же брак коштів роботи виконуються повільними темпами, а недоремонти накопичуються.

За це не повинні розплачуватися своїм життям та здоров'ям пересічні громадяни, які щоденно користуються автодорогами. Крім того, напередодні Євро-2012, коли дорогами України будуть подорожувати тисячі європейських автотуристів, відсутність на трасах інформації про зміну якості дорожнього покриття може сприяти як значному зростанню ДТП, так і погіршенню іміджу України в цілому.

Тому задача власника доріг вчасно попередити водіїв про зміну у дорожніх умовах, у даному випадку про зміну типу покриття. Зробити це можна, наприклад, шляхом впровадження нового дорожнього знаку, що попереджує про всі зміни покриття на маршруті руху — знаком «Зміна покриття», який може встановлюватися окремо, або разом із табличкою 7.1.1 «Відстань до об'єкту», що вказує на відстань від знаку до початку небезпечної ділянки, місця введення відповідного обмеження або конкретного об'єкту (міста), розташованого попереду. Цей знак повинен відноситися до першої групи знаків «Попереджувальні знаки», та мати вигляд трикутника (рис.2).

Запропонований дорожній знак згідно з [11] повинен виготовлятися трьох типорозмірів: I — малого, II — середнього, III — великого. Типорозмір знаку залежно від умов застосування повинен вибиратись відповідно до таблиць 2 та 3.

Слід зауважити, що схожі знаки діють і на території Євросоюзу, наприклад у Латвії. У Латвійських ПДР існує знак 273.10 «Зміна покриття дороги», який використовується при з'їзді з асфальтобетонного або цементобетонного покриття на ґрунтівку та навпаки [12].

Таблиця 2

Розміри зображень знаків за типорозмірами

Типорозмір знака	Застосування знаків	
	Поза населеними пунктами	У населених пунктах
I	Дороги з шириною проїзної частини менше 6 метрів	Дороги з однією смугою для руху в одному напрямку
II е	Дороги з однією чи двома смугами для руху в одному напрямку	Дороги з двома смугами для руху в одному напрямку
III	Дороги з трьома і більше смугами для руху в одному напрямку, а також автомагістралі	Дороги з трьома і більше смугами для руху в одному напрямку

Таблиця 3

Розміри знаку

Типорозмір	A, мм	B, мм	u, мм
I	700	10	30
II	900	15	45
III	1200	20	60

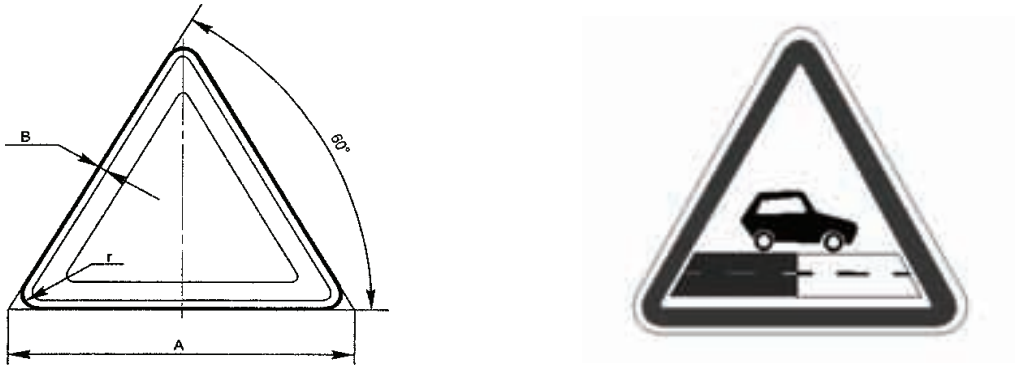


Рис. 2. Розміри зображень знаку «Зміна покриття»

Дещо подібне є і у нашого близького сусіда — Білорусі. З 01.01.2006 року на території республіки Білорусь вступили в дію нові Правила дорожнього руху [13]. У розділі 5 ПДР «Правила використання дорожніх знаків» розроблено правила використання нового дорожнього знака 1.6 «Кінець дороги з удосконаленим покриттям». Знак встановлюється поза населеним пунктом перед місцем переходу дороги з удосконаленого покриття в дорогу з перехідним (гравійним, щебеневим) або з низьким (ґрунтовим) типом покриття. В населених пунктах знак 1.6 може бути використано на магістральних вулицях при необхідності (тимчасові об'їзди без удосконаленого покриття, та ін.).

Висновки

Проведене дослідження дає змогу стверджувати, що існує нагальна «необхідність введення нового знаку «Зміна покриття», результатом встановлення якого буде зменшення водієм

швидкості руху та, як наслідок, покращення зчеплення шини з дорожнім покриттям, що повинно сприяти підвищенню безпеки руху.

Перелік літератури

1. Карпов Б. Н. Основы строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог.— Москва: Издательский центр «Академия», 2001.— С. 5.

2. Амбарцумян В. В. Бабанин В. Н. Гуджоян О. П. Петридис А. В. Безопасность дорожного движения.— Москва: Машиностроение, 1998.— С. 148.

3. ДБН В.2.3–4 — 2007. Автомобільні дороги.— Київ: Держбуд України, 2007.— 115с.

4. Бабков В. Ф. Андреев О. В. Проектирование автомобильных дорог. Часть I. Москва: Транспорт, 1979.— 407с.

5. Дуднікова Н. М. Підвищення безпеки руху транспортного потоку на ділянках автомагістралей в умовах поточних змін зчіпних властивостей дорожнього покриття: Автореф. діс. канд. техн. наук.— К., 2008.— 26 с.

6. Річний звіт Служби автодоріг у Луганській області, 2010 [Електронний ресурс]. URL: http://www.ukravtodor.gov.ua.

7. ДСТУ 3587–97 Безпека дорожнього руху. Автомобільні дороги, вулиці та залізничні переїзди. Вимоги до експлуатаційного стану.— Київ: Держстандарт України, 1997.

8. Домке Є. Р. Бажанов А. П. Ширшиков А. С. Управление качеством автомобильных дорог.— Ростов на Дону: Феникс, 2006.— С. 140.

9. Волков В. П, Кравченко О. П. Основи теорії експлуатаційних властивостей автомобіля.— Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2009.— С. 35.

10. Жданюк В. К., Прусенко Е. Д., Филиппов В. В. Динамика эксплуатационного состояния дорог принакоплении и ликвидации недоремонтов // «Автоматизированные технологии изысканий и проектирования». - №1(32). Москва, 2009. – С.62-70.

11. ДСТУ 4100-2002 Знаки дорожні. Загальні технічні умови. Правила застосування. - Київ: Держстандарт України, 2002.

12. Ceļu satiksmes noteikumiem. - Rīga: Latvija Ministru kabinetsrezolūciju № 75 Feb 5, 2008. - 64 l.

13. Указ Президента Білорусі від 28.11.2005 р. за № 551 «Про внесення змін у Правила дорожнього руху». Мінськ, 2005.

Аннотация. *Обосновано и предложено уменьшить аварийность на участках автодорог, где изменяется тип покрытия путем введения нового дорожного знака "Смена покрытия".*

Abstract. *Reasonably suggested to reduce the accident rate at the sites of the roads, which change the type of coverage by the introduction of the new road sign «Change of coverage».*

Стаття надійшла до редакції 10.10.2011р.

УДК 656.021.2

ТОЛОК О.В., к.т. н., доц., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «ДонНТУ»;
МАСТЕПАН О.В., викладач, Горлівський автодорожній технікум ДВНЗ «ДонНТУ»

НАПРЯМКИ УДОСКОНАЛЕННЯ ВИБІРКОВОГО МЕТОДУ ОБСТЕЖЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ РУХУ ТРАНСПОРТУ НА МЕРЕЖІ МІСЬКИХ ВУЛИЦЬ І ДОРІГ.

У статті доведена необхідність створення системи домовленостей щодо точності обстежень інтенсивності руху транспорту із урахуванням завдань і стадій проектування вулично-дорожньої мережі і організації дорожнього руху у містах.

Вступ

Практичне значення вибіркового методу обстеження інтенсивності руху транспорту (ІРТ) у містах і актуальність формування теорії вибіркового методу обстеження ІРТ викладені в роботі [1].

Уперше (1956 р.) вибірковий метод обстеження ІРТ був застосований К. Гілбертом у США [2]. Планомірні виміри величин ІРТ із застосуванням вибіркового методу в містах України почалися з м. Києва в 1963 р. [3]. Що ж ми маємо в результаті біля піввікового досвіду використання вибіркового методу обстеження ІРТ у містах?

Аналіз публікацій. Постановка наукової задачі

Будь-який метод, у тому числі й вибірковий метод обстеження ІРТ на мережі міських вулиць і доріг, це система правил і способів, спрямованих на досягнення певної мети. Ця система правил і способів становить зміст методу й удосконалення методу можливо шляхом внесення змін у його зміст. Отже, для вдосконалення методу необхідно знати: які правила й способи повинні становити зміст цього методу; які правила й способи становлять зміст цього методу й чи достатньо вони обґрунтовані?

В [1] доведено, що зміст вибіркового методу обстеження ІРТ на вулицях міст повинна становити система правил і способів, що визначають тривалість вибіркового обстеження ІРТ на ділянці ВДМ, що встановлюють час початку проведення вибіркового обстеження ІРТ і правила переходу від даних вибіркового обстеження ІРТ до значень ІРТ за певний проміжок часу (годину, добу) з урахуванням точності й надійності одержуваних при цьому даних про ІРТ.

Наступним кроком дослідження є аналіз існуючого теоретичного забезпечення вибіркового методу обстеження ІРТ. Необхідно зіставити правила й способи, які повинні становити зміст вибіркового методу, з тими правилами й способами, які в цей час існують. У результаті повинні бути виявлені ті правила й способи, які необхідно розробити або які не мають достатнього наукового обґрунтування. Ці результати дозволять виявити необхідність і напрямки вдосконалення вибіркового методу обстеження ІРТ.

Мета статті

На основі аналізу існуючого теоретичного забезпечення вибіркових обстежень ІРТ на мережі міських вулиць і доріг виявити необхідність і напрямки вдосконалення вибіркового методу обстеження ІРТ.

Основна частина

Рекомендації із проведення вибіркових обстежень ІРТ зустрічаються в роботах Блінкіна М. Я., Ваксмана С. А., Дрю Д., Кожемяко М. В., Менделєва Г. А., Рейцена Є. О., Ренкина В. У., Сильянова В. В., Слівака І. М., Теренецкого К. С., Шелкова Ю. Д. і інших учених. Аналіз цих робіт дозволив умовно виділити три підходи до визначення величини ІРТ на ділянці ВДМ за даними вибіркових досліджень:

1) визначення середньодобової річної ІРТ за її максимальним значенням в годину «пік»;

2) визначення ІРТ, засноване на регресійному аналізі залежності середньодобової річної ІРТ від результатів спостереження за рухом автотранспорту в окремі періоди часу;

3) використання коефіцієнтів перерахування обсягів руху в період спостереження в середньодобову річну ІРТ.

Найбільше поширення одержав третій підхід.

Так, у роботі [4] для переходу до добової ІРТ запропонована залежність виду:

$$N = \frac{0{,}34 \cdot N_t}{k_t \cdot k_n \cdot k_r \cdot 365} \quad (1)$$

де N_t — величина ІРТ, що зафіксована протягом однієї години, авт./год;

κ_t — коефіцієнт нерівномірності ІРТ за годинами доби (κ_t = 0,02…0,065);

κ_n — коефіцієнт нерівномірності ІРТ за днями тижня (κ_n = 0,13…0,16);

κ_r — коефіцієнт нерівномірності ІРТ за місяцями року (κ_r = 0,03…0,12).

У роботі [5] добову інтенсивність руху рекомендується розраховувати за формулою:

$$N_z = T_z \cdot k_t \cdot k_w \cdot k_i, \quad (2)$$

де z — індекс для позначення днів обліку руху (будні дні у квітні — серпні);

T_z — фактична ІРТ, що визначена в день обліку;

k_t — коефіцієнт, що враховує нерівномірність ІРТ у плині доби;

k_w — коефіцієнт, що враховує нерівномірність ІРТ у плині тижня;

k_i — коефіцієнт, що враховує нерівномірність ІРТ у плині року.

Середньорічна добова ІРТ N_{mt} визначається як середнє арифметичне значення для днів обліку A за формулою:

$$N_{mt} = \frac{\sum_{z=1}^{A} N_z}{A} \quad (3)$$

де A — кількість днів обліку.

В Україні в нормативі [6] для оцінки середньодобової річної ІРТ рекомендується формула:

$$\bar{N}_{доб} = \frac{100 \cdot N_{розр} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot \kappa_3}{\kappa_4} \quad (4)$$

де $N_{розр}$ — інтенсивність руху протягом години, авт./год;

κ_1 — частка інтенсивності руху, що доводиться на нічний період; для міст України приймається 1,03–1,05 [6];

κ_2, κ_3, κ_4 — перевідні коефіцієнти, що враховують відповідно день тижня, місяць року й годину доби, у які проводилося визначення $N_{розр}$.

Формула (4), наприклад, використовувалася співробітниками КАДІ (зараз НТУ, м. Київ) для оцінки середньодобової річної ІРТ на ділянках ВДМ при розробці Комплексних схем організації руху в містах Артемівську [7] і Торезі [8].

Як бачимо, формули (1) — (4) ураховують три цикли зміни ІРТ: за годинами доби, за днями тижня й за місяцями року. Відзначимо, що для оцінки середньодобової річної ІРТ за цими формулами вибіркові обстеження на кожній з ділянок ВДМ району міста повинні проводитися не менш однієї години.

У пошуках максимального скорочення часу вибіркового спостереження на кожній з ділянок ВДМ міста на кафедрі міського будівництва Київського національного університету будівництва й архітектури (тоді КІБІ) була розроблена методика проведення вибіркових обстежень ІРТ у містах [9]. Відповідно до цієї методики оцінка середньодобової річної ІРТ визначається за формулою:

$$\bar{N}_{доб} = N_t \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot \kappa_3 \cdot \kappa_4 \cdot \kappa_5 \quad (5)$$

де N_t — величина ІРТ за проміжок часу вибіркового обстеження t усередині години;

κ_1 — коефіцієнт, що враховує внутрішньогодинну нерівномірность руху;

κ_2, κ_3, κ_4 — коефіцієнти нерівномірності руху за годинами доби, за днями тижня й за місяцями року відповідно;

κ_5 — коефіцієнт, що враховує обсяг дорожнього руху в період з 24^{00} до 6^{00}.

Ця методика надалі була апробована при багатьох обстеженнях ІРТ як у Києві, так і у всіх обласних центрах України, що дозволило встановити перевідні коефіцієнти для визначення середньодобової річної ІРТ як для кожного міста, так і в середньому в Україні [9]. Методика була прийнята ВНДІБР МВС СРСР для оцінки ефективності АСУД у містах.

У цілому, аналіз публікацій за темою дослідження показав, що до цього часу не сформована загальна «мова» вибіркового методу обстеження ІРТ на мережі міських вулиць і доріг. Використовуються різні умовні позначки, понятійний апарат. Немає публікацій (або, принаймні, вони нам невідомі) у яких би викладалися концептуальні положення, допущення, які лягли в основу вибіркового методу. У той же час, правила й способи, які повинні становити зміст вибіркового методу обстеження ІРТ, у рамках цього методу не можуть існувати автономно, ізольовано друг від друга. Вони повинні бути елементами цілісної системи. Необхідні загальні теоретичні посилки у вигляді концептуальних положень, допущень, понятійного апарата й умовних позначок, які сформують загальну мову для всіх правил і способів у складі вибіркового методу обстеження ІРТ. Тому першим напрямком удосконалення вибіркового методу обстеження ІРТ на мережі міських вулиць і доріг повинне стати формування теоретичних основ цього методу.

Найбільш повно основній вимозі до одержання вихідної інформації для проектування (у найкоротший термін з найменшою витратою сил і коштів) відповідає методика проведення вибіркових обстежень у містах, що розроблена в КІБІ (ф-ла (5)). Формула дозволяє перейти від даних вибіркового обстеження ІРТ за t — хвилинний проміжок часу до годинної, а потім і до добової ІРТ на ділянці ВДМ. Цю формулу ми покладемо в основу вибіркового методу обстеження ІРТ.

З використанням формули (5) проектувальник повинен одержати дані про ІРТ із точністю й надійністю, достатньою для мети проектування. Тому, перш ніж використовувати формулу (5), проектувальник повинен визначитися: наскільки точними і надійними повинні бути дані про ІРТ?

Під точністю вибіркового обстеження ІРТ будемо розуміти близькість оцінки ІРТ за даними вибірки ($\dot{N}$) до дійсного значення ІРТ (N). Мірою точності вибіркового обстеження приймемо помилку оцінки ІРТ (Δ_t):

$$\Delta_t = \left| \frac{\dot{N} - N}{N} \right| \cdot 100\ \%. \qquad (6)$$

Під надійністю оцінки ІРТ (P_t) будемо розуміти ймовірність того, що помилка оцінки ІРТ (Δ_t) не перевищить установлених дослідником границь.

Для автомобільних доріг проф. Сильянов В.В. рекомендує таку прийнятну точність оцінки середньодобової річної ІРТ при прийнятті інженерних рішень [10]: при виборі категорії автомобільної дороги, при визначенні кількості смуг руху, при вирішенні питань стадійности будівництва — 30%; при конструюванні дорожніх одягів — 15–27%; при оцінці відносної аварійності руху — 35%; при виборі методів і засобів регулювання руху — 20%.

Найбільша помилка (до 35%) оцінки ІРТ припустима при оцінці відносної аварійності руху, що пояснюється залежністю показника аварійності від великої кількості факторів. Помилка в оцінці ІРТ не більше 15% припустима при проектуванні найбільш дорогого елемента автомобільної дороги — дорожнього одягу капітального типу на дорогах І й ІІ технічних категорій. Це пояснюється тим, що використання в розрахунках занижених значень середньодобової річної ІРТ приведуть до зменшення товщини конструктивних шарів і до передчасного руйнування дорожнього одягу.

А от для міських умов подібних рекомендацій, за рідкісним винятком, немає. При аналізі нормативної, наукової й навчальної літератури нам удалося знайти лише одну вимогу до точності оцінки ІРТ на мережі міських вулиць і доріг: при проектуванні Генерального плану міста й Комплексної схеми транспорту транспортні потоки можуть визначатися з точністю до половини пропускної здатності смуги [11]. Разом з тим, дані про ІРТ необхідні при прийнятті рішень

і на інших стадіях транспортно-містобудівного проектування. Наприклад, при проектуванні Комплексної схеми організації руху (КСОР), детального плану території, проекту забудови і т. д. (табл. 1).

У той же час, умови руху в містах значно складніші, ніж на автомобільних дорогах, і арсенал методів проектування ВДМ, організації й регулювання міського руху значно ширше, що не дозволяє повною мірою використовувати рекомендації проф. Сильянова В. В. у містах. Зрозуміло, що чим довше і якісніше будуть проводитися вибіркові обстеження ІРТ, тим точність і надійність їхніх результатів буде вища. Але й витрати на проведення таких обстежень будуть вище. «А поскольку исследования — это затраты, то их участь решают не столько разработчики и исследователи, сколько люди, распоряжающиеся финансами. Поэтому очень часто исследования не проводятся даже тогда, когда они необходимы» [12]. Звідси й результати.

«Следует отметить, что в других отраслях, например, в автомобилестроении, имеются унифицированные нормативы, регламентирующие не только необходимость проведения исследований, но их уровень, методику проведения, индексацию параметров, представление результатов и т. д. Очевидно, и в дорожном движении имеется не меньшая потребность в подобных нормативах» [12].

На сьогоднішній день в Україні, на жаль, нормативів з проведення обстежень ІРТ у містах, немає. А от науковий потенціал і досвід проведення обстежень ІРТ у містах України досить великий. Це й НТУ, і КНУБА, і ХАДІ, і ХНАМГ, і АДІ ДВНЗ «ДонНТУ», і ДААТ, які могли б узятися за розробку нормативу з планування й контролю обстежень ІРТ у містах. У нормативі повинні бути відбиті вимоги до проведення обстежень ІРТ із використанням вибіркового методу, у тому числі, і до точності оцінки ІРТ за результатами вибіркових обстежень.

Що стосується точності оцінки ІРТ, то це повинна бути система домовленостей, побудована на науковій основі. Ясно, наприклад, що для різних стадій транспортно-містобудівного проектування точність оцінки ІРТ повинна бути різною, тому що різні масштаби проектування. А яка повинна бути ця точність — відповіді поки немає.

Здавалося б, що встановлення прийнятної точності інформації про ІРТ може бути побудоване на оцінці наслідків рішень, які можуть бути прийняті за результатами оцінки ІРТ із тією або іншою точністю. Наслідки таких рішень повинні бути виражені в грошовому еквіваленті й зіставлені з витратами на проведення обстежень ІРТ із різною точністю. Однак труднощі такого підходу полягають у тому, що недостатньо добре відомо, до яких наслідків відносно практичних рішень, прийнятих за результатами обстежень ІРТ, можуть привести помилки оцінки ІРТ того або іншого розміру. Справа в тому, що в транспортному плануванні міст і організації дорожнього руху практично немає наукових знань, які б не служили предметом спорів й, отже, не були б сумнівними. Так, наприклад, немає загальноприйнятих моделей кількісної оцінки пропускної здатності окремих елементів ВДМ. Більше того, багато авторів відзначають, що встановити точне кількісне значення пропускної здатності неможливо, тому що на її величину впливає безліч різних факторів [13]. Дослідження затримок автомобілів у перехресть показали, що формула визначення затримки Ф. Вебстера, що одержала широке поширення в практиці керування дорожнім рухом, дає помилку в 40–50% [14]. Методи апріорної оцінки безпеки рухи перебувають у початковій стадії розробки [15, 16].

Таким чином, зараз немає нагальної потреби домагатися високоточної інформації про ІРТ, тому що в житті транспортні розрахунки на основі даних про ІРТ із застосуванням моделей і методів прийняття рішень і оцінки їхніх наслідків носять «прикидочный» характер і несуть у собі погрішність. В ідеалі хотілося б мати такі модельні комплекси, які б змінювали точність видаваних розрахунків тільки залежно від точності вихідної інформації про ІРТ. Тобто модель як така не повинна нести в собі погрішність.

Таблиця 1

Дані про величину інтенсивності руху транспорту, які необхідні при проектуванні вулично-дорожньої мережі і організації дорожнього руху у містах

Найменування проектів і розв'язувані завдання при проектуванні	Результати обстежень і прогнозних розрахунків ІРТ		
	потоки транспортних засобів між зонами міста	інтенсивність і склад руху транспорту	
		на ділянках вулично-дорожньої мережі	на перетинах і примиканнях з розподілом за напрямками
Містобудівні проекти			
Генеральний план міста	+	+	
Комплексна схема транспорту	+	+	+
Комплексна схема організації дорожнього руху	+	+	+
Детальний план території		+	+
Техніко-економічне обгрунтування необхідності й місця розташування транспортного спорудження (моста, шляхопроводу, розв'язки в різних рівнях)	+	+	+
Планування й забудова магістральної вулиці або дороги, площі, комплексу загальноміського значення		+	+
Будівельні проекти			
Вулиці або дороги		+	
Проекти організації дорожнього руху		+	+
Розв'язувані завдання при проектуванні			
Категорія вулиць і доріг по призначенню й характеру руху		+	
Моделювання навантаження вулично-дорожньої мережі	+		
Пропускна здатність вулиць, доріг, їхніх перетинань і примикань (у різних рівнях, регульовані, саморегульовані, нерегульовані)		+	+
Охорона навколишнього середовища від шкідливого впливу транспорту (шуму й загазованості)		+	
Тип покриття й конструкція дорожнього одягу		+	
Пішохідні переходи в різних рівнях із проїзною частиною		+	

Отже, у цей час немає можливості апріорі з абсолютною вірогідністю оцінити вплив точності даних про ІРТ на якість прийнятих рішень. Однак, без установлення точності обстежень ІРТ, достатньої для мети проектування, неможливо розробити систему раціональних правил і способів, що становлять зміст вибіркового методу обстеження ІРТ на мережі міських вулиць і доріг. Вибірковий метод обстеження ІРТ при цьому буде «неповноцінним» і не відповідати основній вимозі до одержання вихідної інформації для проектування — у найкоротший термін з найменшою витратою сил і коштів.

Тому, в існуючих умовах ми не бачимо іншого шляху крім як створення тимчасової системи домовленостей щодо точності обстежень ІРТ із урахуванням завдань і стадій проектування. Ця тимчасова система домовленостей повинна бути побудована на основі наявних теоретичних і емпіричних знань про прийняття рішень і оцінці їхніх наслідків, практичного досвіду й експертних оцінок фахівців в області транспортного планування в містах і ОДР.

Якщо представити втрати в грошовому вираженні, що принесе рішення, прийняте при помилці оцінки ІРТ Δ_t як $L(\Delta_t)$ і витрати на проведення вибіркового обстеження при тій же помилці $C(\Delta_t)$, то доцільно вибрати таку Δ_t, щоб:

$$L(\Delta_t) + C(\Delta_t) \rightarrow min. \qquad (7)$$

Вибір Δ_t за формулою (7) визначає як найбільш вигідну точність оцінки ІРТ, так і оптимальний обсяг вибірки d, при якому буде досягнута точність оцінки Δ_t.

Висновок

Напрямками вдосконалення вибіркового методу обстеження інтенсивності руху транспорту на мережі міських вулиць і доріг є:

1. Формування концептуальних посилок, теоретичних допущень, понятійного апарата й умовних позначок, які сформують загальну «мову» для всіх правил і способів у складі вибіркового методу обстеження ІРТ;
2. Створення системи домовленостей щодо точності обстежень ІРТ із урахуванням завдань і стадій проектування ВДМ і організації дорожнього руху.

Список літератури

1. Толок А.В. Предмет теории выборочного метода обследования интенсивности движения транспорта на сети городских улиц и дорог / А.В. Толок, Д.В. Куевда, Ю.В. Белов и др. // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту – 2011. - №2 – С. 4 – 12.

2. Ваксман С.А. Выборочный метод обследования интенсивности уличного движения / С.А. Ваксман, С.С. Кислицын // Проблемы градостроительства на Урале и Сибири – Свердловск: Издание УПИ, 1969. – Вып. 169. – С. 83 – 89.

3. Рейцен Е.А. Надежность обследований интенсивности движения в городах / Е.А. Рейцен // Градостроительство. – К.: Будівельник, 1983. – Вып. 35. – С. 87– 90.

4. Рекомендации по обеспечению безопасности движения на автомобильных дорогах. ОДН 218.1.052 - 2002 : Отраслевой дорожный методический документ / Росавтодор Минтранса России - М., 2002. – 220 с.

5. СТ СЭВ 4940 - 84 Дороги автомобильные международные. Учет интенсивности движения // Автор – делегация ГДР в Постоянной Комиссии по сотрудничеству в области транспорта. - 1984.

6. Временные нормативы по проектированию комплексных схем организации дорожного движения в городах УССР / Киевский инженерно-строительный институт. - К. : Госстрой УССР, 1990. – 23 с.

7. Повышение экологических характеристик схемы организации дорожного движения на магистральной улично-дорожной сети г. Артемовска : отчет о научно-исследовательской работе / КАДИ. – К: КАДИ, 1996. - 186 с.

8. Усовершенствование экологических характеристик схемы организации дорожного движения на магистральной улично-дорожной сети г. Тореза : отчет о научно-исследовательской работе / КАДИ. – К: КАДИ, 1996. - 86 с.

9. Рейцен Е .А. Проведение обследований интенсивности движения транспорта в городах Украины / Е.А. Рейцен // Проблемы развития транспортных систем городов и зон их влияния : материалы XI межд. науч.-практ. конф. – Екатеринбург, 2005. – С. 109-112.

10. Пузиков А.В. Методика определения интенсивности движения по результатам краткосрочных наблюдений : дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 05.23.11 – Проектирование и строительство дорог, метрополитенов, аэродромов, мостов и транспортных тоннелей / А.В. Пузиков; Волгоградский государственный архитектурно – строительный университет. – Волгоград, 2006. – 141 с.

11. Руководство по проектированию городских улиц и дорог / ЦНИИП Градостроительства; под ред. Ланцберга Ю.С. и Ставничего Ю.А. – М.: Стройиздат, 1980. – 320 с.

12. Врубель Ю.А. Исследования в дорожном движении: учебно-методическое пособие к лабораторным работам для студентов специальности 1-440102 «Организация дорожного движения»/ Ю.А. Врубель. – Мн.: БНТУ, 2007. – 178 с.

13. Шелков Ю.Д. Методический подход к оценке работоспособности городской улично-дорожной сети / Ю.Д. Шелков, В.В. Шештокас // Инженерные методы организации дорожного движения : сборник научных трудов. – М.: ВНИИБД МВД СССР, 1979. – С. 20 – 26.

14. Васильєва Г.Ю. Точність оцінки затримок транспорту на регульованих перехрестях у центрах міст // Містобудування та територіальне планування. – К.: КНУБА. – 2005. – Вип. 21. – С. 37 - 52.

15. Брайловский Н.О. Моделирование транспортных систем / Н.О. Брайловский, Б.И. Грановский. – М.: Транспорт, 1978. – 125 с.

16. Рейцен Е.А. Влияние градостроительных факторов на безопасность движения в городах Донецкой области / Е.А. Рейцен, А.В. Толок // Коммунальное хозяйство городов. – К.: «Техніка», 2007.- вып. 76. – С. 294 – 303.

Аннотация. *В статье доказана необходимость создания системы договоренностей относительно точности обследований интенсивности движения транспорта с учетом задач и стадий проектирования улично-дорожной сети и организации дорожного движения в городах.*

Abstract. *The article proves the necessity of creating a system of agreements concerning the accuracy of surveys traffic taking into account the objectives and the design stage of a street-road network and traffic management in urban areas.*

Стаття надійшла до редакції 21.10.2011 р.

УДК 004

ФЕДОРОВ Е. Е. к.т. н., доцент, Донецкая академия автомобильного транспорта;
ЛАРИН В. Ю., д.т. н., доцент, Национальный авиационный университет;
СЛЕСОРАЙТИТЕ Э., Вильнюсский университет (Литва)

МЕТОДИКА ИДЕНТИФИКАЦИИ ВОДИТЕЛЯ НА ОСНОВЕ ФОРМАНТНОГО ПОДХОДА И НЕЧЕТКОЙ НЕЙРОСЕТИ

В статье предлагается методика идентификации водителя, на основе метода кодирования с линейным прогнозированием для выделения формант и антиформант, используемых в качестве признаков, нечеткой нейросети, генетического алгоритма

Постановка проблемы

В настоящее время широкое распространение получают систему человеко-машинного общения. Важную роль для таких систем играет предотвращение несанкционированного доступа к системе, особенно если эта система управляет транспортным объектом. С другой стороны для качественного проведения идентификации водителя, принятие решений должно

производиться с высоким быстродействием и высокой вероятностью. Поэтому актуальна проблема создания эффективной системы идентификации водителя.

Анализ последних исследований и публикаций

Формантный подход к идентификации диктора имеет широкое распространение, например, многие системы для фоноскопической экспертизы основаны именно на этом подходе. К недостаткам существующих систем идентификации относится то, что они используют коррелированные признаки [1], часто требуют речевых данных с длительностью звучания более 10 с [1], часто требуют высокое качество речевого сигнала, зависят от эмоционального состояния человека, громкости и скорости произношения [1]. Существующие системы обычно не используют оценку весов признаков [1]. Эти системы также обычно не используют нечеткие нейросети и генетические алгоритмы для их эффективного обучения [1].

Цель статьи

Разработать методику идентификации водителя на основе формантного подхода и нечеткой нейросети.

Основной материал

Сущность предлагаемой методики создания системы идентификации водителя включает в себя решение следующих вопросов:

– формирование вектора признаков;
– формирование параметров модели системы идентификации водителя;
– формирование структуры нечеткой нейросети как модели системы идентификации водителя;
– идентификация параметров нечеткой нейросети.

1. Формирование вектора признаков

Идентификацию дикторов при формантном подходе чаще всего проводят на гласных звуках, в которых можно эффективно выделить форманты.

Вектор признаков $\mathbf{x}$ гласного звука содержит нормированные частоты:

– формант F_1, F_2, F_3;
– антиформант Φ_1, Φ_2, Φ_3.

Эти признаки выделяются посредством метода кодирования с линейным прогнозированием (КЛП) [2–4].

Сформированные вектора признаков отражают частотные характеристики речи диктора и используются для создания параметров модели системы идентификации диктора.

2. Формирование параметров модели системы идентификации диктора

Для выделенных в предыдущем разделе компонент векторов признаков гласного звука определяются количественные значения этих компонент, на основании чего формируются вектора параметров модели системы идентификации диктора вида

$$\mathbf{m} = (m_1^1,...,m_i^k,...,m_n^r), m_i^k \in [0,1], \quad (1)$$

$$\sigma = (\sigma_1^1,...,\sigma_i^k,...,\sigma_n^r), \sigma_i^k \in [0,1], \quad (2)$$

$$\varepsilon = (\varepsilon_1^1,...,\varepsilon_i^k,...,\varepsilon_n^r), \varepsilon_i^k \in [0,1], \quad (3)$$

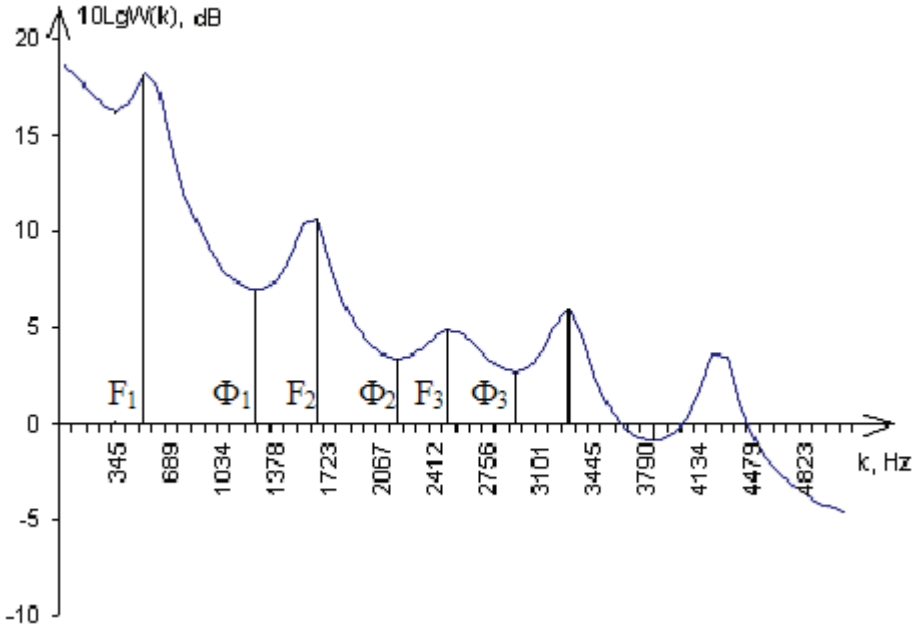


Рис. 1. Форманты и антиформанты КЛП-спектра гласного звука.

где m_i^k — математическое ожидание значения i-го признака k-го диктора,
σ_i^k — среднеквадратичное отклонение значения i-го признака k-го диктора,
ε_i^k — вес i-го признака k-го диктора,
n — количество признаков,
r — количество дикторов.

На основании сформированных параметров модели системы идентификации диктора создается структура нейросети.

3. Формирование структуры нечеткой нейросети как модели системы идентификации диктора

На основании сформированных векторов параметров в качестве модели системы идентификации диктора выбрана нечеткая нейросеть, реализующая алгоритм Сугено (рис.2).

Входной (нулевой) слой содержит $N^{(0)} = n$ нейронов, соответствующих количеству нечетких переменных (или длине вектора признаков). Первый слой реализует фаззификацию, используя функцию Гаусса, и содержит $N^{(1)} = nr$ нейронов. Второй слой реализует агрегирование методом алгебраического произведения и содержит $N^{(2)} = r$ нейрона, где r — количество правил (или количество дикторов). Третий слой (на рис.2 находится под четвертым слоем) реализует активизацию методом взвешенной суммы и содержит $N^{(3)} = r$ нейронов. Четвертый, пятый и шестой слои реализуют фаззификацию методом взвешенного среднего и содержат $N^{(4)} = r, N^{(5)} = r, N^{(6)} = 1$ нейронов соответственно.

Математическая модель нейросети представлена в виде

$$y = \frac{\sum_{k=1}^{r}\sum_{l=1}^{n}\varepsilon_l^k x_l \prod_{i=1}^{n} w_{ik}\mu_{\tilde{A}_i^k}(x_i)}{\sum_{k=1}^{r}\prod_{i=1}^{n}\mu_{\tilde{A}_i^k}(x_i)},$$

$$\mu_{\tilde{A}_i^k}(x_i) = \exp\left(-\frac{(x_i - m_i^k)^2}{2(\sigma_i^k)^2}\right) \text{ — функция принадлежности,}$$

где $w_{ik} \in \{0,1\}$ — весовые коэффициенты.

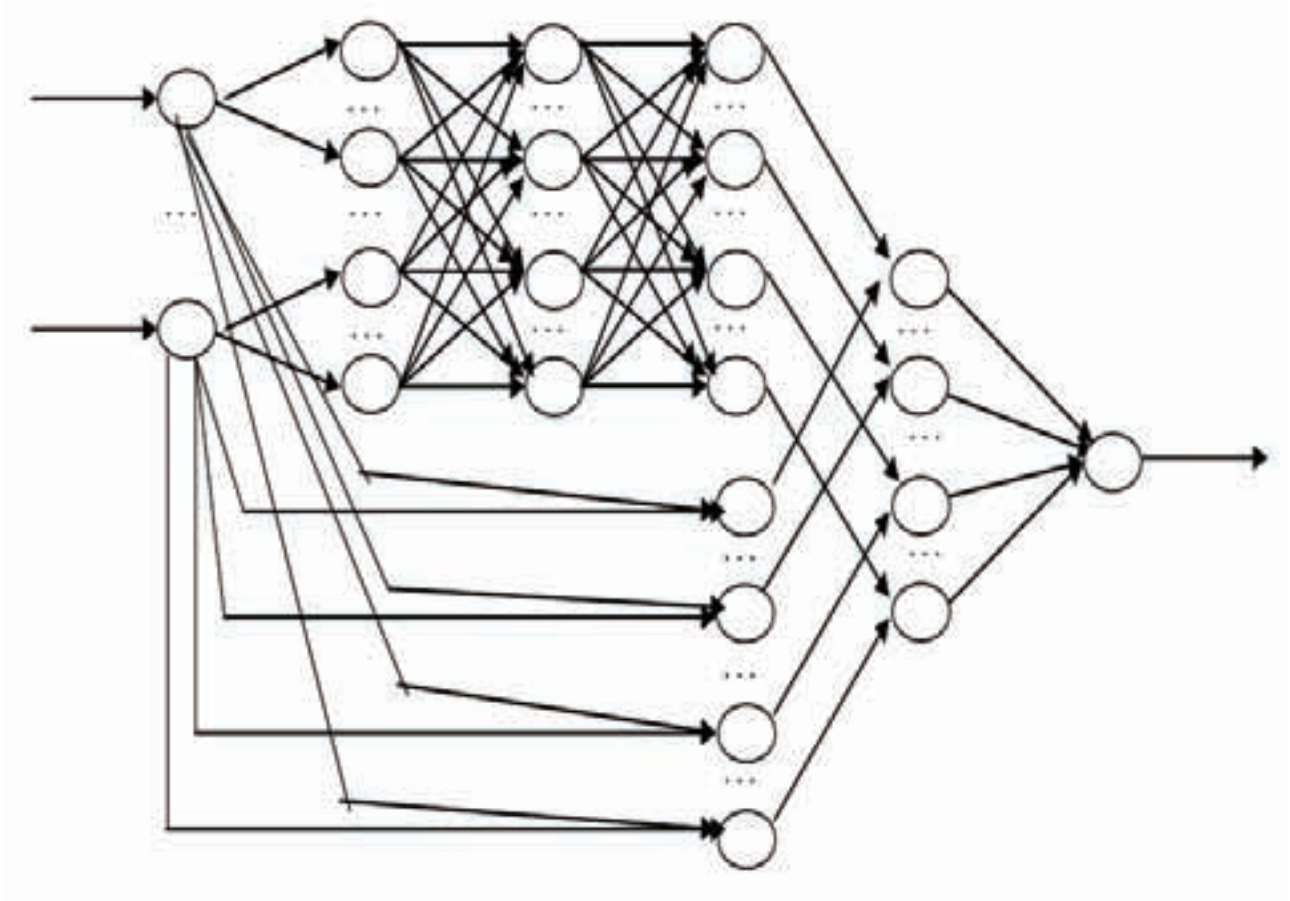


Рис. 2. Структура нечеткой нейросети

4. Идентификация параметров нечеткой нейросети на основе обратного распространения ошибки

1. Номер итерации обучения $t = 1$, инициализация весов сети $\varepsilon_p^k(t), p \in \overline{1,r}, k \in \overline{1,r}$.

2. Задается обучающее множество $\{(\mathbf{x}, y^{obj})\}$, где $\mathbf{x}$ — вектор признаков, y^{obj} — номер диктора, P — мощность обучающего множества. Берется первая пара из обучающего множества.

3. Вычисление сигнала $y(t)$

$$y(t) = \frac{\sum_{k=1}^{r}\sum_{l=1}^{n}\varepsilon_l^k(t)x_l(t)\prod_{i=1}^{n}w_{ik}\mu_{\tilde{A}_i^k}(x_i(t))}{\sum_{k=1}^{r}\prod_{i=1}^{n}\mu_{\tilde{A}_i^k}(x_i(t))}$$

4. Вычисление выходного сигнала $y^{\text{mod}}(t)$

$$y^{\text{mod}}(t) = f(y(t)) = \frac{1}{1+e^{-y(t)}},$$

5. Вычисление ошибки

$$E(t) = \frac{1}{2}(y^{\text{mod}}(t) - y^{\text{obj}}(t))^2 = \frac{1}{2}e^2(t).$$

6. Параметры функций принадлежности и параметры нейросети вычисляются в виде

$$m_i^k(t+1) = m_i^k(t) - \eta_m \frac{\partial E}{\partial m_i^k}, i \in \overline{1,n}, k \in \overline{1,r},$$

$$\sigma_i^k(t+1) = \sigma_i^k(t) - \eta_\sigma \frac{\partial E}{\partial \sigma_i^k}, i \in \overline{1,n}, k \in \overline{1,r},$$

$$\varepsilon_l^k(t+1) = \varepsilon_l^k(t) - \eta_\varepsilon \frac{\partial E}{\partial \varepsilon_l^k}, l \in \overline{1,n}, k \in \overline{1,r}.$$

$$\frac{\partial E}{\partial m_i^k} = \frac{w_{ik}\mu_{\tilde{A}_i^k}(x_i(t))\sum_{l=1}^{n}\varepsilon_l^k(t)x_l(t)}{\sum_{k=1}^{r}\prod_{i=1}^{n}w_{ik}\mu_{\tilde{A}_i^k}(x_i(t))}\left(\sum_{l=1}^{n}\varepsilon_l^k(t)x_l(t) - y(t)\right)\frac{2(x_i(t)-m_i^k(t))}{(\sigma_i^k(t))^2}\cdot$$

$$\cdot(y^{\text{mod}}(t) - y^{\text{obj}}(t))y^{\text{mod}}(t)(1-y^{\text{mod}}(t)),$$

$$\frac{\partial E}{\partial \sigma_i^k} = \frac{w_{ik}\mu_{\tilde{A}_i^k}(x_i(t))\sum_{l=1}^{n}\varepsilon_l^k(t)x_l(t)}{\sum_{k=1}^{r}\prod_{i=1}^{n}w_{ik}\mu_{\tilde{A}_i^k}(x_i(t))}\left(\sum_{l=1}^{n}\varepsilon_l^k(t)x_l(t) - y(t)\right)\frac{2(x_i(t)-m_i^k(t))^2}{(\sigma_i^k(t))^3}\cdot$$

$$\cdot(y^{\text{mod}}(t) - y^{\text{obj}}(t))y^{\text{mod}}(t)(1-y^{\text{mod}}(t)),$$

$$\frac{\partial E}{\partial \varepsilon_l^k} = \frac{x_l(t)w_{ik}\mu_{\tilde{A}_i^k}(x_i(t))}{\sum_{k=1}^{r}\prod_{i=1}^{N^{(1n)}}w_{ik}\mu_{\tilde{A}_i^k}(x_i(t))}(y^{\text{mod}}(t) - y^{\text{obj}}(t))y^{\text{mod}}(t)(1-y^{\text{mod}}(t)),$$

где $\eta_m, \eta_\sigma, \eta_\varepsilon$ — параметры, определяющие скорость обучения,
взять очередную пару из обучающего множества, $t = t+1$, переход на шаг 3.

7. Проверка условия завершения

Если $n \mod P > 0$, то взять очередную пару из обучающего множества, $t = t+1$, переход к 3.

Если $n \mod P = 0 \wedge \frac{1}{P}\sum_{s=1}^{P}E(n-P+s) > \varepsilon$, то $t = t+1$, переход к 2.

Если $n \mod P = 0 \wedge \frac{1}{P}\sum_{s=1}^{P}E(n-P+s) < \varepsilon$, то завершиться.

5. Идентификация параметров нечеткой нейросети на основе генетического алгоритма

Для идентификации параметров нейросети часто используется генетический алгоритм [5–6]. Генетический алгоритм для нечеткой нейросети включает в себя следующие блоки:

– представление векторов параметров нейросети (1)—(3) в виде особи и создание из их различных вариантов исходной популяции;
– функционал цели (фитнесс-функция);
– отбор лучших вариантов векторов параметров (оператор репродукции);
– комбинирование двух вариантов векторов параметров (оператор кроссинговера);

– модификация эталона в вариантах векторов параметров (оператор мутации);
– выбор из полученных вариантов векторов параметров (оператор редукции);
– условие останова.

5.1. Представление особей и создание исходной популяции

В первом блоке генетического алгоритма вектора параметров нейросети (1) — (3) представляются в виде s-й особи с вещественными генами h_s и из их различных вариантов создается исходная популяция

$$H = \{h_s\}, s \in \overline{1,|H|},$$

$$h_s = (\mathbf{m}_s, \sigma_s, \varepsilon_s), \quad (4)$$

где $|H|$ — мощность популяции.

Сформированные вектора (4) используются в функционале цели (фитнесс-функции).

5.2. Фитнесс-функция

В качестве функционала цели (фитнесс-функции) методология предусматривает использование двух критериев:

1. Критерий надежности, который для данного случая означает выбор таких параметров нейросети, которые доставляют максимум вероятности распознавания (отношения количества правильно распознанных ЛПР, по модели (нейросети) к их общему количеству)

$$F(h_s) = \frac{1}{P}\sum_{p=1}^{P} I(f_p(h_s), d_p) \to \max_{\mathbf{m},\sigma,\varepsilon}, \quad (5)$$

$$I(a,b) = \begin{cases} 1, & a = b \\ 0, & a \neq b \end{cases},$$

$$\min h_i < h_i < \max h_i,$$

где $\max h_{si}, \min h_{si}$ — максимальное и минимальное значение i-го параметра,
$f_p(h_s)$ — выход нейросети,
d_p — тестовые выходы,
P — количество тестовых реализаций.

2. Критерий точности, который для данного случая означает выбор такого вектора параметров вида (4), которые доставляют минимум среднеквадратичной ошибки прогноза (квадрата разности выхода нейросети и тестового выхода)

$$F(h_s) = \frac{1}{P}\sum_{p=1}^{P} (f_p(h_s) - d_p)^2 \to \min_{\mathbf{m},\sigma,\varepsilon}, \quad (6)$$

$$\min h_i < h_i < \max h_i.$$

Функционал цели (7) или (8) используется для отбора лучших вариантов вектора параметров вида (6).

5.3. Оператор репродукции

Для отбора лучших векторов параметров вида (4) в качестве оператора репродукции используется алгоритм имитации отжига.

Число копий для каждого s-го варианта вектора параметров вида (4) зависит от величины его целевой функции и определяется в виде

$$V_s = \frac{1}{|H|}\exp(-1/t) + \frac{F(h_s)}{\sum_{s=1}^{|H|} F(h_s)}(1-\exp(-1/t)), s \in \overline{1,|H|}, \quad (7)$$

т. е. на ранних стадиях работы генетического алгоритма имеет место равновероятный (случайный) отбор, а на заключительных стадиях — пропорциональный отбор.

Чтобы поиск оптимального вектора параметров вида (4) был направленным, производится комбинирование отобранных вариантов.

5.4. Оператор кроссинговера

Для комбинирования двух вариантов вектора параметров вида (4), отобранных оператором репродукции, в качестве оператора кроссинговера используется дискретная рекомбинация.

Оба варианта вектора параметров выбираются случайно-селективным методом, который предложен в данной статье на основе алгоритма имитации отжига, в виде.

$$P_c = P_0\frac{1}{|H|}\exp(-1/t) + \frac{F(h_s)}{\sum_{s=1}^{|H|} F(h_s)}(1-\exp(-1/t)) \quad (8)$$

где P_0 — начальная вероятность,

т. е. на ранних стадиях работы генетического алгоритма имеет место равновероятный (случайный) выбор родителей, а на заключительных стадиях — отбор лучших родителей.

Затем для каждого вектора параметров с равной вероятностью выбирается первый или второй родитель. Осуществляется скрещивание, и производятся два потомка. Вероятность кроссинговера — 0.5.

Для глобального поиска оптимального вектора параметров вида (4) необходимо повысить разнообразие вариантов.

5.5. Оператор мутации

Для обеспечения разнообразия вариантов вектора параметров вида (4) после кроссинговера используется оператор мутации.

Случайно выбирается вариант вектора параметров вида (4). Затем случайно выбирается компонента вектора параметров (4), к которой добавляется шаг мутации Δ.

Для вычисления шага мутации используется алгоритм имитации отжига

$$\Delta = \begin{cases} (\max h_{sz} - h_{sz})\left(1 - r^{\left(1-\frac{t}{I}\right)^2}\right), & r \geq 0 \\ (h_{sz} - \min h_{sz})\left(1 - (-r)^{\left(1-\frac{t}{I}\right)^2}\right), & r < 0 \end{cases}, \quad (9)$$

где $\max h_{sz}, \min h_{sz}$ — максимальное и минимальное значение z-го компонента,

t — номер итерации,

T — максимальное количество итераций,

r — случайное число, $r \in [-1,1]$.

Для этого алгоритма вероятность мутации уменьшаться с количеством итераций

$$P_m = P_0\exp(-1/t), \quad (10)$$

где P_0 — начальная вероятность,

Далее производится выбор лучших вариантов из полученных.

5.6. Оператор редукции

Для выбора из полученных вариантов вектора параметров вида (4) (объединения исходной популяции с результатами кроссинговера и мутации) в качестве оператора редукции используется селекционная схема.

Старые и новые варианты объединяются в одно множество (популяцию) и упорядочиваются по убыванию значения целевой функции. Отбираются первые $|H|$ варианты (особей).

5.7. Условие останова

Предлагается следующее условие завершение генетического алгоритма

$$1 - \max_s F(h_s) < \varepsilon \vee t \geq T\ , \tag{11}$$

Если $t < T \vee 1 - \max_s F(h_s) > \varepsilon,$ то генетический алгоритм снова запускается.

Результатом работы генетического алгоритма является вектор параметров (особь) h_{s^*}, который удовлетворяет функционалам цели (5)—(6).

6. Численное исследование

В рамках предложенной методики на звуках русского языка |а|, |о|, |и|, |э| было проведено численное исследование разработанной системы идентификации диктора (рис.3). Решение принималось только в том случае, когда для всех звуков был определен один и тот же диктор.

Идентификация диктора на основе меры Атала дает результаты не более 90%. Идентификация диктора на основе нечеткой нейросети (FNN), обучаемой с помощью обратного распространения ошибки (BP) позволил получить вероятность правильной идентификации диктора 93%. Идентификация диктора на основе нечеткой нейросети (FNN), обучаемой с помощью генетического алгоритма (GA) позволил получить вероятность правильной идентификации диктора 95%.

Таким образом, третий вариант оказывается более эффективным.

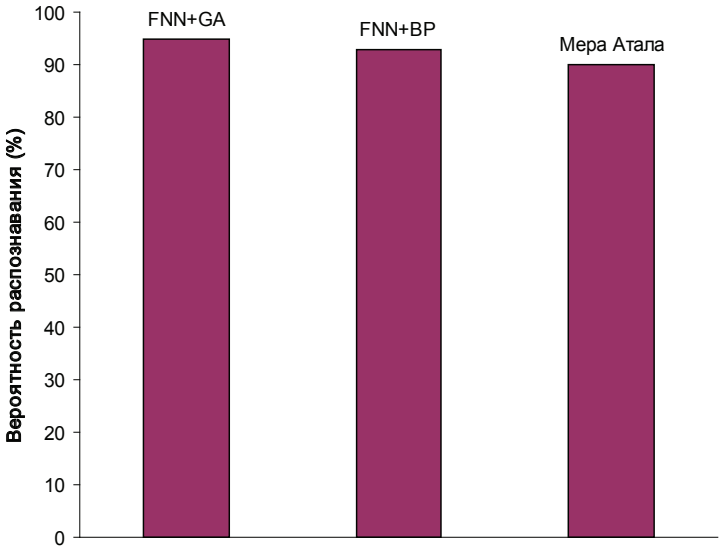


Рис. 3. Вероятность идентификации диктора

Выводы

Научная новизна. В статье предложена методика создания системы идентификации водителя, которая включает в себя формирование вектора признаков, векторов параметров моделей (нейросетей), формирование структуры нейросетей, идентификацию параметров нейросетей.

Достоинством используемых признаков гласного звука является то, что они:

– некоррелированные;
– не требуют речевых данных с длительностью звучания более 10 с;
– допускают низкокачественный речевой сигнал (например, телефонная линия);
– не зависят от эмоционального состояния человека;
– не зависят от громкости произношения;
– не зависят от скорости произношения.

В отличие от других систем идентификации водителя, предложенная система использует нечеткую нейросеть с генетическим алгоритмом, который позволяет ускорить процедуру обучения и повысить надежность и точность распознавания. Для оператора кроссинговера генетического алгоритма предложен случайно-селективный метод выбора родителей для скрещивания.

Практическое значение. Система идентификации водителя, разработанная на основе предложенной методики, может использоваться для идентификации ЛПР в системах человеко-машинного общения для различных отраслей (угольной и металлургической промышленности, авиастроения и судостроения, нефтепроводов и газопроводов, атомных, тепловых и гидроэлектростанций и др), а также в криминалистике для фоноскопической экспертизы.

Список литературы

1. Ідентифікація людини за параметрами мовних сигналів (проблеми та шляхи їх вирішення)/ М.Ф. Бондаренко, О.Я. Дрюченко, С.Ф. Коряк, Ю.П. Шабанов-Кушнаренко.— Харьків.: ТОВ «Компанія СМІТ», 2006.— 260 с.

2. Rabiner L.R., Jang B.H. Fundamentals of speech recognition/L.R. Rabiner, B.H. Jang.— New Jersey: Prentice Hall PTR, Englewood Cliffs, 1993.— P. 507.

3. Рабинер Л.Р., Шафер Р.В. Цифровая обработка речевых сигналов/Л.Р. Рабинер, Р.В. Шафер.— М.: Радио и связь, 1981.— 495 с.

4. Федоров Е.Е. Методика формирования акустических характеристик эталонов речи: монография/ Е.Е. Федоров.— Донецк: изд-во «Вебер», 2008.— 282 с.

5. Mitchell M. An introduction to Genetic Algorithms/M. Mitchell.— Massachusetts: A Bradford Book The MIT Press, 1996.— pp. 162.

6. Скобцов Ю.А. Основы эволюционных вычислений.— Учебное пособие.— Донецк: ДонНТУ, 2008.— 326 с.

Анотація. *У статті пропонується методика ідентифікації водія, на основі методу кодування з лінійним прогнозуванням для виділення формант й антиформант, використовуваних як ознаки, нечіткої нейромережі, генетичного алгоритму*

Abstract. *In article the method of driver identification, on the basis of a method of linear-predictive coding for extraction formant and antiformant, used as features, fuzzy neural network, genetic algorithm is offered*

Стаття надійшла до редакції 18.11.2011 р.

УДК 711.73

ШВЕЦЬ В. В., к.т. н., доцент; ЛИСЮК О. І.; БАЗАЛИЦЬКИЙ Д. А.; ЄРЕЩЕНКО О. В.; ТОМЧУК Ю. В.; СТЕПАНИШЕН Ю. Я., Вінницький національний технічний університет

ПРОЕКТНА ПРОПОЗИЦІЯ ВЛАШТУВАННЯ МЕТРОТРАМУ У М. ВІННИЦІ

Проаналізовано найбільші пасажиропотоки міста Вінниці. Запропоновано новий маршрут, який сполучатиме західну та східну частини міста. Розглянуто застосування підземного трамвая в зарубіжній практиці. Запропоновано проект влаштування метротраму у м. Вінниці. Розглянуто принципову схему руху метротраму.

Постановка проблеми

Місто Вінниця одне з великих міст України, в якому кількість мешканців невпинно зростає. Це зумовлює подальше загострення проблем транспортних перевезень загалом і пасажирів зокрема та необхідність вдосконалення організації руху транспорту.

Вся територія міста розділена на три частини річкою Південний Буг та залізничною дорогою. Перетнути річку можливо трьома мостами, а залізничну дорогу тільки по вулиці Лебединського, яка не може пропустити весь транспортний потік, особливо у часи пік, коли вулиця перевантажується пасажирським транспортом.

Такий стан зумовлений тим, що з одного боку, у східній частині міста (район Тяжилів) зосереджена велика кількість робочих місць (підприємства, торгові фірми, великі гуртові склади), куди дістаються багато працівників з інших частин міста. А з другого боку, житло в цій частині міста є порівняно дешевим, тому його винаймають студенти, учні технікумів та профтехучилищ, місце навчання яких знаходиться також в іншій частині міста. Присутність двох великих зустрічних пасажиропотоків у часи пік та існуючого транспортного потоку спричиняє утворення транспортних заторів.

Мета роботи

Мета роботи — розвантаження транспортних потоків у місцях виникнення заторів у місті Вінниці. Задачею роботи є розробка проектної пропозиції — метротраму, створення нового маршруту, який здійснить ще один перетин залізниці та розвантаження транспортного потоку на вул. Лебединського.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, щодо влаштування метротраму. У ряді зарубіжних міст будівництво ліній підземного трамвая розглядається як перша черга спорудження метрополітену, потреба в якому може виникнути в процесі розвитку міста. У Ганновері ведеться будівництво трьох ліній підземного трамваю загальною довжиною 6,8 км. Проектується пристрій чотирьох підземних пересадочних станцій, відстань між якими 0,4–0,78 км. Великі роботи зі спорудження підземного трамвая намічається здійснити в Базелі і Цюріху (Швейцарія). У Базелі передбачається з'єднати лінії підземного трамвая з двома приміськими лініями. Проект для Цюріха містить великий комплекс робіт по спорудженню трамвайних і пішохідних тунелів, ескалаторів. А у місті Аліканте (друге за величиною місто в Східній Іспанії, в якому проживає близько 430 тисяч чоловік) метротрам був відкритий у 2003 році. Довжина маршруту становить 14 км, який включає 14 наземних зупинок [1].

Поперечний розріз двоколійного тунелю підземного трамвая, спорудженого відкритим способом наведено на рис. 1

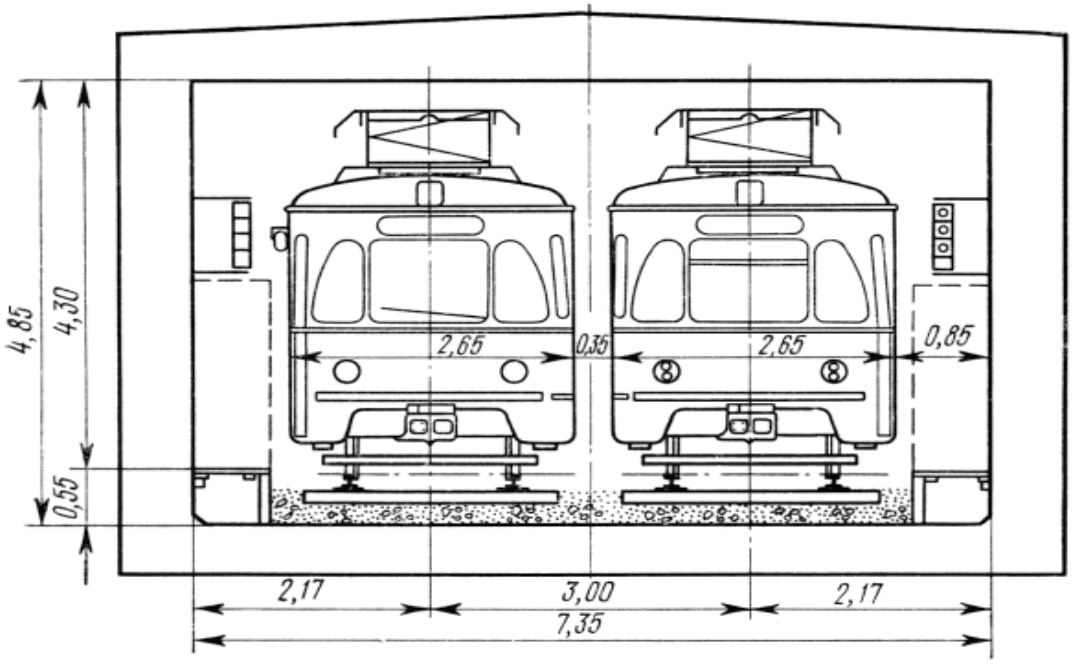


Рис. 1. Тунель підземної лінії метротраму у м. Кельні [1]

В зарубіжній практиці приймаються сучасні технічні рішення, як правило, унікальні, з будівництва та реконструкції підземної інфраструктури міст [2]. Запропонована класифікація об'єктів інфраструктури, способів їх будівництва та реконструкції. Увага приділяється проблемам, пов'язаних з виробництвом робіт в умовах щільної міської забудови. Існують норми і правила [3] при будівництві тунелів та метрополітенів, а також правила безпеки ведення робіт.

Виклад основного матеріалу. Один з варіантів розвантаження вулиці Лебединського це відокремлення значної частини пасажиропотоку і пропуск його по іншому маршруту. Але враховуючи те, що існує тільки один перетин залізничної дороги виникає необхідність побудови ще однієї вулиці для пропускання пасажирського транспорту зі спорудженням розв'язки з залізницею.

Враховуючи розвиток міста Вінниці та перспективне збільшення населення понад 500 тис. чол., окрім існуючих автобусів, тролейбусів та трамваїв необхідно планувати введення в експлуатацію таких видів транспорту як швидкісний трамвай або метротрам.

Аналізуючи їх переваги та недоліки, а також можливість їх інтеграції у існуючу містобудівну ситуацію можна зробити висновок про доцільність будівництва лінії метротрама.

Цей вид транспорту поєднує переваги метрополітену і трамвая, при цьому позбавлений від їх недоліків. Новий транспорт буде рухатись під землею, окрім переїздів через міст, а зупинки знаходитимуться на поверхні.

Метротрам це альтернатива між метро і трамваєм. При проектуванні не потрібні будуть великі сходи чи екскалатори. При під'їзді до зупинки рухомий склад виїжджає на поверхню землі, де і знаходиться зупинка.

Часто підземний трамвай будували у тому випадку, коли на будівництво справжнього метро не вистачало коштів. Таким чином створювалася мережа тунелів, на основі яких пізніше можна було створювати повноцінну систему метро (з важчим багатовагонним рухомим складом). Таким чином виникло метро Брюсселя, хоча деякі маршрути там так і не були переобладнані під метро і на них до цих пір експлуатуються звичайні міські трамваї [4].

На рис. 2 наведено принципову схему руху метротраму у місті Вінниці.

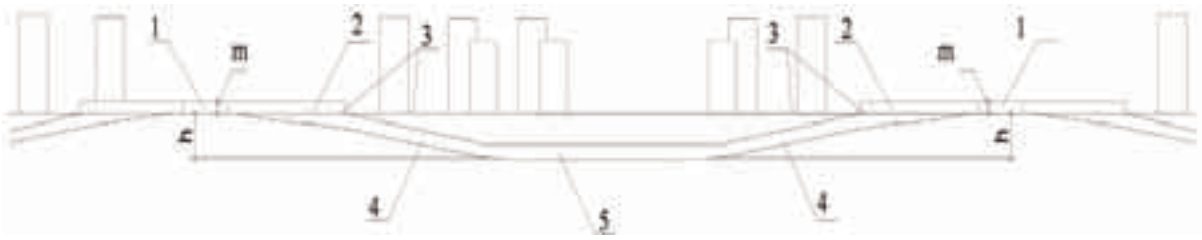


Рис. 2. Принципова схема руху метротраму у м. Вінниці:

1 — електрорухомий склад; 2 — наземні станції; 3 — рівень підлоги платформи наземної станції і сполучного пішохідного тротуара; 4-похилі площини; 5 — підземний тунель; m — висота наземної станції; h — висота спуску або підйому

Станції метротрамваю розташовуються на поверхні землі і не є настільки дорогими з будівництва та утримання як станції метрополітену. Проїхавши по підземному тунелю 500–1500 м, він знову опиняється в похилому тунелі. По ньому метротрамвай за рахунок інерції піднімається на поверхню землі і висаджує пасажирів на наземній станції, прямо біля виходу в місто, не змушуючи їх ходити по підземних вестибюлях і підніматися вгору ескалаторами. Під час підйому метротрамвай економить електроенергію на рух: кінетична енергія, яку він мав перед підйомом на поверхню землі, в процесі самого підйому перетворюється на потенційну енергію. А потенційна енергія на наступному перегоні знову використовується метротрамваєм для руху. За рахунок цього метротрамвай при вдвічі більшій швидкості перевезення пасажира по місту витрачає на його поїздку в два рази менше електроенергії, ніж метро. А значить і вартість поїздки на ньому може бути значно менше.

Метротрамваю не потрібні настільки потужні двигуни і таке потужне тягове електрообладнання як вагону метро. При спуску з наземної станції в підземний тунель глибиною 6 м метротрамвай за рахунок руху під ухил без допомоги двигунів здатний розвинути швидкість близько 60 км/год. Допомога двигунів метротрамваю буде потрібна, щоб забезпечити розгін вагонів до швидкостей 80–90 км/год і в порівнянні з метро ще більше підвищити швидкість сполучення між сусідніми станціями.

Такий вид транспорту забезпечить комфорт жителям міста. Ухили спусків і підйомів (100–120‰) не перевершують стандартів, допустимих для трамвайних вагонів [5]. А вертикальні прискорення, що впливають на пасажирів, не перевершують аналогічних прискорень, що виникають при підйомах і спусках на ліфті. Під час спуску вагона в підземний тунель по похилому тунелю на пасажира одночасно діють дві сили. Одна з них з-за нахилу вагона на спуску нахиляє пасажира вперед. Інша — це сила інерції, відхиляє його назад. Ці дві сили взаємно компенсують один одного і пасажир відчуває себе при русі в метротрамваї похилим шляхом більш комфортно, ніж при русі в трамваї чи метро горизонтальним шляхом. Такий же ефект більш м'якого сприйняття пасажиром змін швидкості виникає і під час підйому метротрамвая похилим тунелем на наземну станцію [4].

Під час спуску або підйому метротрамвай проїжджає 100–150 м і витрачає на спуск (підйом) 10–15 сек. Рух у підземному тунелі при відстані між станціями 1000–1700 м займає від 90 до 120 сек. По лінії з перегонами довжиною 1700 м при 25-секундних зупинках на станціях метротрамвай здатний перевозити пасажирів між пунктами зупинок, розташованими на поверхні землі, зі швидкістю сполучення 50 км/ч. Це практично вдвічі швидше, ніж на метро. При такій швидкості повідомлення 5-вагонні поїзди метротрамвая загальною довжиною не більше 100 м здатні забезпечити провізну спроможність траси не менше 35 тис. пасажирів на годину в одному напрямку [6].

У таблиці 1 представлені порівняльні характеристики трамваю, метротраму і метро.

Таблиця 1

Порівняльні характеристики трамвая, метро, метротраму [3]

	Трамвай	Метротрамвай	Метро
Шлях	наземний	підземно – наземний	підземний
Перегін, м	350	800 – 1700	1700
Провізна здатність, тис. пас. / год.	10	30 – 40	60
Швидкість пересування пасажира по місту, км / год.	20	40 – 50	50
Питома витрата електроенергії, Вт · год / т · км	70	25 – 30	50

З таблиці видно, що метротрамвай має більшу швидкість пересування та значно економніший по електроенергії.

Цей транспортний засіб буде проходити по Хмельницькому шоссе, через центр міста, по поверхні моста і до вулиці Ватутіна. Маршрут матиме 12 зупинок, відстань між якими буде більшою за 500 метрів (рис. 3), завдяки чому всі наземні зупинки матимуть довжину 120 метрів. Наземна територія включатиме територію для спуску та підйому, а також територію для самої зупинки мінімум 3 вагони метротраму.



Рис. 3. Схема маршруту метротраму у м. Вінниці

Маршрут буде починатись у західній частині міста, а закінчуватись у районі Тяжилів. Послідовність зупинок обґрунтовувалась найбільшими транспортними потоками: Західний автовокзал — Технічний університет — Лісопарк — Палац юнацтва — Площа Стуса — Театр альна — Укртелеком — площа ім. М. Коцюбинського — Центральний ринок — Залізничний вокзал — Карла Маркса — «Мрія» (кіцева).

Запропонований маршрут вирішить проблему насичених транспортних потоків, сполучить віддалені густонаселені частини міста. Можна відкрити зручний, швидкий та необхідний маршрут: Хмельницьке шосе — вул. Соборна — вул. Коцюбинського — вул. Ватутіна.

Висновки

– Запропонований маршрут розвантажить транспортні потоки на Залізничному вокзалі та по вул. Лебединській.

– Метротрам це транспортний засіб необхідний м. Вінниці на сучасному етапі розвитку. Успіх цього виду транспорту гарантований простим розрахунком: по одній смузі руху він

перевозить на годину в 10 раз більше, ніж автомобільний транспорт, і в 3–4 рази більше пасажирів, ніж автобус і тролейбус. Тому в умовах дефіциту міського простору, коли кожна смуга для транспорту виділяється насилу, трамвай є оптимальним рішенням, як для центрів міст, так і для околиць.

Список літератури

1. М.С. Фишельсон Городские пути сообщения/Фишельсон М.С./Учеб. пособие для вузов.— 2 е изд., перераб. и доп.— М.: Высш. школа. 1980.— 296 с.

2. Лысиков Б. А. Подземная инфраструктура городов (обзор зарубежного строительства). Монография./Б.А. Лысиков, Л.Л. Кауфман — Донецк: «Норд — пресс», 2004.— 267 с.

3. СНиП III 44–77 Тоннели железнодорожные, автодорожные и гидротехнические. Метрополитен/Госстрой СССР.— М.: «Стройиздат», 1978.— 136 с.

4. Зубцов Н.М. Метротрам. Подземная линия скоростного трамвая // Метро и тоннели/Зубцов Н.М., Зубцов Н.Н., Скоробогатов А.Д.— № 4–2003 — С. 30–31.

5. Вагоны трамвайные пассажирские. Технические условия: ГОСТ 8802–78.— [Чинний від 1998–12–01].— М.: ИПК Издательство стандартов.— 1998.— 12 с.

6. Гаев Д. В. Московский метрополитен сегодня // Метро и тоннели./Д. В. Гаев — М.: Спецвыпуск.— 2005.— С.12, 13.

Аннотация. *Проанализированы самые большие пассажиропотоки во всех частях города Винницы. Рассмотрено применение подземного трамвая в зарубежной практике. Предложен проект устройство быстрого, экономного и комфортного транспортного средства — метротрам. Представлен новый маршрут, который свяжет западную и восточную части города Винницы. Рассмотрена принципиальная схема движения метротрамвая.*

Abstract. *Analyzed the largest passenger traffic in all parts of the city of Vinnitsa. The application of an underground tram to the international practice. Proposed project unit fast, economical and comfortable vehicle — metrotram. A new route to link the western and eastern parts of the city of Vinnitsa. We consider the basic movements metrotramvaya.*

Стаття надійшла до редакції 13.10.2011 р.

УДК 629.3.022: 629.332

ГРЕЧАНЮК М. С., аспірант, Вінницький національний технічний університет

УДОСКОНАЛЕННЯ ПНЕВМАТИЧНОЇ ПІДВІСКИ НАПІВПРИЧЕПА ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

Проведено опис конструкції та принципу дії удосконаленої пневматичної підвіски напівпричепа вантажного автомобіля. Для удосконалення пневматичної підвіски напівпричепа вантажного автомобіля автором запропоновано ввести в її схему другий кран рівня підлоги для регулювання тиску окремо в пневматичних балонах правої і лівої сторони, що дозволить підвищити стійкість напівпричепа вантажного автомобіля і запобігти його перекиданню. Удосконалення пневматичної підвіски напівпричепу вантажного автомобіля дозволяє знизити аварійність вантажних автомобілів із напівпричепами під час їх експлуатації на дорогах.

Постановка проблеми

Вантажні автомобілі з напівпричепами є одними з основних видів транспорту, якими перевозиться значна частина вантажів на території України. В зв'язку з недотриманням

швидкісного режиму руху, несправного стану транспортних засобів, нерівномірності розташування вантажу по платформі вантажних автомобілів, а особливо вантажних автомобілів із напівпричепами, можливе виникнення аварій. Наслідками аварій за участі вантажних автомобілів із напівпричепами є значні фінансові втрати. Існує значна кількість способів зменшення аварійності на дорогах, серед яких: дотримання швидкісного режиму руху, рівномірне розташування вантажу по вантажній платформі, удосконалення конструкції транспортних засобів. Останній спосіб, на нашу думку, є найбільш дієвим, особливо, якщо мова йде про перевезення негабаритних і спеціалізованих вантажів. Одним із шляхів реалізації такого способу є вдосконалення пневматичної підвіски напівпричепу вантажного автомобіля. Удосконалення пневматичної підвіски напівпричепу вантажного автомобіля, яка значно впливає на його стійкість, є одним із способів зниження аварійності вантажних автомобілів із напівпричепами, і як наслідок, зменшення фінансових збитків.

Аналіз останніх досліджень

На даний час існує декілька варіантів конструкції підвісок напівпричепів, зокрема пневматична та ресорна. Якщо вести мову про модернізацію напівпричепів 2000-х років виготовлення, то, як показав проведений аналіз, найкращим шляхом їх удосконалення є застосування пневматичної підвіски. В напрямку вдосконалення пневматичної підвіски напівпричепу вантажного автомобіля роботи проводяться компанією WABCO [1], яка розробляє системи управління динамічними характеристиками напівпричепів і вантажних автомобілів. Проте ці системи відрізняються значною вартістю та складністю конструкції.

Мета дослідження

Метою роботи є вдосконалення пневматичної підвіски напівпричепу вантажного автомобіля.

Матеріали й результати дослідження

Відома схема пневматичної підвіски напівпричепа вантажного автомобіля [2] не дозволяє виконувати підкачування повітря в пневматичні балони напівпричепа для його вирівнювання під дією зовнішніх впливів.

Крім того, недоліками існуючої схеми пневматичної підвіски напівпричепа вантажного автомобіля є те, що:

при завантаженні платформи напівпричепа з такою пневматичною підвіскою обов'язково вимагається рівномірне розташування вантажу по платформі, оскільки при нерівномірному розташуванні вантажу при завантаженні відбувається крен напівпричепа, який при подальшому продовженні завантаження може викликати перекидання вантажного автомобіля з напівпричепом;

під час руху вантажного автомобіля з напівпричепом, коли виникають поперечні коливання платформи, повітря у пневматичній системі здійснює поперечно-коливальні рухи, частота яких при вході в резонанс із власною частотою коливань напівпричепа викликає перекидання вантажного автомобіля з напівпричепом.

Зазначені недоліки усуваються шляхом введення в схему пневматичної підвіски напівпричепа вантажного автомобіля другого крану рівня підлоги для регулювання тиску окремо в пневматичних балонах правої і лівої сторони.

На рис. 1 показана запропонована схема пневматичної підвіски напівпричепа вантажного автомобіля, яка складається з перепускного клапану односторонньої дії 1, об'єднаного повітряпроводом із балоном-ресивером 3. Останній 3 містить кран скидання конденсату 4 і контрольний вивід 5. Через магістральний фільтр 6 балон-ресивер 3, з'єднаний повітряпроводом

із двома кранами рівня підлоги 7, а крани рівня підлоги 7 через контрольні виводи 8 — з'єднані з пневматичними балонами 2.

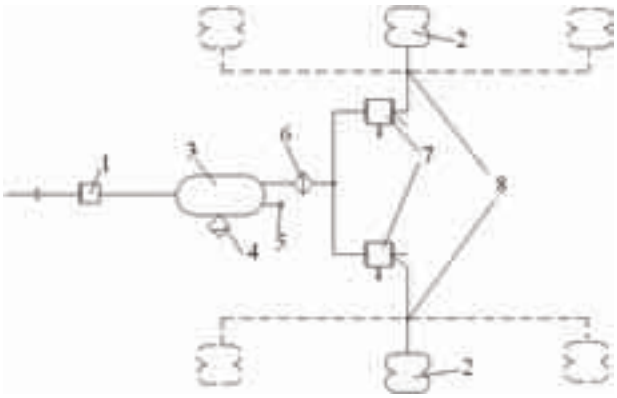


Рис. 1. Схема удосконаленої пневматичної підвіски напівпричепа вантажного автомобіля

Пневматична підвіска напівпричепа вантажного автомобіля працює наступним чином: через перепускний клапан односторонньої дії 1 повітря надходить до балону-ресиверу 3, після чого попадає до магістрального фільтру 6, де проходить очищення. В балоні-ресивері 3 передбачені кран для скидання конденсату 4 і контрольний вивід 5 для вимірювання тиску в балоні-ресивері 3. Після проходження магістрального фільтру 6 повітря попадає до вхідних виводів кранів рівня підлоги 7. У разі нахилу однієї із сторін платформи напівпричепа відкриваються крани рівня підлоги 7, причому через вихідний вивід крану рівня підлоги 7 із зовнішньої сторони нахилу платформи напівпричепа повітря випускається із пневматичних балонів 2, а із внутрішньої сторони нахилу платформи напівпричепа — надходить із балону-ресиверу 3 до пневматичних балонів 2. При вирівнюванні платформи напівпричепа вантажного автомобіля обидва крани рівня підлоги 7 закриваються.

Для визначення ефекту від застосування запропонованої схеми пневматичної підвіски були проведені теоретичні дослідження із визначення періоду та амплітуди поперечних коливань платформи напівпричепа при входженні в резонанс власної частоти коливань повітряпроводу пневматичної підвіски напівпричепа із вимушеною частотою поперечних коливань платформи напівпричепу.

Резонансні коливання в повітряпроводі пневматичної підвіски напівпричепа вантажного автомобіля можуть виникнути при переміщенні повітря з одного пневматичного балону в інший в результаті нахилу розгойдування платформи напівпричепа під час його руху по нерівностях дорожнього покриття.

Частота власних коливань повітряпроводу залежить від внутрішнього тиску й швидкості протікання повітря. З урахуванням впливу цих факторів частота власних коливань у Гц визначатиметься за формулою [3]:

$$\omega' = \omega \sqrt{1 - \frac{P}{P_{кр}}}\ , \qquad (1)$$

де ω — частота власних коливань повітряпроводу з урахуванням ваги заповненого повітрям повітряпроводу;

P — тиск повітря в повітряпроводі;

$P_{кр}$ – критична сила за Ейлером.

Частота власних коливань повітряпроводу з урахуванням ваги повітря в повітряпроводі визначається як [3]

$$\omega = \frac{3,56}{L^2}\sqrt{\frac{EIg}{G_{ПП} + G_{П}}}, \tag{2}$$

де L — довжина повітряпроводу між пневматичними балонами;

E — модуль пружності матеріалу повітряпроводу;

$I = 0,05\left(D^4 - d^4\right)$ – момент інерції перерізу повітряпроводу;

$G_{ПП}$ і $G_{П}$ — погонна вага повітряпроводу і повітря в ньому.

Тиск повітря в повітряпроводі визначається за формулою [3]:

$$P = \rho f + m\frac{u^2}{2}, \tag{3}$$

де ρ — щільність повітря;

f – площа внутрішнього перерізу повітряпроводу;

m — лінійна щільність (маса одиниці довжини);

u – швидкість протікання повітря в повітряпроводі.

Критична сила за Ейлером визначається за [4]:

$$P_{кр} = \frac{p^2 EI}{L^2}. \tag{4}$$

Швидкість протікання повітря в повітряпроводі визначаємо із використанням формули Торрічеллі [4]:

$$u = \sqrt{2gH}, \tag{5}$$

де H — величина стиснення-розтягнення пневматичного балону.

На величину стиснення-розтягання пневматичного балону H впливає його розташування на вісі напівпричепа і кут нахилу платформи напівпричепа ψ :

$$H = 2l \cdot tg\psi, \tag{6}$$

де l — міжосьова відстань між осьовою лінією вісі напівпричепа та вісьовою лінією пневматичного балону.

Використовуючи формули (2)—(6) формула (1) прийме вигляд:

$$\omega' = \frac{3,55}{L^2}\sqrt{\frac{EI\pi^2 - \left(\rho f + 2mgl \cdot tg\psi\right)L^2}{\left(G_{ПП} + G_{П}\right)}}. \tag{7}$$

Під час руху по нерівностях дорожнього покриття вантажний автомобіль з напівпричепом може здійснювати не лише вільні, а й вимушені коливання напівпричепу, які залежать від частоти періодично діючої збуджуючої сили (чергування нерівностей), що визначається за [5]:

$$\omega'' = \frac{2\pi\upsilon}{3,6L_{Д}}, \tag{8}$$

де υ — швидкість вантажного автомобіля з напівпричепом;

$L_{Д}$ — довжина нерівностей дорожнього покриття.

Резонанс, за якого відбувається перекидання вантажного автомобіля з напівпричепом, виникає за умови $\omega' = \omega''$.

Період коливань визначається за формулою [4]:

$$T^{'(")} = 1 \Big/ \omega^{'(")}. \tag{9}$$

Для напівпричепа із пневматичною підвіскою як динамічної системи за наявності в ній опору (тертя) рівняння вимушених коливань прийме вигляд [5]:

$$\ddot{x} + \dot{x}\omega' + \left(\omega''\right)^2 x = \frac{q(t)}{M}, \qquad (10)$$

де $q(t)$ — функція зміни висоти нерівностей дорожнього покриття q від часу t;

M — маса вантажу на платформі напівпричепа.

З формули (10) шляхом математичних перетворень, визначається амплітуда коливань x.

Висновки

Проведені теоретичні дослідження показали зменшення амплітуди поперечних коливань платформи напівпричепа на 20% і періоду поперечних коливань платформи напівпричепа на 10%, що дозволить підвищити стійкість напівпричепа вантажного автомобіля і запобігти його перекиданню. В подальшій роботі планується провести експериментальне підтвердження одержаних теоретичних результатів.

Список літератури

1. Домашняя страница WABCO.— Режим доступу до ресурсу: http://www.wabcoauto.com/nc/ru/domashnjaja_stranica_wabco

2. Компоненты пневматических тормозных систем для прицепов в соответствии с 71/320/EWG. Схематическое отображение и описание тормозных систем и пневматических агрегатов.— WABCO, 2007.— 34 с.

3. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика.— М.: Машиностроение, 1972.— 320 с.

4. Бутиков Е. И., Кондратьев А. С. Физика: Учебн. пособие: В 3 кн. Кн.1. Механика.— М.: Физматлит, 2004–352 с.

5. Вахламов В. К. Автомобили. Эксплуатационные свойства.— М.: Академия, 2006.— 240 с.

Аннотация. *Проведено описание конструкции и принципа действия усовершенствованной пневматической подвески полуприцепа грузового автомобиля. Для усовершенствования пневматической подвески полуприцепа грузового автомобиля автором предложено ввести в ее схему второй кран уровня пола для регулирования давления отдельно в пневматических баллонах правой и левой стороны, что позволит повысить устойчивость полуприцепа грузового автомобиля и предотвратить его опрокидывание. Усовершенствование пневматической подвески полуприцепа грузового автомобиля позволяет снизить аварийность грузовых автомобилей с полуприцепами при их эксплуатации на дорогах.*

Abstract. *Makes description of designs and principle of the action advanced air spring suspension of semitrailer truck. To improvement of the air spring suspension of semitrailer truck, the author is offered carry in its scheme second tap level flap for single pressure regulation in pneumatic balloons of right and left sides which that's will allow to increase stability of semitrailer truck and prevent its rollover. The improvement of the air spring suspension of semitrailer truck allows to decrease the accident risk of trucks with semitrailers under their using on roads.*

Стаття надійшла до редакції 14.09.2011 р.

УДК 551.50

КЕРНИЦЬКИЙ І.С., д.т.н., ГРИГОРИШИН О.М., к.ф.-м.н., КОГУТ В.М., Львівський державний університет внутрішніх справ;
СМИЧОК В.Д., к.т.н., КОНИК І.В., к.т.н.,Національний університет «Львівська політехніка»;
ФЛИС І.М., к.т.н.,Львівський національний університет ім. І. Франка

ПРИЛАД ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІС ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З АВТОМОБІЛЬНОЮ ДОРОГОЮ

Здійснена теоретична розробка бортового автомобільного приладу, який інформує водія про стан дороги і коефіцієнт зчеплення шини автотранспортного засобу з дорожнім покриттям.

Вступ

Протягом останніх років в Україні загострилася проблема безпеки дорожнього руху. Спостерігається тенденція до стрімкого погіршення ситуації, що потребує невідкладного вжиття органами державного управління заходів реагування. Тільки за 2010 р. в одній із областей України (Львівська обл.— умовно, як середньостатистичний показник), зареєстровано 1620 дорожньо-транспортних пригод, у яких загинуло 210 і травмовано 275 осіб. Статистика свідчить, що рівень аварійності та кількості постраждалих в Україні значно перевищують відповідні показники більшості держав світу. Зокрема, у Швейцарії на 1 млн. жителів кількість загиблих у дорожньо-транспортних пригодах становить 49 осіб, у Німеччині — 62, в Україні — 164 особи. Вищезазначене обумовлює актуальність досліджень, спрямованих на розробку і теоретичне обґрунтування нових підходів до вирішення проблеми забезпечення безпеки дорожнього руху у відповідності до Закону України «Про дорожній рух», «Програми забезпечення безпеки дорожнього руху та екологічної безпеки транспортних засобів», затвердженої Постановою КМ України №456/98, планів Міністерства освіти і науки в галузі «Проблеми формування раціональних транспортних логічних систем і забезпечення ефективного функціонування їх складових», а також Концепції Державної цільової програми підвищення рівня безпеки дорожнього руху на 2009–2012 рр.

Автори статті пропонують розробити на основі алгоритмів штучного інтелекту сучасні датчики контролю за дорожнім рухом, що дасть можливість ліквідувати існуючі недоліки, ввівши як додаткове джерело інформації коефіцієнт зчеплення «шина-дорога», вимірюючи температуру повітря, дорожнього покриття, атмосферний тиск, відносну вологість за методикою визначення точки роси, і створити інформаційний пристрій для водія про стан дороги на кожній конкретній її ділянці.

Постановка проблеми

Із зростанням кількості транспортних засобів, збільшенням потужностей їх двигунів і швидкостей переміщення важливе місце у забезпеченні безпеки дорожнього руху займають якість дорожнього покриття та експлуатаційні властивості автомобільних шин. Частково проблеми безпеки на автомобільних дорогах вирішуються Державною автомобільною інспекцією МВС України відповідно до наданих їй згідно чинного законодавства обов'язків і прав.

Однак, стан автомобільних доріг не залежить від водіїв автотранспорту і від працівників ДАІ, які наділені правом заявити своє критичне ставлення через подання приписів у відповідні відомства та організації [1].

Враховуючи географічне положення і кліматичні характеристики України, стан дорожнього покриття автомобільних доріг у залежності від погодних умов може різко змінюватися на різних їх ділянках і на відносно незначних віддалях між ними.

Навіть у тих випадках, коли учасник дорожнього руху проінформований про погодні умови на автодорогах, отримана інформація не завжди є достатньою для прийняття рішення у процесі вибору швидкості, режиму гальмування, випередження або інших маневрів на дорогах. Зрозуміло, що технічний стан покриття і погодні умови як складові стану дорожнього покриття, є настільки різноманітні, що водієві доцільно володіти додатковою інформацією про параметри конкретних локальних відрізків дороги, а саме — про коефіцієнт зчеплення «шина-дорога».

Як правило водії візуально оцінюють стан дорожнього покриття аналізуючи інтенсивність атмосферних опадів, вологість повітря, температуру тощо, а також по поведінці автотранспорту під час здійснення пробних пригальмовувань, що формує суб'єктивну оцінку і не може гарантувати об'єктивного оцінювання стану автомобільної дороги [2].

Стан дослідження та аналіз публікацій

Прикладні аспекти використання сучасних технічних засобів, методів математичного та комп'ютерного моделювання процесу забезпечення безпеки на автомобільних дорогах не знайшли ґрунтовного висвітлення в сучасній науково-технічній літературі. Проблемою створення технічних засобів забезпечення безпеки дорожнього руху займалися Д. Навой, Д. Рожанський, В. Бурачек, Р. Шульц, О. Васильєв, М. Крисенко, О. Надточій та інші.

Мета дослідження

Метою даної роботи є визначення особливостей застосування приладу для визначення коефіцієнта зчеплення колеса з дорогою з метою забезпечення стабільності руху автомобіля з урахуванням впливу зовнішніх збурень від нерівностей дороги.

У роботі пропонується:

1) на основі алгоритмів штучного інтелекту [3] розробити сучасні датчики контролю за дорожнім рухом, що дасть можливість усунути існуючі недоліки, ввівши як додаткове джерело інформації коефіцієнт зчеплення автомобільних шин з дорогою, вимірюючи температуру повітря і дорожнього покриття, атмосферний тиск, відносну вологість за методикою визначення точки роси;

2) створити інформаційний пристрій для водія про стан дорожнього покриття на кожній конкретній ділянці автомобільної дороги.

Прилад розроблено на основі комп'ютерного моделювання процесу стабілізації рухомого об'єкта (автомобіль), який характеризується наступними особливостями:

– необхідність врахувати наявну інтегральну нестійкість та інерцію;

– розроблене програмне забезпечення має відтворювати процес, максимально наближений до реальної ситуації на дорозі за умови збереження характеру зміни перехідних процесів, пов'язаних з дією збурень від нерівностей дороги.

Прилад для визначення коефіцієнта зчеплення дає можливість водієві на стоянці (в стані статики) і під час руху транспортного засобу (в динаміці) отримувати інформацію про стан дорожнього покриття в конкретно визначеному місці, а саме — на шляху руху транспортного засобу, і при цьому приймати технічно обґрунтоване рішення про вибір швидкості та режиму руху автомобіля.

Розроблений прилад розміщується на автомобілі, при цьому окремі датчики встановлюються у відповідності до нормативних вимог, що є необхідною умовою правильного вимірювання метеорологічних показників. Інформація про коефіцієнт зчеплення або ковзання в кількісних і якісних показниках виводиться на табло, яке кріпиться на панелі приладів транспортного засобу.

Основний розділ

Дослідимо причини зміни коефіцієнта зчеплення шини з дорогою, які залежать від метеорологічних умов.

Ожеледь. Утворюється внаслідок випадання переохолоджених водяних крапель на дорогах, а також під час випадання непереохолоджених водяних крапель на дорогу, температура поверхні якої становить нижче 0 °С, внаслідок чого відбувається їх замерзання. Таким чином у більшості випадків, утворюється прозора льодова плівка, умовою виникнення котрої завжди є водяні атмосферні краплі. Найчастіше такі явища можуть виникати в наслідок дощу, мряки [4] або крапель води, що утворюються під час туману.

Танення ожеледі часто проходить неоднорідно, залежно від термодинамічних характеристик дорожнього покриття. На покритті з високою теплопровідністю, танення ожеледі починається швидше, ніж на ділянках з низькою теплопровідністю. Інтенсивність утворення ожеледі також залежить від різниці мінімальних температур та інтенсивності утворення і переміщення холодних повітряних мас, туманності на різних ділянках дороги. Таким чином, утворення ожеледі суттєво залежить і від теплоємності різних ділянок автодорожнього полотна.

Ожеледиця. Утворюється внаслідок замерзання води на дорозі. Це можуть бути стічні води, калюжі або води, які іншим шляхом потрапили на проїзну частину дороги. Ожеледиця завжди носить місцевий характер, а причини її появи залежать від температури покриття і не залежать від атмосферних опадів.

Снігова ожеледь. Утворюється на утрамбованому сніговому покритті, не залежить від місцевих метеорологічних факторів і візуально добре спостерігається водієм автотранспорту [5].

Льодові хвилі. Дослідження показали, що існує ще один важливий фактор зміни коефіцієнта зчеплення, коли водопроникні шари дорожнього покриття мають різні абсорбентні властивості. Тривалими спостереженнями встановлено, що вони виникають тоді, коли під верхнім шаром дорожнього покриття з хорошим водопроникненням покладено водоізоляційний шар. У цьому випадку вода всмоктується у верхній водопроникний шар і, розширюючись під час замерзання, місцями випучує дорожнє покриття, утворюючи таким чином льодові хвилі.

Теоретичні аспекти принципу дії розробленого приладу. Робота і функціонування розробленого приладу основана на введенні інформації про метеорологічні фактори і залежні від них фізичні властивості матеріалів.

Інформація про метеорологічні та фізичні показники на локальному об’єкті дослідження, через шини і відповідні сенсорні датчики вводиться в мікропроцесор. У мікропроцесорі відбувається перетворення сигналів від різних типів датчиків у цифровий двійковий код для їх подальшого опрацювання. Отримані дані приводяться у відповідність до вимог стандартів і виводяться на цифрове табло у вигляді показників, що перераховуються і поновлюються за період від 2 до 60 секунд в залежності від вибраного режиму роботи. На цифрове табло також виводиться інформація у вигляді якісних попереджувальних світлових і звукових сигналів. Слід зауважити, що попереджувальні сигнали виводяться тільки у тих випадках, коли виникає загроза дорожньо-транспортної пригоди пов’язаної із ковзанням автомобіля.

Робота пристрою стабілізується кварцовим генератором з частотою F=107 Гц.

Стабілізатор джерела живлення і флеш-пам’ять гарантують безперебійну роботу приладу та ведення протоколу коефіцієнта навіть тоді, коли автомобіль знаходиться в стані спокою. При такому режимі роботи водій відслідковує інформацію про стан дороги перед початком руху автотранспорту, коли прилад в автоматичному режимі запускає тестові сигнали і проводить самоперевірку роботи всіх датчиків і системи в комплексі. Погодні умови і зміна часу доби, як і штучного освітлення ніяким чином не впливають на якість роботи приладу.

Вихідна і вхідна інформація. Для обчислення коефіцієнта зчеплення необхідно використовувати наступну інформаційну базу даних:

– температуру дорожнього покриття з похибкою не більше ±0,1 °С в динаміці з усередненням не менше 1 с, що при швидкості транспорту 60 км/год дасть можливість відслідковувати коефіцієнт зчеплення на відстані 16 м в напрямку руху;

– температуру повітря в динаміці з усередненням на більше 5 хв.;

– відносну вологість повітря в діапазоні 5–100±5%;

– атмосферні опади: сніг, мокрий сніг, дощ, паморозь, туман тощо.

Ввід інформації здійснюється в ручному режимі з урахуванням характеристик автотранспорту (вид автомобіля, тип шин (зимові, літні, всепогодні тощо)).

Вивід інформації та її використання учасником дорожнього руху здійснюється через інформаційне табло в двох параметрах:

– «коефіцієнт зчеплення» шин рухомого автотранспорту з дорожнім покриттям;

– «рекомендована швидкість» у відповідності до вимог Правил дорожнього руху.

Програмно-математичне забезпечення. Під час написання програмно-математичного забезпечення використовувалися окремі алгоритми штучного інтелекту для опрацювання даних і виводу інформації прийняття рішення.

Програма керування приладом працює в наступній послідовності:

– перед початком роботи запускається генератор тестових сигналів імітації;

– проводиться почергове опитування датчиків;

– здійснюється перетворення аналогових сигналів у цифрові;

– проводиться обчислення метеорологічних і фізичних величин;

– здійснюється опрацювання даних у відповідності до розрахункових формул.

На наступному етапі здійснюється математичне перетворення розрахункової інформації в аналогову та реалізується вивід аналогової інформації з відповідним коефіцієнтом зчеплення на цифрове табло.

Програма прийняття рішення на основі аналізу реального коефіцієнта зчеплення, враховуючи тип транспортного засобу, нерівність і кривизну дороги подає водієві інформацію у вигляді значення рекомендованої швидкості. Також слід зауважити, що максимальний коефіцієнт зчеплення не може перевищувати числове значення 0,7 [6].

Складові частини та функціональна схема приладу. Спрощена функціональна схема приладу представлена на рис.1.

Прилад складається з наступних основних блоків:

– ядро 8-ми розрядного процесора на базі мікроконтролера AVR;

– флеш-пам’ять (стандартна незалежна);

– інфрачервоний пірометр з лазерним наведенням, для дистанційного безконтактного вимірювання температури на відстані до 18 м;

– термометр низькоінерційний аналогового принципу виводу функцій зміни напруги на виході від температури на вході;

– плівково-полімерний сенсор вологості.

Товщина сканованої смуги становить 10 см, а ширина сканування 1,5–2,0 м, що дозволяє проводити аналіз по всій базі осі автомобіля з урахуванням кута повороту, але без врахування повного кута розвороту. Під час прямолінійної їзди сканування відбувається перпендикулярно до напрямку вектора руху автотранспорту.

Висновки

Авторами запропоновано принципово нове рішення ряду технічних проблем, пов’язаних з безпекою дорожнього руху автотранспортних засобів.

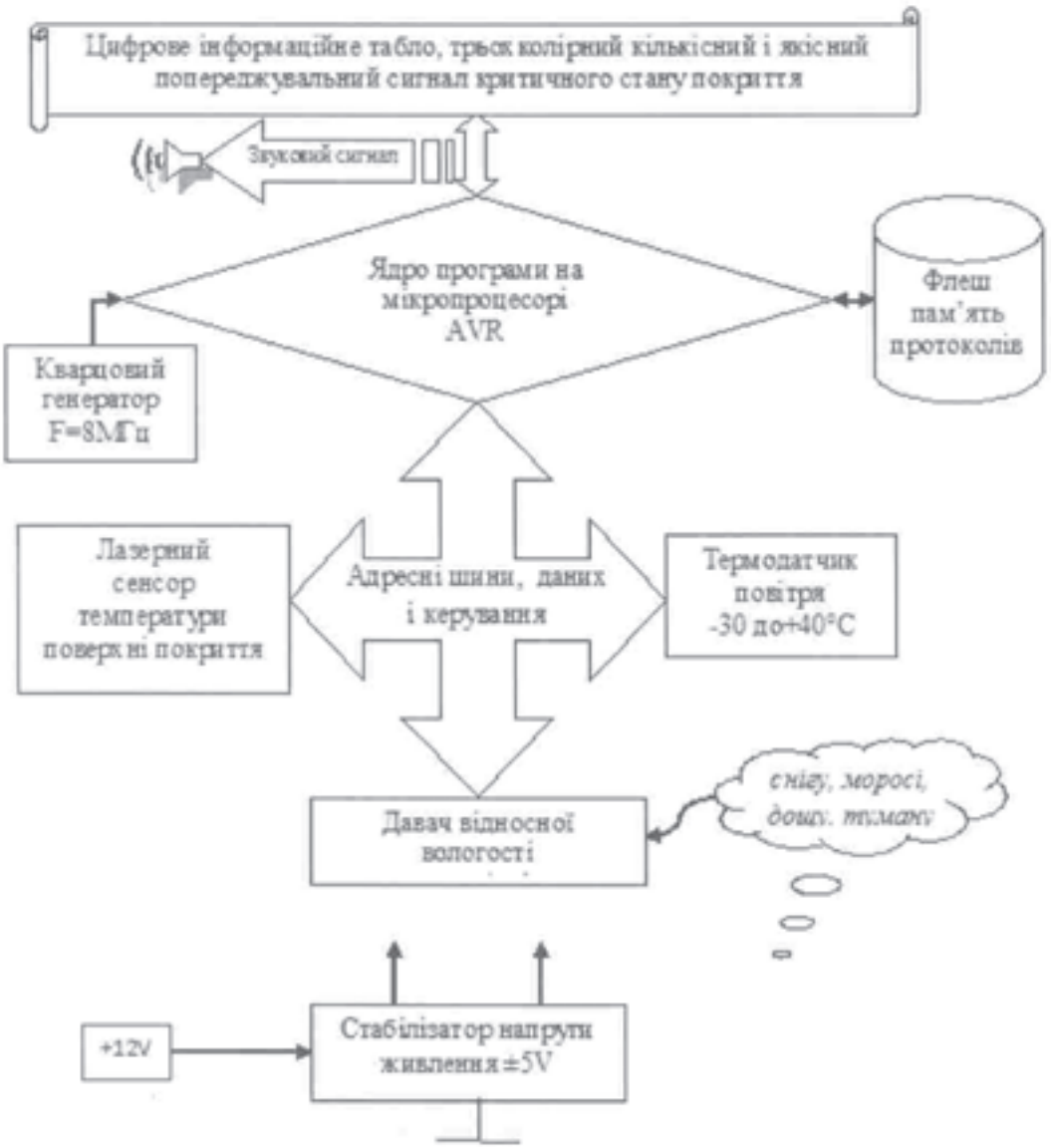


Рис.1. Функціональна схема бортового автомобільного приладу для визначення коефіцієнта зчеплення шини з дорогою

У стисло викладеній теоретичній розробці використовуються сучасні технологічні електронно-вимірювальні сенсори з оригінальним схемним рішенням їх підключення. Застосування спеціальних алгоритмів штучного інтелекту для програмної обробки визначених метеорологічних параметрів дає можливість інформувати водія автотранспортного засобу про зміну фізичних властивостей та стану дорожнього покриття. Прийняте водієм правильне рішення дозволить запобігти небезпечній дорожньо-транспортній ситуації.

Запропоновано ввести в практику безпеки дорожнього руху технічний термін «коефіцієнт зчеплення» між шиною автотранспортного засобу та покриттям автодороги і здійснити вимірювання, обчислення та автоматичний вивід на панель приладів автомобіля коефіцієнта зчеплення разом із відповідними рекомендаціями щодо вибору швидкості і маневрів керованого автотранспорту. Розроблений прилад рекомендується використовувати для оцінки стану дорожнього покриття в будь-яких кліматичних умовах.

Список використаної літератури

1. Положення про Державну автомобільну інспекцію. Постанова КМУ №34 від 14.04.1977 р. Розділи:4; 5; 5.5; 5.13.

2. Бурачек В. Г.. Шульц Р. В. Мобільна система автоматизованого цифрового знімання параметрів автомобільної дороги. Безпека дорожнього руху., 2005/3–4.

3. Глибовець М. М., Олецький О. В. Штучний інтелект. К.: Видавничий дім «КМ Академія», 2002.— 366 с.

4. География. Современная иллюстрированая энциклопедия.— М.: Росмэн. Под редакцией проф. Горкина А. П.— 2006.

5. В. Беер. Техническая метрология. Гидрометеорологическое издательство. Ленин-град, 1966.— 286 с.

6. Бурнаєв О. М., Ванкевич П. І., Смичок В. Д. Цифрова система передачі та реєстрації імпульсних сигналів. Україна, Асоціація підприємств України по виробництву автобусів «Автобус». Збірник наукових праць. Випуск 5. С.19–22.

Аннотация. *Осуществлена теоретическая разработка бортового автомобильного устройства, которое информирует водителя о состоянии дороги и коэффициенте сцепления шины автотранспортного средства с дорожным покрытием.*

Abstract. *Theoretical working out of the onboard automobile device gives an opportunity to inform the driver of motor transport about the change of physical characteristics and condition of road surface.*

Стаття надійшла до редакції 27.10.2011 р.

УДК 629.113

КОСТЕНКО А.В., к.т.н. Донецька академія автомобільного транспорту

ДО ПИТАННЯ ПРО ВПЛИВ ГЕОМЕТРІЇ КУЗОВА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ НА СТІЙКІСТЬ ТА КЕРОВАНІСТЬ

Розглянуто геометрію кузова легкового автомобіля, наведено види ушкоджень кузова та представлено класифікацію перекосів кузова легкового автомобіля. Приведена математична модель руху легкового автомобіля, що дозволяє досліджувати вплив на стійкість руху перекосу передньої та задньої осей.

Вступ

Автомобіль є об`єктом підвищеної небезпеки, тому необхідне удосконалення активної та пасивної безпеки автомобіля, особливо це актуально в умовах зростаючих щільностей транспортних потоків (як за рахунок безпосереднього збільшення кількості автомобілів, так і за рахунок непристосовуваності більшості доріг, особливо міських, до такої кількості автомобілів).

Стійкість та керованість є властивостями, що визначають активну безпеку руху автомобіля. Властивості стійкості та керованості автомобіля формуються конструкцією та характеристикою практично усіх вузлів та агрегатів автомобіля, а також його загальним компонуванням та умовами експлуатації. Одним з найважливіших елементів, що визначають стійкість та керованість автомобіля є кузов автомобіля.

Щорічно велика кількість автомобілів стає учасниками ДТП. Майже всі такі події приводять до ушкоджень кузова, що вимагають ремонту. Статистика свідчить про те, що першість по кількості зіткнень автомобіля тримає його передня частина [1], далі розташовані ушкодження задньої області й найменше ушкоджень припадає на бічні частини. Безумовно, це призводить до зміни геометричних параметрів (геометрії) кузова, що має має певні форму й розміри деталей. Усі ці

розміри не тільки визначають дизайн, розташування й кріплення агрегатів, але й враховують безпеку транспортного засобу і його аеродинамічні властивості.

Отже, геометрія кузова — це сукупність усіх розмірів і форм його деталей. Порушення геометрії кузова — це зміна розмірів або (і) форми деталей (або однієї деталі) кузова, у результаті яких відбувся зсув базових і (або) контрольних точок на кузові. Порушення геометрії призводить до негативного впливу на стійкість та керованість автомобіля.

Мета статті

Мета статті — дослідження геометрії кузова легкового автомобіля для визначення характеру її впливу на стійкість руху.

Основна частина

Ушкодження кузова бувають експлуатаційні й аварійні. Загальну картину ушкоджень при порушенні геометрії кузова становлять відхилення від заданих розмірів основи й каркаса кузова.

Експлуатаційні ушкодження кузова виникають при експлуатації за рахунок статичних навантажень (вага водія, пасажирів, вантажу), динамічних навантажень (з'являються при русі), а також за рахунок вигину й скручування в результаті змінних навантажень (від нерівностей дороги). Експлуатаційні ушкодження викликають також високочастотні вібрації від працюючого двигуна, коробки передач і трансмісії. При русі з великою швидкістю на нерівних дорогах призводить до руйнівних навантажень на кузов, оскільки при цьому зростають знакозмінні навантаження. Зрозуміло, що чим більше й довше експлуатується автомобіль, тим більше він одержує експлуатаційних ушкоджень кузова, наприклад: деформація й жолоблення поверхонь окремих деталей; порушення форми й розмірів віконних і дверних прорізів; зсув лонжеронів; жолоблення крил автомобіля при перевантаженнях кузова.

Але найбільші ушкодження виникають у результаті лобового зіткнення автомобіля (передньою частиною) з перешкодою, якщо удар довівся безпосередньо на передню частину кузова або в район передніх стійок під кутом, що не перевищують 40–45°.

Перешкодами можуть бути як нерухомі, так і рухомі об'єкти. У випадку зіткнення із зустрічним транспортним засобом кінетична енергія, яка виділяється при ударі, поглинається при ударі корпусом автомобіля. Кузов руйнується, особливо сильної деформації зазнає передня частина машини — та, на яку доводиться удар. Навантаження передаються також усім суміжним деталям каркаса кузова, а через них — лицьовим деталям усього кузова. Деформуються передні, центральні й задні стійки по обидва боки автомобіля, у передній і задній дверях, які розташовані з боку удару (якщо зіткнення відбулося в зоні правого переднього крила, то деформуються стійки правої передньої й правої задньої дверей), у задньому крилі з тієї сторони, де відбулося зіткнення, а також у задній панелі багажника. Якщо удар довівся на передню частину кузова під кутом 40–45˚, то ушкоджуються передні крила, капот, бризовики й передні лонжерони.

Наприклад, при лобовому зіткненні передньою частиною кузова в зоні лівого переднього крила, лонжерона й фари ушкоджуються капот, крила, передні лонжерони, рама лобового скла й дах. Ці ушкодження можна побачити неозброєним оком (рис. 1).

Ушкодження кузова автомобіля різняться по категоріях складності. Чим вище категорія, тим складніше ушкодження й тим більше сил, часу й засобів потрібно на його усунення й надання деталі кузова первісної форми.

Найпростіші ушкодження — вм'ятини зовнішніх кузовних деталей, вони відносяться до першої категорії складності. Якщо ушкодження не вплинули на ходові якості автомобіля розташування його основних вузлів, то вони є ушкодженнями другої категорії складності, наприклад, порушення геометрії дверних прорізів, деформація середніх стійок салону тощо



Рис. 1. Результат зіткнення

Якщо відбувся зсув основних агрегатів автомобіля й (або) деформація несучих елементів кузова, на яких є базові точки (лонжерони, чашки амортизаторів і т. д.), то такі ушкодження ставляться до третьої категорії складності. Якщо ушкодження ставляться одночасно до всіх трьох перших категорій, а геометрія трьох і більш віконних і дверних прорізів порушена, то це ушкодження четвертої категорії складності. Відновлювати машину, що одержала такі ушкодження, дуже важко. Автомобіль, що має ушкодження п'ятої категорії складності відновленню не підлягає — практично всі кузовні розміри й пропорції порушені, ремонтувати потрібно майже всі кузовні деталі, зміщені всі базові й контрольні точки.

Таким чином, після ДТП з'являються перекоси кузова легкового автомобіля, які бувають п'ятьох видів.

1. Перекіс прорізу — це перекіс бічних дверей (рис. 2а), вітрового й заднього вікон (рис. 2б та 2в), тобто таке ушкодження кузова, при якому порушилися понад припустимі межі параметри одного або декількох прорізів.

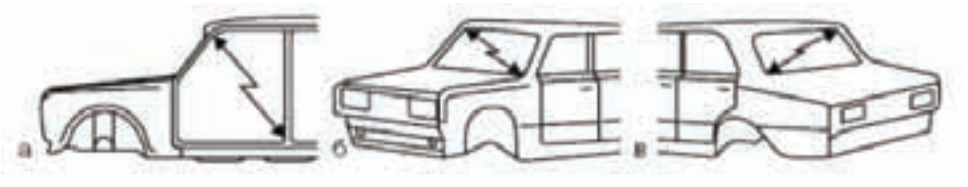


Рис. 2. Перекіс прорізу

2. Нескладний перекіс кузова (рис. 3) — таке ушкодження кузова, при якому понад припустимі межі змінюються геометричні параметри прорізів капота або кришки багажника, але при цьому не порушена геометрія основи й каркаса кузова, дверних і віконних прорізів (можуть бути змінені зазори дверей з передніми або задніми крилами автомобіля).



Рис. 3. Нескладні перекоси кузова:

а — перекіс прорізу капота; б — перекіс прорізу кришки багажника; в — перекіс прорізу задніх дверей хетчбека.

3. Перекіс кузова середньої складності — одночасно порушуються геометричні параметри прорізу капота й кришки багажника (рис. 4а) або кузов ушкоджується з порушенням понад припустимі межі геометричних параметрів передніх або задніх лонжеронів (рис. 4б), але без порушення геометрії каркаса кузова.

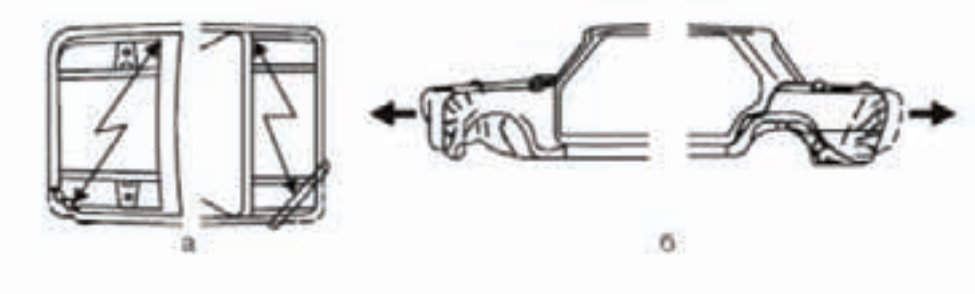


Рис. 4. Перекоси кузова середньої складності

4. Складний перекіс кузова — одночасно порушуються понад припустимі межі геометричні параметри передніх і задніх лонжеронів (рис. 5а); або кузов ушкоджений з порушенням і геометричних параметрів передніх або задніх лонжеронів, і каркаса кузова (рис. 5б); або порушені геометричні параметри тільки передніх лонжеронів (рис. 5в).



Рис. 5. Складний перекіс кузова

5. Перекіс кузова особливої складності (рис. 6) — ушкодження кузова з порушенням понад припустимі межі геометричних параметрів передніх і задніх лонжеронів і каркаса кузова.

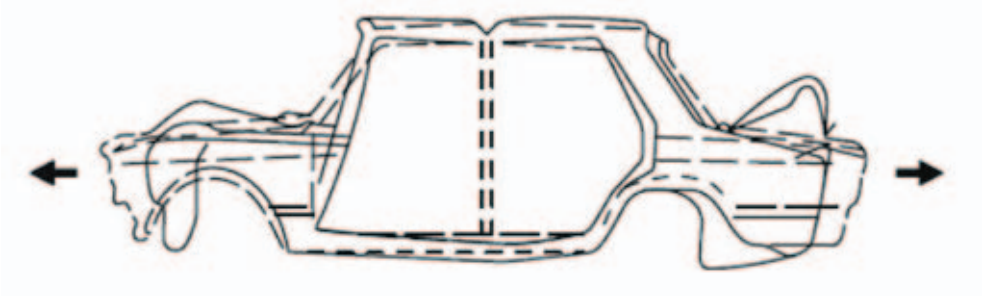


Рис. 6. Перекіс кузова особливої складності

Щоб виявити очевидні деформації досить уважно оглянути автомобіль зовні. Подібними деформаціями справа може не закінчитися, тому автомобіль необхідно оглядати на підйомнику. У цьому випадку можна оцінити стан основи кузова й рами. Огляд проводиться візуально, а для більшої гарантії, щоб напевно виявити всі складки, рекомендується також обмацувати рукою деталі машини.

Щоб перевірити, чи не зміщені контрольні й базові точки, необхідно скористатися методом діагональних вимірів або із застосуванням рамкових пристосувань проконтролювати місцезнаходження базових точок основи кузова (рис. 7).

Метод діагональних вимірів полягає в контролі відстаней між симетрично розташованими точками основи кузова в діагональному й повздовжньому напрямках. Довжини діагоналей ролі не відіграють, перевіряється лише симетричність розташування контрольних точок. Якщо діагоналі виявляються різної довжини (тобто несиметричними), то перекіс кузова однозначно відбувся.

Але навіть якщо виміри показують, що точки симетричні одна одній, це ще не означає, що перекосу основи кузова немає. Результати вимірів необхідно зрівняти з даними документації на автомобіль.

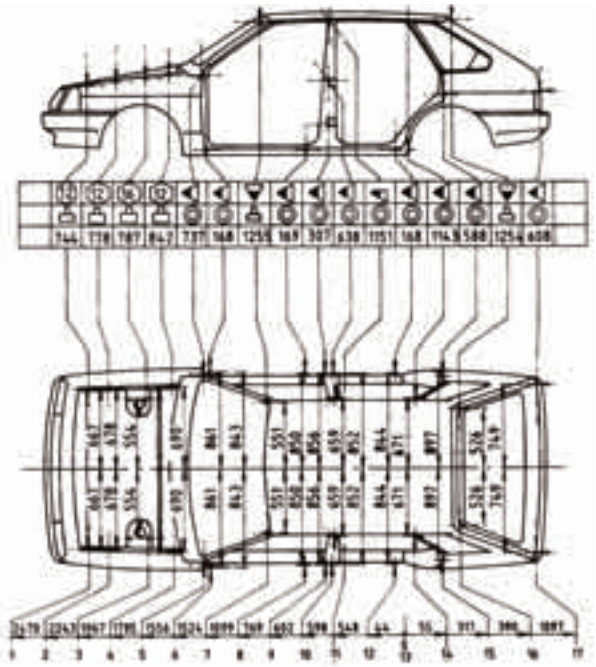


Рис. 7. Контрольні точки для перевірки геометрії кузова автомобіля ВАЗ-2109 [3]

На рис. 8 представлена схема вимірів для визначення перекосу основи кузова (виміри проводяться як у діагональному, так і в поздовжньому напрямках).

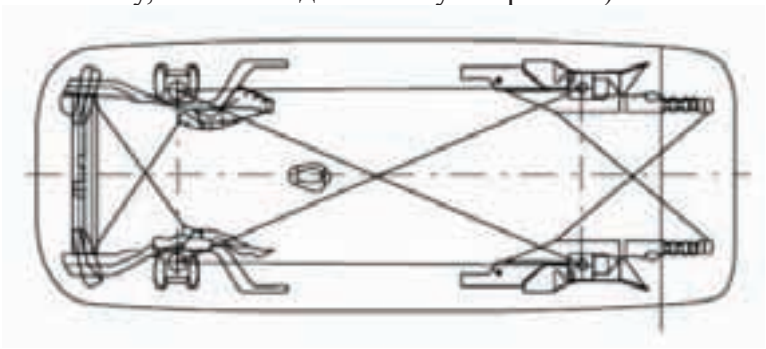


Рис. 8. Схема вимірів для визначення перекосу основи кузова

Керованість і стійкість автомобіля, а також нормальне функціонування автомобіля, усіх його вузлів і деталей можуть забезпечуватися тільки правильним місцезнаходженням базових точок — відповідно до вимог заводу-виготовлювача. Кузов уважається відремонтованим тоді, коли відновлені його первісні геометричні параметри (геометрія кузова) відповідно до документації на автомобіль.

Виправивши кузов, необхідно провести коректування установки коліс і перевірити геометрію підвіски. Порушення цих параметрів відбивається на керованості, безпеці й зношуванні шин. Тому потрібна перевірка відстані між ковпаками стійок і нижніми кульовими шарнірами, а також

правильності їх розташування щодо контрольних точок кузова. Контрольними точками передньої підвіски вважаються: відстань між кульовими опорами; точки кріплення нижніх важелів; довжина, ширина й висота ковпаків стійок; довжина поперечки. Задня підвіска діагностується по відстані від середньої й поперечної площин до колеса. Слід за цим необхідно перевірити кути установки керованих коліс, тобто проконтролювати геометрію мостів.

На рис. 9 приведена схема виміру розташування контрольних точок для автомобіля, що наведений на рис. 1. В табл. 1 наведено результати вимірів відповідно до рис. 9 до виправлення кузова, а на табл. 2 — після виправлення. Вимірювальні та виправні роботи проводилися на СТО «Макіївський автоцентр» підприємства «Донецьк-Авто».

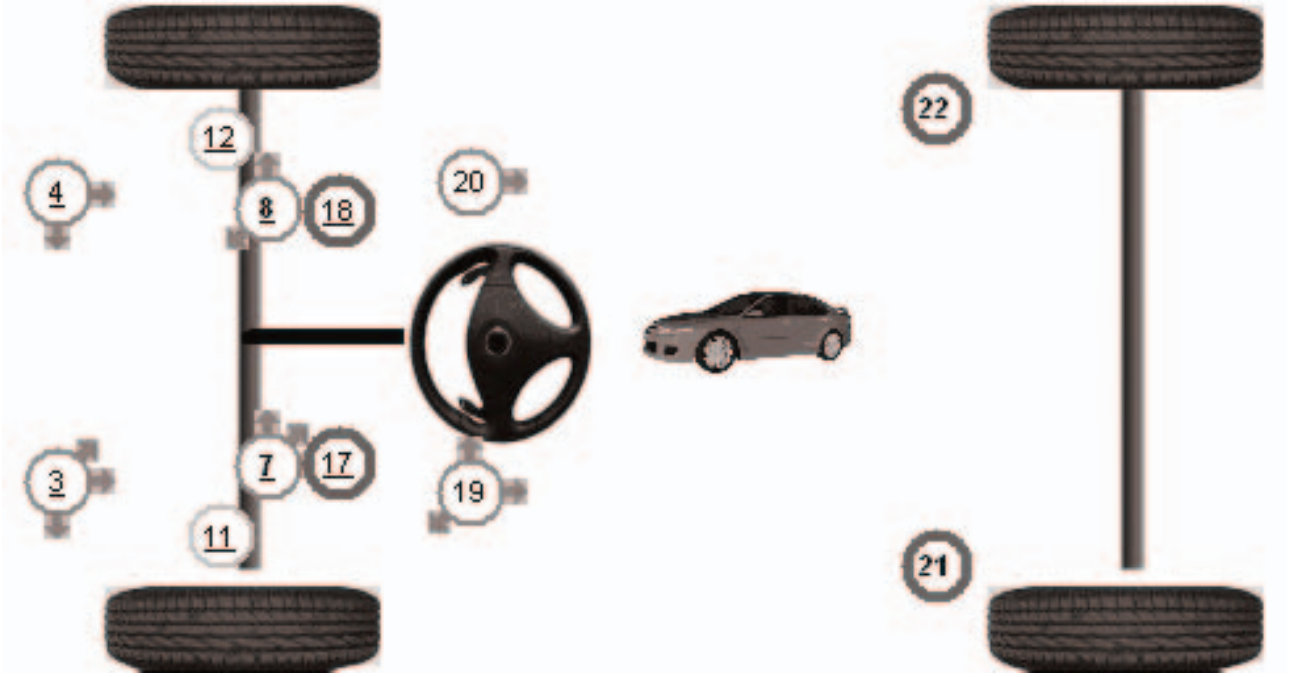


Рис. 9. Схема вимірювання розташування контрольних точок кузова автомобіля ВАЗ-2109

Таблиця 1

Результати вимірювання геометрії кузова автомобіля ВАЗ-2109 до виправних робіт

№	Позначення	dX	dY	dZ
3	Фіксація з'єднувальної тяги/важіля — лівий бік	56,1	-19,8	8,3
4	Фіксація з'єднувальної тяги/важіля — правий бік	7,8	-27,6	ОК
7	Фіксація важіля передньої підвіски– лівий бік	12,8	4,3	15,4
8	Фіксація важіля передньої підвіски– правий бік	ОК	3,8	-5,0
17	Фіксація підшипника тяги стабілізації — лівий бік	ОК	ОК	ОК
18	Фіксація підшипника тяги стабілізації — правий бік	ОК	ОК	ОК
19	Пілотні отвори центральної боковини — лівий бік	6,8	4,3	-7,2
20	Пілотні отвори центральної боковини — правий бік	4,9	ОК	ОК
21	Пілотні отвори напроти підшипника задньої підвіски — лівий бік	ОК	ОК	ОК
22	Пілотні отвори напроти підшипника задньої підвіски — правий бік	ОК	ОК	ОК

Відповідно до результатів вимірів, що представлені в табл. 1, зроблено наступний висновок: потребується усунення перекосу кузова середньої складності, порушені геометричні параметри передніх лонжеронів, які перевищують припустимі. Геометрія каркасу кузова не порушена.

Таблиця 2

Результати вимірювання геометрії кузова автомобіля ВАЗ-2109 після виправних робіт

№	Точки	Відстані, мм		Відхилення,%
		Отримана величина	Теоретична величина	
1	22⇔17	1944,7	1937,7	0,4
2	21⇔18	1939,0	1937,7	0,1
3	22⇔4	2459,3	2461,5	0,1
4	21⇔3	2404,1	2461,5	2,3
5	22⇔8	1888,1	1884,2	0,2
6	21⇔7	1872,1	1884,2	0,6
7	21⇔8	2116,4	2113,7	0,1
8	22⇔7	2102,9	2113,7	0,5
9	22⇔3	2620,8	2661,6	1,5
10	21⇔4	2643,3	2661,6	— 0,7
11	18⇔4	776,4	786,9	1,3
12	17⇔3	729,0	786,9	7,4

Як видно з табл. 2 в цілому виправлення було проведено вдало, але для відстані 17⇔3 отримано велике відхилення — 7%, а для відстаней 21⇔3 та 22⇔3, відповідно 2,3% та 1,5%. Це свідчить про те, що після виправних робіт залишаються певні порушення в геометрії кузова, що, безумовно, буде впливати на рух автомобіля. Це, передусім, стосується перекосу передньої та задньої осей. Для теоретичного дослідження впливу перекосу осей легкового автомобіля на параметри стійкості та керованості можна використати математичну модель руху, що запропонована в роботі [4]. Для дослідження впливу перекосу осей на стійкість руху модель буде відрізнятись кутами $\Delta\theta_{ij}$, що імітують перекіс осі — передньої чи задньої (рис. 10).

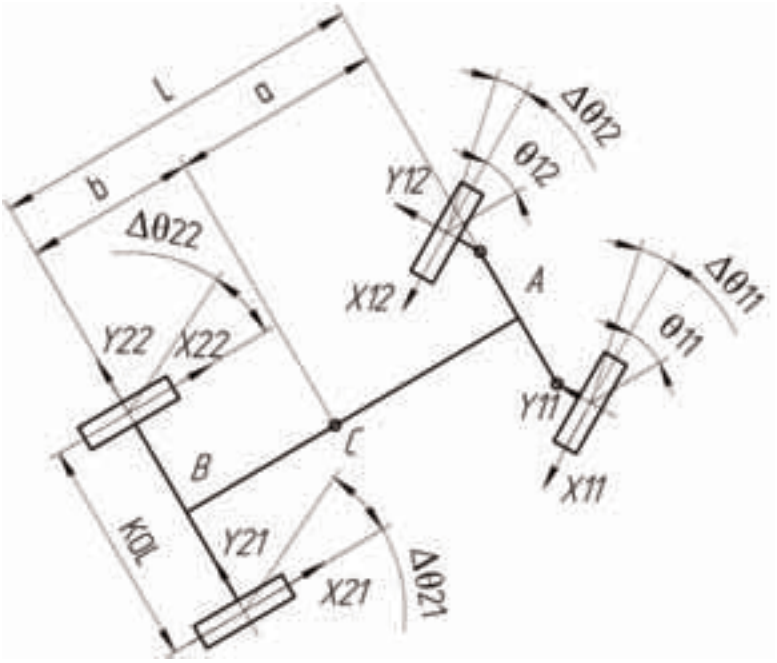


Рис. 10. Розрахункова схема легкового автомобіля

Рівняння руху для цього випадку будуть мати вигляд:

$$m(\dot{u} + \omega v) = Y11(\cos\theta11 + \Delta\theta11) + Y12\cos(\theta12 + \Delta\theta12) + Y21\cos(\Delta\theta21) + Y22\cos(\Delta\theta22);$$

$$J\dot{\omega} = aY11\cos(\theta11 + \Delta\theta11) + aY12\cos(\theta12 + \Delta\theta11) + bY21\cos(\Delta\theta21) + bY22\cos(\Delta\theta22).$$

Висновки

Аналізуючи все вищенаписане, можна зробити висновок, що одним з найважливіших елементів, що впливають на курсову стійкість руху, являється кузов легкового автомобіля.

Після ремонту кузова залишаються певні порушення геометрії кузова, що вплине на параметри руху автомобіля. Необхідно вирішити питання щодо прогнозування параметрів руху автомобіля, що має перекоси осей. Знання повної якісної картини стаціонарних режимів може дати інформацію про характер динамічної поведінки моделі при зникненні деякого стаціонарного режиму внаслідок зміни керованих параметрів.

В подальшому планується провести теоретичне дослідження впливу перекосу осей на стійкість руху легкового автомобіля із застосуванням наведеної в даній роботі математичної моделі.

Список літератури

1. Дамшен К. Ремонт автомобильных кузовов / К. Дамшен; пер. с нем. В. С. Турова под ред. А. Ф. Синельникова.— М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2007.— 240 с.

2. http://tamaz.com.ua

3. http://lada4you.ru/raznoe/kontrolnye-tochki-kuzova-vaz-2108-vaz-2109.html

4. Костенко А. В. Прогнозування показників курсової стійкості легкового автомобіля з урахуванням розкиду жорсткісних характеристик шин: дис. … канд. техн. наук: 05.22.02/Костенко Андрій Вікторович.— К., 2007.— 168 с.

Аннотация. *Рассмотрена геометрия кузова легкового автомобиля, приведены виды повреждений кузова и представлена классификация перекосов кузова легкового автомобиля. Приведена математическая модель движения легкового автомобиля, которая позволяет исследовать влияние на устойчивость движения перекоса передней и задней осей.*

Abstract. *The geometry of a body of the car is considered, kinds of damages of a body are resulted and classification of warps of a body of the car is presented. The mathematical model of car motion allowing to investigate influence on motion stability of a warp of forward and back axes is given.*

Стаття надійшла до редакції 17.11.2011 р.

УДК 629.424:621.43.057

НОЖЕНКО Е. С., к.т. н., Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ Д49 ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ОЗОНИРОВАННОГО ТОПЛИВА

Приведены результаты математического моделирования рабочего процесса дизеля Д49 при работе на озонированном топливе. Исследовано и теоретически обосновано влияние озонирования топлива на экологичность и экономичность рабочего процесса дизеля при различных углах опережения впрыска топлива.

Введение

Реалии современной экономической ситуации в мире в целом, и в Украине в частности, предъявляют высокие требования к энергетической эффективности и экономичности во всех сферах производства и транспорта. При этом Украина — одна из стран, где уровень энергозатрат чрезвычайно высок. Ее доля в мировом потреблении энергии составляет 1,9%, в то время как население составляет менее 1% населения Земли [1]. При этом основная доля

расходов приходится на топливно-энергетическую составляющую. Поэтому в уменьшении потребления этих энергоносителей кроется значительный потенциал оптимизации и повышения экономической эффективности функционирования транспорта.

Несмотря на существующую низкую удельную энергоемкость транспорта, потенциал экономии эксплуатационных затрат за счет сокращения расхода топлива и энергии в отрасли и сегодня весьма ощутим, а возможность активно влиять на него с помощью технологических и технических новаций велика. Учитывая характер и виды используемых энергоресурсов, основной потенциал энергосбережения кроется в оптимизации потребления электроэнергии и топлива. Основные методы и способы повышения энергоэффективности дизелей представлены в табл. 1 [2].

В настоящее время основные направления поиска перспективных путей организации процесса сгорания для транспортных дизелей сосредоточены на исследовании применения альтернативного вида топлива (биотопливо), замещающего традиционное дизельное топливо частично (рапс, диметилэфир — до 5%) или полностью (применение биобутанола) [3–5]. При этом отсутствие общей фундаментальной теории процесса сгорания, с учетом наличия диффузионного горения и турбулентного движения рабочего тела в камере сгорания, существенно затрудняют адаптацию альтернативного топлива к условиям его применения в рабочем процессе транспортного дизеля в виду неустановленного до сих пор качественного влияния свойств биодобавок на технико-экономические и экологические индикаторные показатели рабочего процесса. Также на сегодняшний день в литературе не обнаружено надежного способа оценки применимости альтернативного топлива к условиям протекания рабочего процесса.

Таблица 1

Классификация методов повышения энергетической эффективности и экологичности дизеля

<table>
<tr><td colspan="4">МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ И ЭКОЛОГИЧНОСТИ ДИЗЕЛЯ</td></tr>
<tr><th>Технологические</th><th>Санитарно-технические</th><th>Планировочные</th><th>Административные</th></tr>
<tr><td>замена топлива на альтернативное топливо</td><td>экономия топлива</td><td rowspan="2">рациональная организация транспортных предприятий</td><td rowspan="2">установление нормативов выбросов и качества топлива</td></tr>
<tr><td>совершенствование рабочего процесса двигателя</td><td>рециркуляция отработавших газов</td></tr>
<tr><td>замена ДВС</td><td>введение присадок</td><td rowspan="2">организация пунктов экологического контроля</td><td rowspan="2">выделение скоростных дорог безостановочного движения</td></tr>
<tr><td>современное техническое обслуживание</td><td>нейтрализация отработавших газов</td></tr>
<tr><td></td><td>катализация (активация) топлива</td><td>озеленение магистралей</td><td></td></tr>
</table>

Цель статьи

Основываясь на имеющихся расчетных моделях рабочего процесса [6] с учетом представленных в методиках [7, 8] учета влияния озона на процесс сгорания планируется

моделирование рабочего процесса дизеля Д49 при использовании озонированного топлива и теоретическое обоснование улучшения технико-экономических и экологических показателей транспортного дизеля.

Основная часть

Ход процесса сгорания при исследовании влияния озонирования топлива можно оценить по модели тепловыделения [9] и далее по зонной модели рабочего процесса [10]:

$$\begin{cases} \dfrac{dm}{d\tau} = \dfrac{dm_{\text{вп}}}{d\tau} + \dfrac{dm_{\text{вп.т}}}{d\tau} - \dfrac{dm_{\text{вып}}}{d\tau} \\ \dfrac{dT}{d\tau} = \dfrac{1}{m\left[\dfrac{\partial u}{\partial T} + \dfrac{P}{T}\cdot\dfrac{\partial u}{\partial P}\right]} \cdot \left[\begin{array}{l} \left(1 - \dfrac{u}{H_u} - \dfrac{P}{H_u}\cdot\dfrac{\partial u}{\partial P}\right)\cdot\dfrac{dQ_x}{d\tau} - \dfrac{dQ_w}{d\tau} - \left(1 - \dfrac{m}{V}\cdot\dfrac{\partial u}{\partial P}\right)\cdot P\dfrac{dV}{d\tau} - m\cdot\dfrac{\partial u}{\partial \alpha_{\text{в}}}\cdot\dfrac{d\alpha_{\text{в}}}{d\tau} + \\ + \left(u_{\text{вп}} - u + R_{\text{вп}}\cdot T_{\text{вп}} - P\cdot\dfrac{\partial u}{\partial P}\right)\cdot\dfrac{dm_{\text{вп}}}{d\tau} - \left(RT - \dfrac{\partial u}{\partial P}\cdot P\right)\cdot\dfrac{dm_{\text{вып}}}{d\tau} \end{array}\right], \\ \dfrac{dP}{d\tau} = \dfrac{mR}{V}\cdot\dfrac{dT}{d\tau} + \dfrac{mT}{V}\cdot\dfrac{dR}{d\tau} + \dfrac{RT}{V}\cdot\dfrac{dm}{d\tau} - \dfrac{P}{V}\cdot\dfrac{dV}{d\tau} \end{cases} \quad (1)$$

где $\dfrac{dm_{\text{вп}}}{d\tau}$ — скорость подвода массы рабочего тела через впускные клапаны;

$\dfrac{dm_{\text{вп.т}}}{d\tau}$ — скорость подвода массы топлива через впускные клапаны;

$\dfrac{dm_{\text{вып}}}{d\tau}$ — скорость отвода массы рабочего тела через выпускные клапаны;

H_u — низшая теплотворная способность топлива;

P — давление в камере сгорания в каждый момент времени;

T — давление в камере сгорания в каждый момент времени;

m — масса рабочего тела в камере сгорания в каждый момент времени;

V — объем камеры сгорания;

τ — время;

$\alpha_в$ — коэффициент избытка воздуха;

$\dfrac{dQ_x}{d\tau}$ — скорость изменения тепловыделения;

$\dfrac{dQ_w}{d\tau}$ - скорость теплоотдачи в стенки камеры сгорания;

$u = f\left(P, T, \alpha_{\text{в}}\right)$ — удельная внутренняя энергия рабочего тела

Как видно из предпосылок влияния озонирования на ход процесса сгорания [6, 11, 12], определяющим является изменение процесса протекания предпламенных реакций и изменения периода задержки самовоспламенения, который включает в себя время, необходимое для распада струи на капли, некоторое продвижение капель по объему камеры сгорания, прогрева, частичного испарения и смешения топливных паров с воздухом, а также время саморазгона химических реакций, причем на начальном этапе решающее значение имеют механизмы химической кинетики [9]:

$$\tau_i = 10^{-2}\cdot B\cdot\left(\frac{T_H}{P_H}\right)^{0.5}\cdot e^{\frac{Ea}{RT_H}}, \quad (2)$$

где В — коэффициент; Рн, Тн — давление и температура заряда цилиндра в момент начала впрыска топлива; Еа — условная энергия активации предпламенных реакций, для дизельных топлив; R — универсальная газовая постоянная.

Если учесть, что при озонировании топлива происходят химические реакции с образованием перекисных соединений и радикалов [12], энергия активации которых ниже энергии активации обычных молекул топлива, то происходит общее снижении энергии активации предпламенных реакций. Кроме того, при введении озона в топливо меняются физические свойства топлива — плотность и вязкость, что, как известно, влияет на процессы смесеобразования и испарения, меняет структуру факела топлива, плотность и динамический коэффициент вязкости.

Изменение характеристик топлива при озонировании, в соответствии с [9], окажет влияние на скорость испарения топлива:

$$\frac{d\sigma_{\text{и}}}{\mathrm{d}\phi} = \sigma(\phi)\cdot\left(1-(1-b(\rho,\sigma))^{1,5}\right)\cdot\left(1-c_T\cdot 0.707\cdot\Phi_{\text{ст}}(\rho,\sigma)\cdot\frac{2}{\sqrt{\pi}}\cdot e^{(-0,5\cdot\Phi_{\text{ст}}(\rho,\sigma))}\right), \qquad (3)$$

где $\sigma(\phi)$ — характеристика впрыска топлива;

$b(\rho,\sigma)$ — константа испарения топлива, которая зависит от параметров топлива, в частности от плотности и вязкости;

$\Phi_{\text{ст}}(\rho,\sigma)$ — относительное время взаимодействия фронта факела со стенкой, как функция от параметров топлива;

c_T — коэффициент, определяющий характер испарения топлива на стенке.

По окончании периода задержки самовоспламенения происходит взрывное распространение пламени по активированной смеси в оболочке струи. Первый максимум скорости тепловыделения $\frac{dQ_x}{d\tau}$ зависит в основном от доли цикловой порции топлива, испарившейся за период задержки самовоспламенения τ_i, степени активации паров, скорости испарения топлива в период вспышки $\frac{d\sigma_{\text{и}}}{\mathrm{d}\phi}$, качества его распыливания и микрораспределения, времени испарения, физико-химических, термо- и газодинамических характеристик горючей смеси и имеет вид [9]:

$$\frac{dx}{d\phi} = \psi_0 P_0 + \psi_1 P_1 + P_2, \qquad (4)$$

где $\psi_0 P_0$ — скорость выгорания паров топлива, образовавшихся за период задержки воспламенения, как функция τ_i;

$\psi_1 P_1$ — скорость сгорания испаряющегося топлива, как функция $\frac{d\sigma_{\text{и}}}{\mathrm{d}\phi}$;

P_2 — скорость догорания паров топлива и продуктов неполного сгорания, образовавшихся после воспламенения и не выгоревших к данному моменту времени.

Проведенные экспериментальные исследования влияния озонирования на физические свойства топлива позволили в зависимости от концентрации озона k и стабильности полученного топлива t [12] получить регрессионные модели изменения вязкости σ, плотности топлива ρ и условной энергии активации Еа:

$$\rho = 0,8364 - 0,0002125k - 0,0001t - 0,0002975k\cdot t; \qquad (5)$$

$$\sigma = 4,4385 + 0,0211k - 0,00005t - 0,021k\cdot t; \qquad (6)$$

$$\begin{aligned} E_a = {} & 16,234\cdot kt^2 + 0,268t^3 - 20,605t^2 + 401,726t - 286,963kt - \\ & -165,657k^2t + 23470 - 23100k + 5530k^2 - 29680k^3. \end{aligned} \qquad (7)$$

Оценка количественного влияния озонированного топлива на рабочий процесс производилась на основе теоретических предпосылок, с учетом зависимостей (1)—(7) путем имитационного моделирования рабочего процесса дизеля Д49 при различных углах опережения впрыска топлива (рис. 1–2).

Применение озона при угле опережения впрыска топлива 5 град. при незначительном смещении от наилучшей точки относительно оптимальных значений ключевых факторов (температуры и концентрации свежего заряда) увеличивает интенсивность тепловыделения первой и второй фаз сгорания за счет увеличенной концентрации активных частиц, определяемой в [10], снижения скорости расходования активных центров на «побочные» ответвления в первой и второй фазах, скорости выгорания продуктов неполного сгорания во второй фазе (рис. 1). Увеличение тепловыделения на первом и втором этапе при введении озона в рабочий процесс обеспечивает, в конечном итоге, сокращение количества тепловыделения на этапе догорания и, как следствие, уменьшение эмиссии оксидов азота и улучшение экономичности. Концентрация озона, как источника свободных радикалов в камере сгорания, в конечном итоге определит прогнозируемый эффект возможного уменьшения оксидов азота NO_x при максимальном приближении динамики активного тепловыделения к наивыгоднейшей.

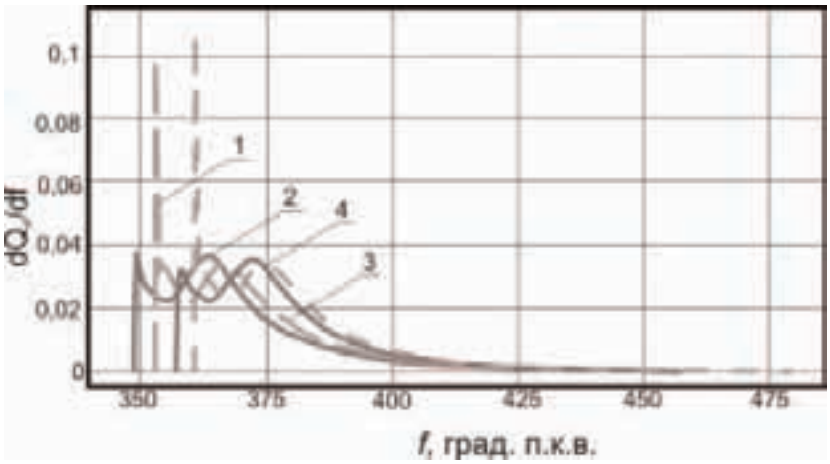


Рис. 1. Динамика тепловыделения при различных углах опережения впрыска топлива (УОВТ):

1 — УОВТ = 14 град.; 2 — УОВТ = 14 град. — с озоном; 3 — УОВТ=5 град.; 4 — УОВТ = 5 град. — с озоном

В целях обоснования эффективности применения озона в камере сгорания дизеля предлагается сравнить (рис. 2, табл. 2) индикаторные показатели рабочего процесса дизеля (индикаторная мощность, удельный индикаторный расход топлива, концентрация сажевых частиц и оксидов азота) при его применении и без в контексте общей тенденции уменьшения угла опережения впрыска топлива и интенсификации впрыска топлива.

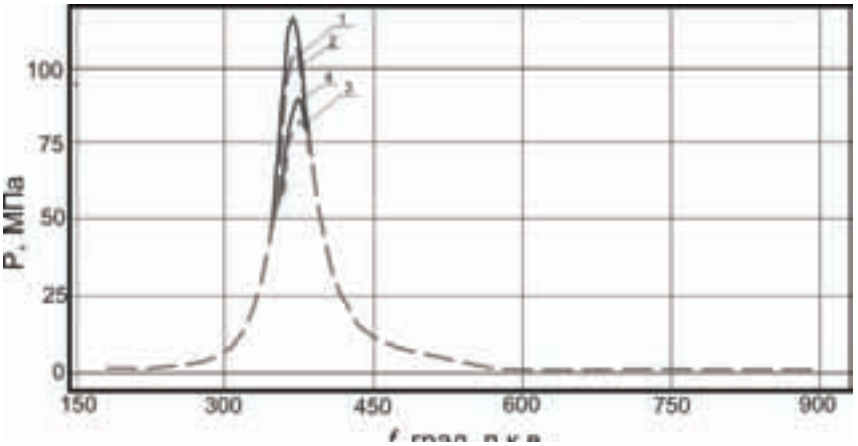


Рис. 2. Динамика изменения индикаторного давления на номинальном режиме при различных углах опережения впрыска топлива:

1 — УОВТ = 14 град.; 2 — УОВТ=14 град.— с озоном; 3 — УОВТ = 5 град.; 4 — УОВТ = 5 град.— с озоном

Таблица 2

Экологические и экономические показатели работы дизеля Д49 при различных углах опережения впрыска топлива

Параметры	Угол опережения впрыска топлива, г.п.к.в.			
	5 без озона	5 с озоном	14 без озона	**14 с озоном**
Мощность, кВт	2346,2	2383,0	2427,7	2440,2
Удельный эффективный расход топлива, г/кВт ч	0,23119	0,22761	0,22342	0,22228
Эмиссия дыма по шкале Хартридж	15,638	13,368	9,8033	7,7201
Концентрация влажных NOx, ppm	1629,1	1773,7	2254,8	2453,9
Эмиссия твердых частиц, г/кВт ч	0,33231	0,27516	0,18666	0,13823
Эмиссия диоксида углерода, г/кВт ч	744,94	733,41	719,91	716,24

Выводы

Установлено, что воздействие озона на топливо в период предпламенных реакций способствует доминированию химического окисления над тепловым. Озон, увеличивая скорость концентрации активных центров, уменьшая скорость их расходования и скорость выгорания продуктов неполного сгорания, в первой и второй фазе активного тепловыделения увеличивает ее интенсивность, несмотря на меньшее количество паров, образовавшихся за период задержки самовоспламенения.

Прогнозирование параметров рабочего процесса показывает, что в контексте тенденции уменьшения угла опережения впрыска для улучшения экологических показателей с использованием в камере сгорания рациональных концентраций озона О3, делает управление динамикой тепловыделения более эффективной.

Список литературы

1. Энергоменеджмент/Сайт про энергетический менеджмент [Электронный ресурс] — Режим доступа: URL: http://energomenedgment.com.ua.— Загл. с экрана.

2. Булыгин Ю. И. Основы моделирования внутрицилиндровых процессов и токсичности дизелей тепловозов: дисс…. докт. техн. наук: 05.04.02./Ю. И. Булыгин.— Ростов-на-Дону: ДонГТУ, 2006.— 548 с.

3. Ипатов А. А. Современные направления развития конструкции поршневых ДВС в условиях топливо-энергетического кризиса/А. А Ипатов, В. Ф. Кутенев, В. А. Лукшо // Двигатель-2007: Междунар. конф., посвящ. 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н. Э. Баумана, 19–21 сент. 2007 г., Москва, Россия: сборник науч. Трудов.— М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана.— С. 10–23.

4. Семенов А. В. Bosch CNG Strategy and Technology natural-gas Motronic for sustainable mobility/А. В. Семенов // Двигатель — 2007: Междунар. конф., посвящ. 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н. Э. Баумана, 19–21 сент. 2007 г., Москва, Россия: сборник науч. Трудов.— М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана.— С. 36–39.

5. Васильев И. П. Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля: монография/И. П. Васильев.— Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2009.— 240 с.

6. Руктешель О. С. Термодинамический метод расчета средних равновесных концентраций оксидов азота NOx по температурному полю внутрицилиндрового пространства высокофорсированного дизеля/О. С. Руктешель, Г. А. Вершина, А. Ю. Пилатов // Весці нацыянальнай акадэміі навук Беларусі. Серыя фізіка-тэхнічных навук.— 2007. № 4.— С. 62–72.

7. Вершина Г. А. Исследование влияния озона на процесс сгорания в дизельном двигателе/Г. А. Вершина, А. Ю. Пилатов, А. В. Матус, Н. И. Дроздова // Вес. Нац. акад. навук Беларусі. Сер. фізіка-тэхн. навук.— 2009. № 2.— С. 25–32.

8. Golubenko A. Ozonization influence on energy and ecological characteristics of locomotive diesel engine/A. Golubenko, E. Nozhenko, V. Mogila, I. Vasiljev, O. Ignatjev // Int. Sci. J. «Transport Problems».— Gliwice, Volume 3, Issue 4, Part 2, 2008.— P. 39–46.

9. Разлейцев Н. Ф. Моделирование и оптимизация процессов сгорания в двигателях./Н. Ф. Разлейцев. — Харьков: Вища школа, 1980.— 169 с.

10. Иващенко И. А. Многозонные модели рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания/И. А. Иващенко, Р. З. Кавтарадзе.— М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1997.— 58 с.

11. Могила В. И. Кинетическое описание процесса горения озонированного топлива/В. И. Могила, Е. С. Ноженко, А. Ю. Пилатов // Вісник СНУ ім. В. Даля.— 2009. Ч. 1.— № 4 (134).— С. 142–147.

12. Ноженко Е. С. Повышение энергетической эффективности тепловоза активацией рабочих сред: дисс… канд. техн. наук: 05.22.07/Е. С. Ноженко.— Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2010.— 207 с.

Анотація. *Приведені результати математичного моделювання робочого процесу дизеля Д49 при роботі на озонованому паливі. Досліджено і теоретично обгрунтовано впливи озонування палива на екологічність і економічність робочого процесу дизеля при різних кутах випередження уприскування палива.*

Abstract. *Results over of mathematical design of working process of diesel engine Д49 are brought during work on the ozonized fuel. It is investigational and in theory influences of ozonization of fuel are reasonable on ecofriendlyness and economy of working process of diesel engine at the different corners of passing of injection of fuel.*

Стаття надійшла до редакції 08.11.2011 р.

УДК 629.114

ПОДРИГАЛО М. А., д.т. н., профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

УТОЧНЕНИЕ ИДЕАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ МЕЖДУ КОЛЕСАМИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ БОКОВОЙ СИЛЫ

Уточнено идеальное распределение тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами двухосного автомобиля с учетом влияния тормозных моментов на динамическое перераспределение нормальных реакций между колесами.

Введение

Обеспечение эффективности торможения автомобилей непосредственно связано с рациональным выбором распределения тормозных сил между осями. В литературе неоднократно поднимался вопрос об обеспечении устойчивости автомобилей против заноса путем регулирования распределения тормозных сил между бортами и отдельными колесами.

В настоящей статье уточнено идеальное распределение тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами двухосного автомобиля с учетом влияния тормозных моментов на динамическое перераспределение нормальных реакций между колесами.

Анализ последних достижений и публикаций

Нами ранее, в работе [1] определены потенциальные сцепные возможности двухосного автомобиля при торможении, реализуемые при идеальном регулировании распределения тормозных сил между осями, бортами и, фактически, между отдельными колесами. Идеальное распределение тормозных сил между осями в этом случае определяется следующей зависимостью

$$\beta_{84} = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} = \frac{b}{L} + \sqrt{1 - m_y^2}\,\varphi\,\frac{h}{L}, \qquad (1)$$

где b — расстояние от задней оси до проекции центра масс автомобиля на горизонтальную плоскость, проходящую через оси передних и задних колес (см. рис. 1); L — продольная колесная база автомобиля; φ — коэффициент сцепления колес с дорогой; h — высота центра масс машины; m_y — боковой коэффициент использования сцепного веса при торможении; при отсутствии бокового скольжения колес,

$$m_y = \frac{R_y}{\varphi G_a}; \qquad (2)$$

R_y — действующая на автомобиль суммарная боковая реакция дороги; G_a — общий вес автомобиля; P_{T1}, P_{T2} — суммарные тормозные силы на передних и задних колесах автомобиля (см. рис. 1).

Идеальный коэффициент распределения тормозных сил между бортами (см. рис. 1)

$$K_{84} = \frac{P_{T1}^{'} + P_{T1}^{'}}{P_{T1} + P_{T2}} = 0{,}5 - m_y\varphi\,\frac{h}{B}, \qquad (3)$$

где B — поперечная колесная база или колея автомобиля.

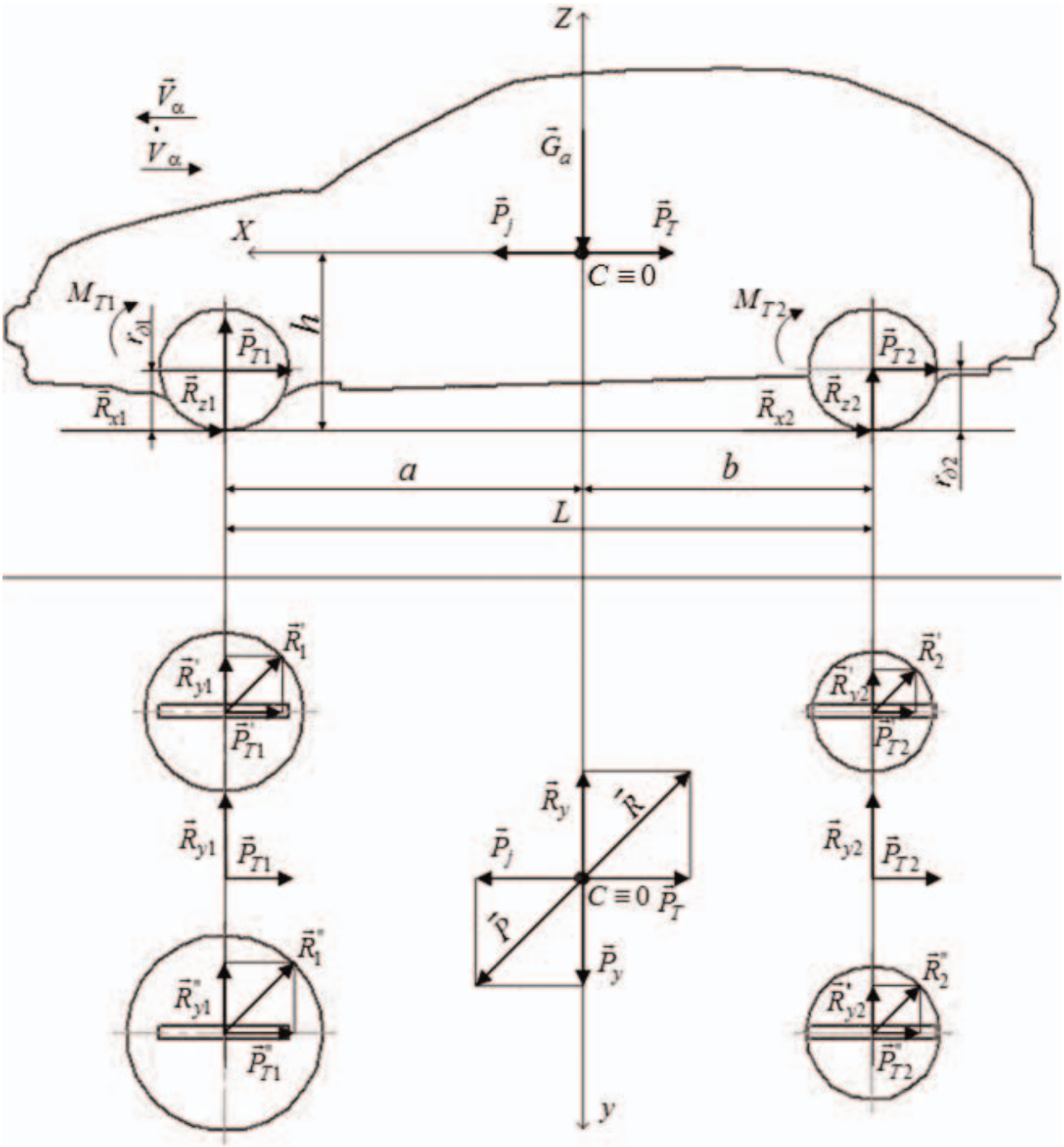


Рис. 1 — Трехмассовая динамическая модель автомобиля при торможении:

$V_a; \dot{V}_a$ — линейные скорость и ускорение автомобиля; R — суммарная реакция на всех колесах автомобиля; $R_{x1}; R_{x2}$ — суммарные касательные реакции на передних и задних колесах автомобиля; P_j — сила инерции автомобиля (фиктивная); P — фиктивная суммарная сила, действующая на автомобиль; $M_{T1}; M_{T2}$ — суммарные тормозные моменты на передних и задних колесах.

Идеальные коэффициенты распределения тормозных сил на отдельные колеса автомобиля

$$K_{184} = \frac{P'_{T1}}{P'_{T1} + P''_{T1}} = 0,5 - \frac{m_y \varphi \frac{h}{B} \cdot \frac{b}{L}}{\frac{b}{L} + \sqrt{1 - m_y^2 \varphi} \frac{h}{L}} \text{ — на} \qquad (4)$$

переднее внутреннее (менее нагруженное) колесо;

$$K_{284} = \frac{P_{T2}^{'}}{P_{T2}^{'} + P_{T2}^{''}} = 0,5 - \frac{m_y \varphi \frac{h}{B} \cdot \frac{a}{L}}{\frac{a}{L} - \sqrt{1 - m_y^2 \varphi} \frac{h}{L}} \text{ — на} \quad (5)$$

заднее внутреннее (менее нагруженное) колесо,

где a — расстояние от передней оси до проекции центра масс автомобиля на плоскость, проходящую через оси передних и задних колес; $P_{T1}^{'}, P_{T2}^{'}$ — тормозные силы на внутренних (менее нагруженных) колесах автомобиля; $P_{T1}^{''}, P_{T2}^{''}$ — тормозные силы на наружных (более нагруженных) колесах автомобиля.

Определение зависимостей (1), (3), (4), (5) нами было осуществлено на основе известных уравнений, описывающих динамическое распределение вертикальных реакций между осями [2,3] и бортами [2] автомобиля

$$R_{z1} = R_{z1}^{'} + R_{z1}^{''} = G_a \frac{b}{L} + P_T \frac{h}{L}; \quad (6)$$

$$R_{z2} = R_{z2}^{'} + R_{z2}^{''} = G_a \frac{a}{L} - P_T \frac{h}{L}; \quad (7)$$

$$R_z^{'} = R_{z1}^{'} + R_{z2}^{'} = 0,5 G_a - R_y \frac{h}{B}; \quad (8)$$

$$R_z^{''} = R_{z1}^{''} + R_{z2}^{''} = 0,5 G_a + R_y \frac{h}{B}, \quad (9)$$

где $R_{z1}^{'}; R_{z2}^{'}$ — нормальные реакции на колесах внутреннего (менее нагруженного) борта автомобиля, переднего и заднего соответственно; $R_{z1}^{''}; R_{z2}^{''}$ — нормальные реакции на колесах наружного (более нагруженного) борта автомобиля, переднего и заднего соответственно; $R_{z1}; R_{z2}$ — суммарные нормальные реакции на колесах передней и задней осей, соответственно; $R_z^{'}; R_z^{''}$ — суммарные нормальные реакции на колесах внутреннего и наружного бортов соответственно; R_y — суммарная боковая реакция дороги на всех колесах автомобиля.

Проведенные нами исследования [4,5] показали, что тяговая или тормозная сила (последняя только при незаблокированных колесах) прикладываются не в контакте колеса с дорогой, а к оси колеса. Кроме того, считалось [6], что крутящие и тормозные (опять же при незаблокированных колесах) моменты являются внутренними усилиями в системе и их можно не учитывать при рассмотрении равновесия внешних сил. Однако это не так, и тормозная сила, приложенная на оси колесо,— это результат приведения внешних нагрузок — касательной реакции дороги на колесе и тормозного момента к оси колеса. При блокировке колеса мы должны от двухмассовой системы перейти к одномассовой. При блокировке всех колес (переход от трехмассовой к одномассовой модели) выражения (6) и (7) справедливы. Выражения (8) и (9) справедливы как для заблокированных, так и для незаблокированных колес, поскольку в плоскости нагружения ZOY (рис.1) расчетная схема автомобиля всегда одномассовая.

Предложенный нами подход для тягового режима движения колесных машин получил поддержку в работе [7]. Таким образом, назрела задача уточнения полученного в работе [1] идеального распределения тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами автомобиля с учетом приложения тормозных сил к осям незаблокированных колес.

Цель и постановка задач исследования

Целью исследования является уточнение идеального распределения тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами автомобиля с учетом приложения тормозных сил к осям незаблокированных колес.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

– уточнить зависимости для определения суммарных нормальных реакций на осях автомобиля;

– определить уточненные зависимости коэффициента распределения тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами.

Уточнение нормальных реакций на осях

При действии боковой силы блокирование колес недопустимо, поскольку вызовет боковой занос задней оси либо боковой увод передней оси автомобиля. Это означает, что тормозные силы на колесах приложены к их осям (см. рис. 1). Суммарные нормальные реакции на передней и задней осях автомобиля в этом случае определяются зависимостями

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_{T1} \cdot \frac{h - r_{41}}{L} + P_{T2} \cdot \frac{h - r_{42}}{L}; \tag{10}$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - P_{T1} \cdot \frac{h - r_{41}}{L} - P_{T2} \cdot \frac{h - r_{42}}{L}, \tag{11}$$

где r_{41}, r_{42} — динамические радиусы передних и задних колес, соответственно.

Принимаем допущение того, что рассматриваются абсолютно жесткие (в том числе и в радиальном направлении) колеса. В этом случае допустимо принять $r_{41} = r_{42} = r_4$. И выражения (10) и (11) упростятся (с учетом того, что $P_T = P_{T1} + P_{T2}$)

$$R_{z1} = G_a \cdot \frac{b}{L} + P_T \cdot \frac{h - r_4}{L}; \tag{12}$$

$$R_{z2} = G_a \cdot \frac{a}{L} - P_T \cdot \frac{h - r_4}{L}. \tag{13}$$

В работе [1] нами показано, что при идеальном распределении тормозных сил между колесами векторы суммарных реакций в плоскости дороги на всех колесах параллельны между собой ($\vec{R}_1' \parallel \vec{R}_1'' \parallel \vec{R}_2' \parallel \vec{R}_2''$) и параллельны вектору суммарной реакции $\vec{R}$ на всех колесах. Поэтому суммарная реакция $\vec{R}$ всегда равна суммарной силе сцепления всех колес автомобиля с дорогой, т. е.

$$R_{z1} = \varphi G_a = \sqrt{P_T^2 + R_y^2}. \tag{14}$$

Из выражения (14)

$$P_T = \sqrt{R^2 - R_y^2} = \varphi G_a \sqrt{1 - m_y^2}. \tag{15}$$

Выражения (12) и (13) с учетом (15) примут вид

$$R_{z1} = G_a \left(\frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h - r_4}{L} \sqrt{1 - m_y^2} \right); \tag{16}$$

$$R_{z2} = G_a\left(\frac{a}{L} - \varphi\cdot\frac{h-r_4}{L}\sqrt{1-m_y^2}\right). \quad (17)$$

Суммарная нормальная нагрузка на колеса внутреннего и наружного бортов автомобиля определяется из условия, что опрокидывающий в поперечной плоскости момент создается боковой силой $\vec{P}_y$, действующей в плоскости, проходящей через центр масс C и параллельной плоскости дороги и суммарной боковой реакцией $\vec{R}$, действующей в плоскости дороги. Плечо опрокидывающего момента равно высоте h центра масс автомобиля.

Суммарные нормальные реакции на колесах внутреннего и наружного бортов

$$R_z^{'} = R_{z1}^{'} + R_{z2}^{'} = 0,5G_a - R_y\frac{h}{B} = G_a\left(0,5 - m_y\varphi\frac{h}{B}\right); \quad (18)$$

$$R_z^{''} = R_{z1}^{''} + R_{z2}^{''} = 0,5G_a + R_y\frac{h}{B} = G_a\left(0,5 + m_y\varphi\frac{h}{B}\right). \quad (19)$$

Нормальные реакции на передних колесах

$$R_{z1}^{'} = 0,5R_{z1} - R_{y1}\frac{h}{B} = 0,5R_{z1} - R_y\frac{b}{L}\cdot\frac{h}{B}; \quad (20)$$

$$R_{z1}^{''} = 0,5R_{z1} + R_{y1}\frac{h}{B} = 0,5R_{z1} + R_y\frac{b}{L}\cdot\frac{h}{B}. \quad (21)$$

где R_{y1} — суммарная боковая реакция на передних колесах автомобиля.

Нормальная реакция на задних колесах

$$R_{z2}^{'} = 0,5R_{z2} - R_{y2}\frac{h}{B} = 0,5R_{z2} - R_y\frac{a}{L}\cdot\frac{h}{B}; \quad (22)$$

$$R_{z2}^{''} = 0,5R_{z2} + R_{y2}\frac{h}{B} = 0,5 + R_y\frac{a}{L}\cdot\frac{h}{B}, \quad (23)$$

где R_{y2} — суммарная боковая реакция на задних колесах автомобиля.

Суммарные боковые реакции на передних и задних колесах автомобиля

$$R_{y1} = R_{y1}^{'} + R_{y1}^{''}; \quad (24)$$

$$R_{y2} = R_{y2}^{'} + R_{y2}^{''}. \quad (25)$$

Подставляя выражение (16) в соотношение (20) и (21), а выражение (17) — в (22) и (23), получим

$$R_{z1}^{'} = 0,5G_a\left(\frac{b}{L} + \varphi\cdot\frac{h-r_4}{L}\sqrt{1-m_y^2}\right) - R_y\frac{b}{L}\cdot\frac{h}{B}; \quad (26)$$

$$R_{z1}^{''} = 0,5G_a\left(\frac{b}{L} + \varphi\cdot\frac{h-r_4}{L}\sqrt{1-m_y^2}\right) + R_y\frac{b}{L}\cdot\frac{h}{B} \quad (27)$$

$$R_{z2}^{'} = 0,5G_a\left(\frac{a}{L} - \varphi\cdot\frac{h-r_4}{L}\sqrt{1-m_y^2}\right) - R_y\frac{a}{L}\cdot\frac{h}{B}; \quad (28)$$

$$R_{z2}^{''} = 0,5G_a\left(\frac{a}{L} - \varphi\cdot\frac{h-r_4}{L}\sqrt{1-m_y^2}\right) + R_y\frac{a}{L}\cdot\frac{h}{B}. \quad (29)$$

Преобразовав уравнения (26)—(29) с учетом соотношения (2);

$$R_{z1}^{'} = 0,5G_a\left(\frac{b}{L} + \varphi\cdot\frac{h-r_4}{L}\sqrt{1-m_y^2} - 2m_y\varphi\frac{h}{B}\cdot\frac{b}{L}\right); \quad (30)$$

$$R_{z1}^{''} = 0,5G_a\left(\frac{b}{L} + \varphi\cdot\frac{h-r_4}{L}\sqrt{1-m_y^2} + 2m_y\varphi\frac{h}{B}\cdot\frac{b}{L}\right); \quad (31)$$

$$R_{z2}^{'} = 0,5G_a\left(\frac{a}{L} - \varphi\cdot\frac{h-r_4}{L}\sqrt{1-m_y^2} - 2m_y\varphi\frac{h}{B}\cdot\frac{a}{L}\right); \quad (32)$$

$$R_{z2}^{''} = 0,5G_a\left(\frac{a}{L} - \varphi\cdot\frac{h-r_4}{L}\sqrt{1-m_y^2} + 2m_y\varphi\frac{h}{B}\cdot\frac{a}{L}\right). \quad (33)$$

Уточнение зависимости для коэффициентов распределения тормозных сил

Учитывая, что при идеальном распределении тормозных сил между осями, бортами и отдельными колесами автомобиля векторы суммарных реакций на всех колесах, на осях и на бортах параллельны вектору суммарной реакции $\vec{R}$, определим с учетом (16), (17), (30), (32).

$$\beta_{84} = \frac{P_{T1}}{P_{T1}+P_{T2}} = \frac{R_1}{R_1+R_2} = \frac{\varphi R_{z1}}{G_a} = \frac{b}{L} + \varphi\frac{h-r_4}{L}\sqrt{1-m_y^2}; \quad (34)$$

$$K_{184} = \frac{P_{T1}^{'}}{P_{T1}^{'}+P_{T1}^{''}} = \frac{R_1^{'}}{R_1} = \frac{R_{z1}^{'}}{R_{z1}} = 0,5 - \frac{m_y\varphi\frac{h}{B}\cdot\frac{b}{L}}{\frac{b}{L} + \varphi\frac{h-r_4}{L}\sqrt{1-m_y^2}}; \quad (35)$$

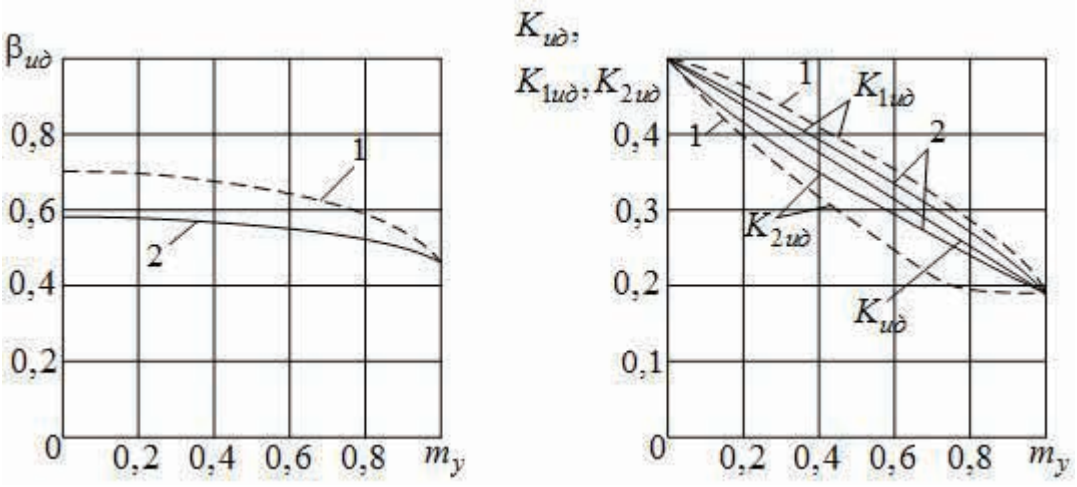
$$K_{284} = \frac{P_{T2}^{'}}{P_{T2}^{'}+P_{T2}^{''}} = \frac{R_2^{'}}{R_2} = \frac{R_{z2}^{'}}{R_{z2}} = 0,5 - \frac{m_y\varphi\frac{h}{B}\cdot\frac{a}{L}}{\frac{a}{L} - \frac{h-r_4}{L}\sqrt{1-m_y^2}}. \quad (36)$$

Поскольку в поперечной плоскости ZOY сохраняется одномассовая расчетная схема, то подставив в выражение

$$K_{284} = \frac{P_{T1}^{'}+P_{T2}^{'}}{P_{T1}+P_{T2}} = \frac{R_{z1}^{'}+R_{z2}^{'}}{R_{z1}+R_{z2}} = \frac{R_{z1}^{'}+R_{z2}^{'}}{G_a}. \quad (37)$$

соотношения (30) и (32) для $R_{z1}^{'}$ и $R_{z2}^{'}$ мы получим уравнение (3). Это означает, что зависимость (3) для коэффициента распределения общей тормозной силы на внутренний борт автомобиля уточнению не подлежит.

На рис. 2 приведены графики зависимостей идеальных коэффициентов распределения тормозных сил между осями и отдельными колесами от параметра m_y для условного легкового автомобиля.



а) б)

Рис. 2 Идеальные коэффициенты распределения тормозных сил условного автомобиля *($a = b = 1$ м; $L = 0,5$ м; $r_4 = 0,275$ м при $\varphi = 0,8$):*

а — между осями б — между колесами; 1 — расчет по формулам (1), (4), (5); 2 — расчет по формулам (34), (35), (36).

Анализ полученных графиков (рис. 2а) показывает, что при расчете по уточненной зависимости (34) коэффициент β_{84} ближе к величине 0,5. Это означает, что в идеальном случае энергонагруженность передних и задних тормозных механизмов будет более равномерной. Кроме того (см. рис. 2б) при уточненном расчете значения K_{184} и K_{284} значительно ближе друг к другу, чем при расчете по ранее известным зависимостям (4) и (5). Кроме того, значения как K_{184}, так K_{284} при расчете по уточненным формулам (35) и (36) меньше отличаются от значений K_{84}, определенных по формуле (3), чем результаты расчета по формулам (4) и (5).

Выводы

1. В результате проведенного исследования уточнены зависимости для определения коэффициентов распределения общей тормозной силы между осями и отдельными колесами с учетом более корректного определения точек приложения тормозных сил к незаблокированным колесам автомобиля.
2. На примере условного легкового автомобиля определено, что уточнение зависимостей коэффициентов распределения тормозных сил от величины действующей боковой силы показывает достижение более равномерной энергонагруженности передних и задних тормозных механизмов.
3. Полученные результаты могут быть использованы при разработке алгоритмов управления систем регулирования распределения тормозных сил между колесами автомобиля.

Список литературы

1. Федосов А. С. Исследование потенциальных специальных возможностей автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения / А. С. Федосов, М. А. Подригало // Автомобильный транспорт. Республиканский межведомственный научно-технический сборник. — К.: Техніка, 1980. — №17. — С. 73–78.

2. Чудаков Е. А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении / Е. А. Чудаков. — М.: Машгиз, 1952. — 183 с.

3. Булгаков Н. А. Исследование динамики торможения автомобиля / Н. А. Булгаков, А. Б. Гредескул, С. И. Ломака // Научное сообщение № 18. — Х.: Изд-во Харьковского государственного университета, 1962. — 36 с.

4. Подригало М. А. Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила»/М. А. Подригало // Автомобильная промышленность, 2007.— № 1.— С. 25–26.

5. Подригало М. А. Влияние тормозных моментов на величину динамических вертикальных реакций дороги на осях автомобиля. (В порядке обсуждения)/М. А. Подригало, В. И. Назаров // Автомобильная промышленность, 2011. № 8.

6. Чудаков Е. А. Теория автомобиля/Е. А. Чудаков.— М.— Л.: Машгиз, 1940.— 396 с.

7. Бузин Ю. М. К вопросу определения нормальных реакций опорной поверхности на колеса самоходной землеройно-транспортной машины/Ю. М. Бузин // Строительные и дорожные машины, 2009.— № 3.— С.19–21.

Анотація. *Уточнено ідеальний розподіл гальмівних сил між осями, бортами і окремими колесами двовісного автомобіля з урахуванням впливу гальмівних моментів на динамічний перерозподіл нормальних реакцій між колесами.*

Abstract. *Adjusted ideal brake force distribution between the axles, wheels, boards and separate two-axle vehicle with the influence of braking torque on the dynamic redistribution of the normal reaction between the wheels.*

Стаття надійшла до редакції 02.09.2011 р.

УДК 621.43

ПОПОВ Д. В., к.т. н.; ЛИННІК І. І., к.т. н., Донбаська національна академія будівництва і архітектури

ПОКРАЩЕННЯ ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

В статті розглянуто необхідність використання біодизельного пального для покращення екологічних показників дизельних двигунів. Наведено результати стендових випробувань дизельного двигуна Д-243 при використанні в якості палива суміші дизельного палива й рапсової олії, рапсового метилефіру.

Постановка проблеми

Моторні палива при згорянні вносять істотний вклад у порушення балансу вуглекислого газу в атмосфері. Крім того, окисли азоту й сірки, що утворюються при згорянні моторного палива, сприяють закисленню водойм, джерел води, необхідної для життєдіяльності тваринного й рослинного світу. Врешті, тверді частки, які являють собою продукти неповного згоряння насамперед важких моторних палив, є причиною ракових захворювань у людей і тварин.

Використання у складі моторного палива компонентів, зроблених з поновлюваної сировини, дозволяє зменшити його шкідливий вплив на навколишнє середовище.

Існуючий парк автомобілів, транспортних засобів і машин, у яких використовуються стандартні двигуни, не дозволить застосовувати моторне паливо, що повністю складається з біокомпонентів. Таким чином, стає очевидним, що різко зростає роль змішаних моторних палив, частина яких виготовлена з нафти, а частина з поновлюваної сировини. Як приклад таких змішаних моторних палив можна привести бензино-етанольні суміші, які застосовуються у двигунах з іскровим запалюванням, і дизельні суміші, що містять метилові ефіри вищих жирних кислот, які застосовуються в дизельних двигунах.

Аналіз останніх досліджень

Під біотопливами взагалі розуміють рідкі фракції рослинного походження, призначені для добавки в нафтові палива або для безпосереднього використання у двигуні. Згідно з визначенням стандарту США під біодизельним паливом розуміють моноалкілові ефіри жирних кислот, одержувані з рослинних або тваринних масел і призначені для використання в дизельних двигунах. Основне завдання, яке при цьому вирішується,— заміна продуктів нафтопереробки на природні поновлювані ресурси.

Сировиною для біодизельного палива є рапсова, соняшникова, пальмова й інші рослинні олії, а також свинячий жир. Введення в паливо непереробленних масел, як це іноді намагаються робити, небажане. Справа в тому, що вони характеризуються підвищеною в'язкістю, порівняно низькою теплопродуктивністю, що зменшує потужність двигуна в середньому на 15%, мають погані пускові властивості при зниженій температурі, а через наявність вільних кислот погано сполучаються з конструкційними й ущільнювальними матеріалами й мають схильність до окиснення при зберіганні. Тому з мастила переробляють в моноефіри відповідних кислот, які характеризуються кращими низькотемпературними властивостями й зниженою в'язкістю. Цетанове число при цьому підвищується з 30–40 до 50–80 одиниць. [1]

Найпоширенішим паливом даного типу є так званий рапсметиловый ефір, який у помітній кількості використовується у Швеції, Німеччині, Франції й інших країнах. Його можна додавати до дизельного палива в концентрації до 30% без додаткового регулювання двигуна.

Використання натурального неочищеного масла як моторного палива можливе тільки в спеціальних двигунах, пристосованих для цього виду палива. Причому, у якості моторного палива, можна використовувати неопрацьоване рапсове масло холодного пресування. Для рослинних олій гарячого пресування й для масел, екстрагованих до гексана, слід передбачити видалення слизу з масла.

Відомо, що заміна частини вуглеводнів у дизельному паливі кисневмісними з'єднаннями забезпечує прийнятну потужність і більш чистий вихлоп без модернізації існуючих дизельних двигунів [2]. Про досягнення й властивості сумішей дизельної фракції нафти з етанолом повідомлялося давно [3]. Однак, основна проблема використання нижчих спиртів як частини дизельного моторного палива полягає в тому, що такі моторні палива схильні до фазового поділу, особливо в присутності в системі води й при температурах нижче 0ºС. Проблема наявності води в спиртодизельних сумішах вирішується шляхом використання поверхнево-активних речовин. Проблема гомогенності дизельного палива, що містить нижчі спирти, вирішується шляхом уведення в суміш вищих насичених спиртів з лінійною й розгалуженою структурою, а також шляхом уведення в суміш жирних кислот і (або) органічних ефірів. [4, 5]

Однак усі роботи, присвячені багатокомпонентним кисневмісним дизельним паливам, мають досить обмежену інформацію про експлуатаційні характеристики таких палив і практично нічого не говорять про склад вихлопних газів, що утворюються при роботі стандартних двигунів, що використовували запропоновані паливні состави.

Мета роботи

Метою роботи є визначення екологічних показників дизельних двигунів при використанні біодизельного палива.

Основний розділ

З метою визначення технічних можливостей використання альтернативних видів палив на транспортних засобах, що перебувають в експлуатації й обладнаних дизельними двигунами, в Національному транспортному університеті були проведені стендові випробування двигуна Д-243 Мінського моторного заводу. [6]

На рис. 1 показані навантажувальні характеристики дизеля Д-243, зняті при роботі на суміші дизельного палива й рапсового масла в кількості 10%, 20% і 30% останнього за обсягом, а також на рапсовому метилефірі. Для порівняння на цьому ж малюнку показані навантажувальні характеристики, зняті при використанні штатного дизельного палива. Як видно з показаних характеристик, енергетичні показники дизеля при роботі на дизельному паливі і його суміші з рапсовим маслом практично однакові. Потужність двигуна *Ne* у цьому режимі близька до 37 кВт.

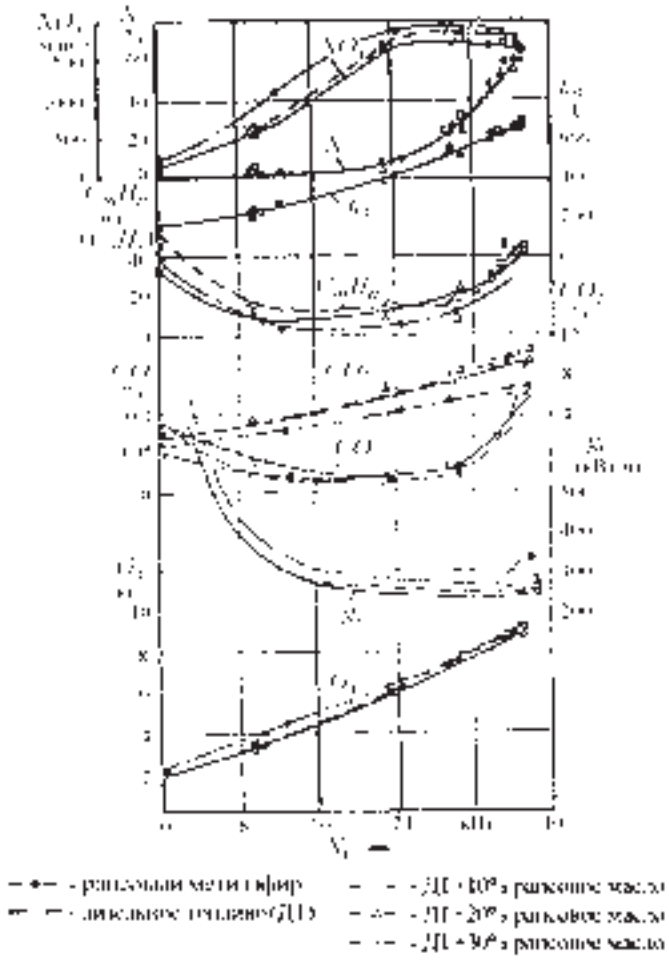


Рис. 1. Навантажувальні характеристики двигуна Д-243 (n = 1500 хв$^{-1}$)

Годинна $G_т$ і питома *ge* витрати палива в зоні середніх і більших навантажень при роботі на суміші дизельного палива й рапсової олії трохи (на 2–5%) вище, ніж при роботі лише на дизельному паливі. Це пояснюється більш низькою теплотворною здатністю біодизеля.

Температура відпрацьованих газів двигуна при роботі на порівнюваних паливах практично однакова у всьому діапазоні навантажувальних режимів.

При роботі двигуна на сумішах рапсової олії й дизельного палива зміна концентрації шкідливих складових відпрацьованих газів (C, C_mH_n, N_{ox}, CO_2) та їх димності N залежно від навантаження є характерним для дизелів. Величини концентрацій таких шкідливих складових, як C і C_mH_n, при роботі на суміші, хоча й мають деякі відхилення від аналогічних параметрів при роботі тільки на дизельному паливі, однак ці відхилення перебувають у межах точності виміру цих параметрів, що мають для дизеля незначні величини. Трохи збільшується, у випадку роботи на суміші, у зоні високих навантажень концентрація оксидів азоту N_{ox} і має місце тенденція до підвищення димності відпрацьованих газів N. Останнє пов'язане з більш високою в'язкістю сумішевого палива й, як результат, погіршенням якості його розпилювання.

При роботі двигуна на рапсовому метилефірі має місце більш істотне збільшення годинної $G_т$ та питомої *ge* витрат палива й концентрації оксидів азоту N_{ox} у відпрацьованих газах.

Відхилення величин інших порівнюваних показників перебували в межах їх можливої точності вимірів.

Тенденцію до збільшення вмісту оксидів азоту N_{ox} у відпрацьованих газах двигуна як при роботі двигуна на сумішах рапсової олії, так і на рапсовій олії, можна пояснити тим, що в цих випадках двигун працює при більш високих значеннях коефіцієнта надлишку повітря через більший вміст кисню в паливі.

Дослідження біопалива, що було проведено компанією «Русский биодизель» [7] показують, що додавання до дизельного пального до 15% об'ємних кисневмісних біокомпонентів (зокрема біоетанолу) замість вуглеводневої основи, практично не відбивається на експлуатаційних параметрах дизельного двигуна в порівнянні з його роботою на штатному паливі EN590. Стосовно екологічних компонентів відпрацьованих газів, то спостерігається зниження викидів практично всіх шкідливих компонентів, що містяться у вихлопних газах. При цьому зниження викидів CO_2 становить близько 14% (з врахуванням CO_2, зв'язаного біокомпонентом). Витрата тестованого палива збільшується менш ніж на 2%, у порівнянні з базовим паливом.

Аналіз результатів [8] тривалого випробування двигуна на стенді, а також окремо паливного насосу показав, що паливо, яке складається із дизельного пального та 15% біоматеріалу не виявляє негативного впливу на роботу двигуна й паливного насоса.

Висновки:

Проведеними дослідженнями підтверджена можливість використання рапсової олії в суміші з дизельним паливом або у вигляді метилефиру в серійних дизелях, без додаткового їх переобладнання. При цьому при незначному збільшенні питомої витрати палива значно покращуються екологічні показники дизельного двигуна.

Список літератури

1. Биодизель: проблеммы и перспективы. Інтернет ресурс http://newchemistry.ru/fold.php?cat_id=46&cat_parent=4

2. R.T. Johnson, J.O. Stoffer, Soc. Automot. Eng. (Spec. Publ.), 1983, S.P. 542, 91-104.

3. «Technical Feasibility of Diesohol», ASAE Paper, 79-1052, 1979.

4. PCT патент W095/02654 от 26.01.1995.

5. PCT патент WO01/18155 A1 от 15.03.2001.

6. Гутаревич Ю.Ф., Корпач А.О., Говорун А.Г. К вопросу использования альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания // Автошляховик України. – 2003. – №2. – С. 18-21.

7. Биодизель: влияние на двигатель. Інтернет ресурс http://newchemistry.ru/fold.php?cat_id=1410

8. Testing of Biodiesel 15 on a test-bench engine", VTT Research report. Agrofuel AB, Sweden, 2001.

Аннотация. *В статье рассмотрена необходимость использования биодизельного топлива для улучшения экологических показателей дизельных двигателей. Приведены результаты стендовых испытаний дизельного двигателя Д-243 при использовании в качестве топлива смеси дительного топлива и рапсового масла, рапсового метилэфира.*

Abstract. *The article discusses the need to use biodiesel to improve the environmental performance of diesel engines. The results of bench testing of diesel engines D-243 when used as a fuel mixture of fuel and convincingly rapeseed oil, rapeseed metilefira.*

Стаття надійшла до редакції 30.08.2011 р.

УДК 531; 629.113

СУНЦОВ Н.В., д.х.н., к.ф.-м.н., проф.; МАКАРОВ В.А., д.т.н., доц.;
СУНЦОВ А.Н., к.ф.-м.н.; ЕФИМЕНКО А.Н., инженер; МОИСЕЕНКО Р.Ю.; магистрант,
Донецкая академия автомобильного транспорта

ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ И ИХ РЕШЕНИЕ

На основе анализа экспериментальных результатов по определению коэффициента k сопротивления качению колеса автомобиля для широких интервалов скоростей P_w(100-500 кПа) и давлений воздуха в шинах V(30-170 км/м) получены дифференциальные уравнения для функций $k=f(V,P_W)$ и приведены их решения.

Введение

Для математического описания курсовой устойчивости движения автомобиля необходимы достоверные сведения о взаимодействии колеса с поверхностью дороги [1,2]. Ранее был выполнен анализ значений коэффициентов сопротивления качению колеса по асфальтобетонному покрытию, с целью установления эмпирической математической зависимости приведенного коэффициента k от скорости движения автомобиля V и давления воздуха в шинах P_W [3,4]. Использование сухого и чистого асфальтобетона в качестве опорной поверхности позволяет пренебречь влиянием на коэффициент сопротивления k ряда параметров: неровности поверхности полотна дороги, мягкого грунта или размягченного асфальта, а также потери энергии на отрыв шины от поверхности дороги.

Зависимость $k=f(V,P_W)$ оказалась сложной, но графики зависимостей *lnk от V* являются линейными. Наличие представительной выборки экспериментальных точек позволило получить уравнения прямых с необходимой точностью путем использования метода наименьших квадратов. Анализируя эти зависимости легко получить величину k для любого промежуточного значения аргумента. На рис.1 изображена зависимость $k = f(V,P_W)$ в трёхмерном пространстве значений k,V,P_W.

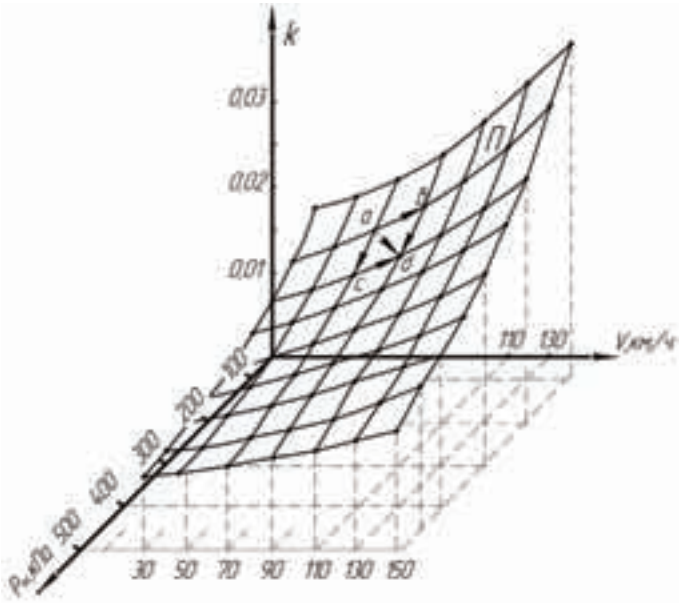


Рис. 1. Зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости движения автомобиля и давления воздуха в шинах в трехмерном пространстве (k,V,P_W)

Анализ рисунка позволяет сделать вывод о том, что переход из точки k_a в точку k_d возможен различными способами, но три из них представляют особый интерес:

– переход одним шагом по некоторой кривой $(k_a \to k_d)$, при этом одновременно изменяются соответственно два значения P_W и V;

– переход двумя шагами: $k_a \to k_b$ $(P_W = const;\ V \neq const)$ и $k_b \to k_d$ $(P_W \neq const;\ V = const)$;

– переход двумя шагами: $k_a \to k_c$ $(P_W \neq const;\ V = const)$ и $k_c \to k_d$ $(P_W = const;\ V \neq const)$.

Очевидно, что в первом случае имеет место один этап перехода со сложной зависимостью $k = f(V, P_W)$ с двумя переменными (P_W и V). Во втором или третьем случаях имеется два этапа, но каждый из них описывается функцией с одной переменной. Это наблюдается тогда, когда направление перехода параллельно одной из осей ($0P_W$ или $0V$).

Так как между точками любого перехода можно построить с большой точностью любую промежуточную точку, то вышеуказанные переходы могут рассматриваться как непрерывные, а эти кривые можно предполагать интегральными кривыми, а поверхность $П$ интегральной поверхностью.

Основная часть

1. *Дифференциальное уравнение для зависимости* $k = f(V)$ при изобарических переходах.

Обработка представительной выборки экспериментальных результатов показала [3,4], что изменение коэффициента сопротивления качению, при постоянном значении давления воздуха в шинах можно представить эмпирической зависимостью типа

$$k = k_0 e^{\frac{V}{V_0}}, \tag{1}$$

где $V_0 = const$ при $P_W = const$.

Величина k растёт с увеличением скорости по экспоненциальному закону. Показатель экспоненты $\frac{V}{V_0}$ безразмерен. Следовательно, V_0 - некоторый постоянный параметр.

Так как $k = f(V)$ растёт с увеличением скорости, то прирост коэффициента сопротивления качению k на величину dk при возрастании скорости V в интервале V, $V + dV$, очевидно, пропорционален dV и величине k. Тогда

$$dk = CkdV, \tag{2}$$

где C - коэффициент пропорциональности в уравнении (2).

После деления обеих частей уравнения на k получено уравнение:

$$\frac{dk}{k} = C\ dV. \tag{3}$$

Ниже выполнено решение этого дифференциального уравнения с разделяющимися переменными. Произведено интегрирование (3):

$$\int_{k_0}^{k} \frac{dk}{k} = C\int_{0}^{V} dV, \tag{4}$$

с последующим логарифмированием

$$ln\, k_{k_0}^{k} = CV;\ ln(\frac{k}{k_0}) = CV. \tag{5}$$

Тогда

$$k = k_0 e^{CV} = k_0 e^{\frac{V}{V_0}} \tag{6}$$

Здесь вместо коэффициента пропорциональности *C(с/м)* введена постоянная величина $V_0 = \frac{1}{C}$ (*м/с*) для удобства интерпретации физической сути экспериментальных результатов.

Очевидно, что выражение (6), являясь решением дифференциального уравнения (3), одновременно совпадает с видом эмпирической зависимости (1).

2. *Дифференциальное уравнение для зависимости* $k = f(P_W)$ при $V = const$.

Из зависимости (6) следует, что при $V \to 0$ величина $e^{\frac{V}{V_0}} \to 1$, а $k \to k_0$.

Но $k_0 = const$ при заданном P_W. Ниже получена экспериментальная зависимость k_0 от давления воздуха в шинах. Для этого построены графики зависимостей $ln\,k_0$ от P_w при $V = const$.

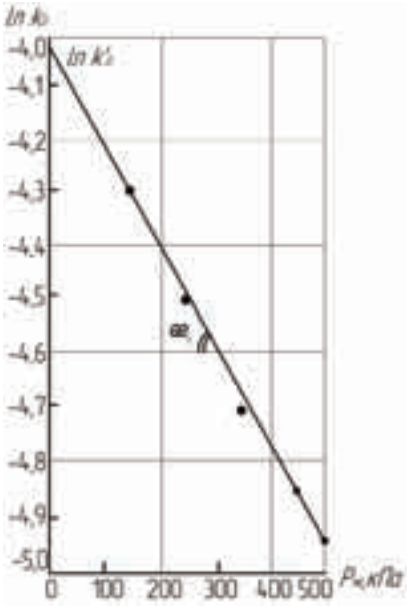


Рис. 2. Зависимость $ln\,k_0$ от давления воздуха в шине P_w

Из рис.2 видно, что с ростом P_w величина $ln\,k_0$, уменьшается, а зависимость $k_0 = f(P_W)$ выражается прямой линией

$$ln\,k_0 = ln\,k_0^1 - æ_1 P_W, \tag{7}$$

где $æ_1$ — тангенс угла наклона прямой.

При $P_W \to 0$ величина $ln\,k_0 \to ln\,k_0^1$ или $k_0 \to k_0^1$.

Из (7) получено

$$ln(\frac{k_0}{k_0^1}) = -æ_1 P_w \text{ или } k_0 = k_0^1 e^{-æ_1 P_w} \tag{8}$$

Параметр k_0^1 отражает значение коэффициента сопротивления качения без влияния давления. При $P_W = 0$ эластичная шина имеет собственную упругость и нерастянута с помощью сжатого воздуха. При $P_W \neq 0$ рассматривается упругость шины растянутой с помощью сжатого воздуха. Чем больше давление P_W, тем меньше проседание колеса под действием силы тяжести, и тем меньше затраты энергии на деформацию шины. Следует отметить, что при движении колеса

автомобиля внутреннее давление воздуха при установившемся движении остается практически постоянным.

Изменение коэффициента k_0 на величину dk_0 при увеличении давления в шине в интервале $(P_W, P_W + dP_W)$, очевидно, зависит от dP_W и k_0

$$dk_0 = -æ_1 k_0 dP_W . \quad (9)$$

Здесь знак «минус» отражает факт уменьшения k_0 с ростом P_W, $æ_1$-коэффициент пропорциональности для данного процесса. После деления обеих частей уравнения на k_0 получено выражение

$$\frac{dk_0}{k_0} = -æ_1 dP_W . \quad (10)$$

Это дифференциальное уравнение с разделяющимися переменными. Выполнено интегрирование уравнения (10)

$$\int_{k_0^1}^{k_0} \frac{dk_0}{k_0} = -æ_1 \int_0^{P_w} dP_W . \quad (11)$$

Тогда

$$ln\left(\frac{k_0}{k_0^1}\right) = -æ_1 P_W = -\frac{P_W}{P_W^*} . \quad (12)$$

Здесь $æ_1 \left(\frac{1}{Па}\right)$ заменена на $P_W^* = \frac{1}{æ_1}(Па)$ для удобства рассмотрения физики изучаемых процессов.

Таким образом

$$k_0 = k_0^1 e^{-æ_1 P_W} = k_0^1 e^{\frac{-P_W}{P_W^*}} . \quad (13)$$

Выражение (13) является решением дифференциального уравнения (10) и одновременно совпадает с видом эмпирической зависимости (8).

3. *Зависимость коэффициента* $k = f(P_W, V)$

В разделе 1 основной части приводятся зависимость $k = f(V)$ при $P_W = const$, а в разделе 2 зависимость $k = f(P_W)$ при $V = const$.

Таким образом, имеются две зависимости:

$$k = k_0 e^{\frac{V}{V_0}}; \; k_0 = k_0^1 e^{\frac{-P_W}{P_W^*}} .$$

Подставим значения k_0 в первую зависимость

$$k = k_0^1 e^{\frac{-P_W}{P_W^*}} \cdot e^{\frac{V}{V_0}} . \quad (14)$$

Выражение (14) является обобщённым $k = f(P_W, V)$. Действительно, при $P_W = const$ получается зависимость $k = f(V)$, а при $V = const$ зависимость $k = f(P_W)$. В этих крайних случаях параметры V_0 и P_W являются постоянными. Следует отметить, что при использовании обобщённой зависимости (14) необходимо учитывать зависимость $V_0 = f(P_W)$.

4. *Анализ зависимости* $V_0 = f(P_W)$

На рис.3 изображена зависимость $V_0 = f(P_W)$ в координатах $V_0 \to P_W$. Эта зависимость описывается уравнением прямой

$$V_0 = V_0^1 + æ_2 P_W . \tag{15}$$

Здесь: $æ_2$ — тангенс угла наклона прямой; $æ_2 = \dfrac{\Delta V_0}{\Delta P_W}\ \left(\dfrac{м}{сПа}\right)$.

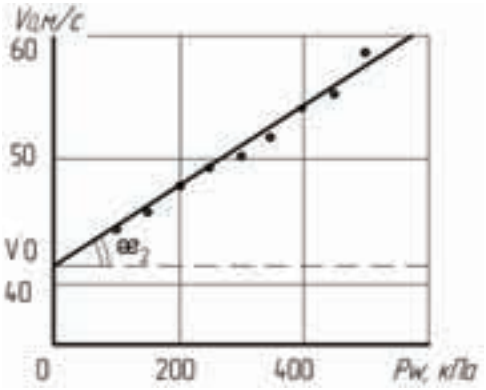


Рис. 3. Зависимость скорости V_0 от давления воздуха в шине

Очевидно, что $æ_2$ отражает прирост ΔV_0 при единичном изменении давления. Уравнение (15) вскрывает физическую сущность V_0. При $P_W = const$ величина $V_0 = const$, чем больше P_W, тем больше V_0. Скорость упругих волн в шине зависит от силы упругости $F_{упр}$, которая растет при увеличении P_W. При $P_W = 0$ (виртуальное значение) имеем V_0^1 - скорость волн в данной резине. Уравнение (15) справедливо для любой шины. Параметры V_0^1 и $æ_2$ имеют конкретную величину для определенной марки шины. Это характеристики физических свойств данной шины и могут быть использованы для прогнозирования её поведения при различных скоростях движения.

Для рассматриваемой шины уравнение (15) принимает вид:

$$V_0 = 41{,}5 + 3{,}2 \cdot 10^{-5} \cdot P_W . \tag{16}$$

Очевидно, что с увеличением давления воздуха P_W в шине возрастает упругая сила. При $P_W \to 0$ величина $V_0 \to 41{,}1 м/с$. В этом предельном случае (виртуальном) эластичная шина не растянута, так как давление воздуха внутри нее равно его наружному давлению. Величина V_0 зависит лишь от упругих свойств самой шины. Вероятно, величина V_0 связана с распространением упругих волн в шине. Предварительные расчеты показывают, что распространение возмущений в шине происходит согласно известным формулам для распространения продольных и поперечных волн в упругой среде:

$$V_{прод} = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \text{ и } V_{поп} = \sqrt{\frac{G}{\rho}}, \tag{17}$$

где E — модуль Юнга; G — модуль сдвига; ρ – плотность вещества.

Для рассматриваемой шины величина $\rho = 1{,}2 \cdot 10^3 кг/м^3$; $E = 10{,}5\ 10^7 Н/м^2$ [4].

Величина G найдена из зависимости

$$G = \frac{E}{2(\mu + 1)}, \tag{18}$$

где μ — коэффициент Пуассона, для резины равен 0,46.

Велечина G, определенная для указанных значений, равна 0,171.

Тогда значение $V_{non} = 40,4\frac{м}{А} \pm 1\frac{м}{А}$ практически совпадает с величиной $V_0' = 41,5\frac{м}{с}$ (относительная ошибка до 3%). Величины $V_{эксп}$ и V_V' отличаются на 70%. Следовательно, основной вклад в значение коэффициента сопротивления качению k вносят поперечные волны.

Эластичная шина, наполненная воздухом, является упругой средой. Под действием внешних сил в этой среде будут возникать деформации. После прекращения внешних воздействий деформация не остается неизменной, а распространяется в упругой среде в виде волн, которые уносят энергию. Очевидно, что эти волны будут со временем затухать, а энергия их перейдет в теплоту. Ниже рассмотрены различные случаи распространения упругих волн в колесе автомобиля.

В процессе качения ведущего колеса по поверхности дороги в эластичной шине возникают участки сжатия и растяжения. Таким образом, в ведущем колесе могут возникать продольные волны. При этом действует сила упругости (возвращающая к положению равновесия сил), силы инерции и внешние периодические силы.

Наличие угла схождения колес приводит при движении автомобиля к деформации шины в области ее контакта с дорогой. Пятно контакта смещается. Это приводит к периодическим поперечным колебаниям (поперечным волнам).

Благодаря наличию силы тяжести и силы вертикальной реакции дороги, происходит дополнительное сжатие воздуха в шине и автомобиль «проседает» до тех пор, пока сила упругости не уравновесит силу тяжести

$$F_{упр} = -z \cdot \Delta h \quad , \tag{19}$$

где z — коэффициент упругости системы «эластичная шина — сжатый воздух» в вертикальном направлении h;

Δh — величина деформации в направлении h.

Наличие явления «проседания» на величину Δh приводит к тому, что точки поверхности колеса будут совершать также поперечные колебания, что приведет к появлению поперечных волн. Это наиболее значимое колебание поверхности шины, так как имеется значительная величина отклонения колеблющихся точек от положения равновесия. Следует отметить, что при движении автомобиля, за счет энергии двигателя происходит постоянная деформация шины и тем больше, чем меньше давление воздуха в ней. При этом, практически не происходит сжатие воздуха ($P_W = const$). Предварительные расчеты показывают, что влиянием перемещения воздуха в шине при движении автомобиля на величину k можно пренебречь из-за малой массы воздуха по сравнению с массой колеса. Роль воздуха в шине сводится главным образом к растяжению шины. При увеличении давления воздуха эластичное колесо растягивается, что приводит к изменению частоты его колебаний.

Выводы

Получены дифференциальные уравнения для коэффициентов сопротивления качению колеса автомобиля и приведены их решения, которые согласуются с экспериментальными результатами.

В указанных уравнениях вскрыт физический смысл параметра V_0, который отражает скорость распространения упругих поперечных волн в шине.

Список литературы

1. Сахно В. П., Мищенко Н. Н., Вербицкий В. Г. Основные направления исследований устойчивости автомобиля и автопоезда // Автомобильный транспорт: Сборник научных трудов ХНАДУ. Вып. 7–8.— Харьков, 2001.— 258с.

2. Verbitskii V. G., Makarov V. A., Cakhno V. P. «Influence of the asymmetry of cornering forces on the static stability of two-axle vehicle», International Aplied Mechanics, 40, №11, 1304–1309 (2004).

3. Сунцов Н. В. К оценке величины коэффициента сопротивления качения колеса автомобиля / Н. В. Сунцов, В. П. Шамота, А. Н. Сунцов, В. А. Макаров, А. Н. Ефименко // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту — 2010.— № 2 — С. 75–79.

4. Сунцов Н. В. О физике процессов определяющих величину коэффициента сопротивления качению колеса автомобиля / Н. В. Сунцов, В. А. Макаров, А. Н. Сунцов, А. Н. Ефименко // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту — 2011.— № 2 — С. 78–81.

Аннотация. *На основі аналізу експериментальних результатів за визначенням коефіцієнта опору коченню колеса автомобіля для широких інтервалів швидкостей V(30-170км/год) і тисків P_w(100-500 кПа) отримані диференціальні рівняння для функцій $k=f(V,P_W)$ і приведені їх рішення.*

Abstract. *On the basis of analysis of experimental results on determination of coefficient of resistance to rolling motion of wheel of car for the wide intervals of speeds V(30-170km/h) and pressure of air in tires P_w(100-500 kPa) differential equalizations are got for functions $k=f(V,P_W)$ and their decisions over are brought.*

Стаття надійшла до редакції 02.09.2011 р.

УДК 629.017:629.083

КРАВЧЕНКО О. П., д.т. н., професор; САКНО О. П., аспірант,
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, м. Луганськ;
ЛУКІЧОВ О. В., к.т. н., доцент, Донецька академія автомобільного транспорту

ПРОГНОЗУВАННЯ ФАКТИЧНОГО ТЕРМІНУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТА ПРИЗНАЧЕННЯ НОРМАТИВНОГО РЕСУРСУ ШИН ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ

Наведені розроблені методики визначення нормативного ресурсу шин вантажних автомобілів за статистичними даними щодо їх фактичного ресурсу на АТП та прогнозування їх фактичного терміну експлуатації на підставі постійного контролю залишкової висоти рисунка протектора.

Постановка проблеми

Зі зростаючою економікою та розгалуженням транспортної мережі України в сучасних умовах відбувається постійне нарощування обсягів автомобільних перевезень. Розвиток системи перевезень приводить до підвищення ролі шин при експлуатації автомобілів, особливо вантажних. Розподіл собівартості перевезень для середніх вантажних автомобілів за основними статтями витрат складає [1]: витрати на ТО і ПР — 22,2%; на платню водію — 21,7%; на паливо — 18,5%; на шини — 8,6%. Розвиток автомобільних перевезень в Україні приводить до суттєвого збільшення використання автомобілів великої вантажопідйомності основних світових виробників. При цьому можна виділити загальні тенденції розвитку: збільшення виробничих завдань та загального пробігу (більше використаних шинокомплектів); збільшення пробігу між ТО з підвищенням якості автомобілів, що використовується; зменшення питомих витрат на паливо та заробітну

платню водіїв з підвищенням вантажомісткості; збільшення кількості шин в шинокомплектах. Все це приводить до зменшення перших трьох вказаних вище статей собівартості та до збільшення статті, пов'язаної з витратами на шини. Організація сучасного обліку фактичного ресурсу шин на АТП та динаміки процесу зношування протектора шин з використанням комп'ютерної техніки в умовах конкретних підприємств, з урахуванням їх виробничих особливостей, дозволить уточнювати нормативи та фактичний термін експлуатації шин. Це дуже важливо в умовах Донецького регіону, де вантажні автомобілі використовуються в складних умовах крупних міст, техногенного впливу, хімічного забруднення, складних виробничих завдань.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Проблема підвищення якості автомобільних шин та їх технічної експлуатації, підвищення точності визначення нормативного ресурсу шин з урахуванням реальних умов експлуатації є актуальною. Особливий вклад в рішення цієї задачі внесли роботи Арініна І.М., Баженова Ю.В., Волкова В.П., Клименка В.І., Ларіна О.М., Літвінова А.С., Макарова В.А., Петрова А.І., Подригало М.А., Сахно В.П., Юрченка А.М. та ін., що присвячені процесам зносу шин, їх надійності, взаємодії шини з дорогою. В них розглянуті розрахункові й статистичні методи визначення ресурсу шин, вдосконалюються методи оцінки і розрахунків рівня їх експлуатаційних показників, технологічних та організаційних заходів обслуговування шин. Проблема визначення нормативу середнього ресурсу та фактичного терміну експлуатації шин в реальних умовах залишається недостатньо дослідженою. Останнім нормативним документом, що регламентує експлуатаційні норми середнього ресурсу пневматичних шин, є наказ № 488 Міністерства транспорту й зв'язку України від 20.05.2006 [2].

Мета статті

Дана публікація має мету — розкрити елементи системи управління технічної експлуатації шин удосконаленням визначення нормативу ресурсу шин вантажних автомобілів в реальних умовах Донецького регіону на основі аналізу статистичних даних АТП та законів розподілу ресурсу пневматичних шин та прогнозування фактичного ресурсу шин, що розраховується за фактичною інтенсивністю зносу, що визначається за систематичними вимірюваннями залишкової висоти рисунка протектора.

Матеріали і результати дослідження

Цільова функція ефективності роботи АТП базується на продуктивності перевезень W_i. При цьому вона є узагальненим показником ефективності, що враховує техніко-економічні показники управління, є питомою, придатною до використання на АТП [1]. Така цільова функція — це мінімум сумарних витрат $C_{заг}$ на одиницю продуктивності процесу перевезень W_i при оптимальній технічній готовності $\alpha_т$; тобто загальна ефективність розділена на економічну і технічну складові:

$$C_{пит} = \sum_{i=1}^{n} C_{i\,заг} / W_i \to \min \;\; при \;\; \alpha_т \to \text{opt}, \qquad (1)$$

де $\sum_{i=1}^{n} C_{i\,заг}$ — сумарні загальні експлуатаційні витрати, тис. грн.

Таким чином випливають дві основні взаємопов'язані задачі на підприємстві: зменшення експлуатаційних витрат та підвищення технічної готовності. Саме для цього розроблені методики для визначення нормативного ресурсу шин вантажних автомобілів за власними статистичними

даними щодо фактичних ресурсів шин на АТП та для прогнозування фактичного терміну експлуатації шин на підставі постійного контролю залишкової висоти рисунка протектора.

Методика для визначення нормативного ресурсу шин вантажних автомобілів за власними статистичними даними

Головним показником для визначення ресурсу шин [2] є норма середнього ресурсу пневматичної шини — середньостатистична величина середнього ресурсу пневматичної шини для визначених умов безпечної експлуатації відповідно до граничної висоти рисунка протектора, установленої законодавством України. Коригується ця норма на підставі усередненої оцінки умов експлуатації, що оцінюються кількома коефіцієнтами. Але з погляду теорії надійності призначення в якості ресурсу відкоригованої норми середнього ресурсу означає лиш 50% безвідмовної роботи при правильному призначенні ресурсу та відповідності його математичному очікуванню ресурсу $\bar{l}$ для конкретного підприємства.

Статистичний аналіз на автопідприємствах Донецької області показав, що такої відповідності не існує [3]. Тому безвідмовна робота шини в рамках призначеного ресурсу часто сягає лише 25–30%. Це приводить до великих економічних втрат, спроба компенсувати які приводить до експлуатації шин з підвищеним зносом, що погіршує безпеку експлуатації автотранспортних засобів (АТЗ). Тому висунута гіпотеза про прогнозування ресурсу шин по статистичним даним фактичного ресурсу на підприємстві. Необхідно враховувати, що статистичні дані збираються протягом деякого часу (для середніх підприємств 2–3 роки, а для на-казу [2] цей термін сягає до 10 років), а ресурс на підставі їх аналізу призначається для шин, що будуть в експлуатації наступні 2–3 роки. За цей час шини одного й того ж виробника, однієї марки й типорозміру зазнають значних змін. Відрізняються й матеріали для виготовлення, технологія й обладнання, що постійно з однієї сторони удосконалюються, а з іншої — старіють. Тому методика статистичного прогнозування може найбільш ефективно використ-товуватися на великих АТП, де обсяг статистичного матеріалу швидко накопичується й обновлюється.

Джерелом інформації при цьому являється картка обліку шин, де необхідно вказувати термін експлуатації шин до списання. Також необхідно розбивати всі шини одного типорозміру на декілька груп за умовами експлуатації (автомобіль, маршрути, завдання й т.і.). Це суттєво підвищує якість статистичних вибірок. На цій підставі розраховується математичне очікування ресурсу $\bar{l}$ для кожного типорозміру шин за методикою [4].

Це математичне очікування може призначатися в якості прогнозного ресурсу. При цьому забезпечується безвідмовна робота до досягнення ресурсу 50% шин. Такий показник можна вважати достатнім для підприємств з розвинутою системою постачання та технічного обслуговування, обладнаними складами для шин, достатній кількості обігових коштів.

На підставі виконаних досліджень розроблена методика призначення норм пробігу шин, яка включає наступні етапи.

1. Здобуття попередньої вибірки ресурсів шин (повної або часткової).
2. Підбір закону розподілу ресурсів шин та визначення необхідного об'єму репрезентативної вибірки.
3. Збір основної вибірки ресурсів шин та постійне її оновлення в межах усталеної репрезентативної вибірки.
4. Розрахунок математичного очікування ресурсу шин та встановлення норми пробігу шин на рівні математичного очікування.

В сучасних економічних умовах більшість АТЗ експлуатується в малих та середніх підприємствах. В них накопичення необхідного статистичного матеріалу або розтягується в часі, або математичне очікування розраховується при невеликій кількості інформації. Це збі-льшує можливість похибки в оперативному призначенні нормативу. Під оперативним при-значенням розуміється встановлення нормативів ресурсу до здобуття нової повної репрезентативної вибірки напрацювань шин, тобто визначення нормативу до завершення повних випробувань

на довговічність у скорочені терміни. Під оперативним коригуванням розуміється уточнення нормативу ресурсу в процесі експлуатації в міру збільшення інформації про фактичний ресурс та долі тих шин, що відмовили в підконтрольній партії [5]. Таким чином, оперативне призначення та уточнення нормативу дозволить добитися зближення нормативу та математичного очікування фактичного ресурсу.

Тому для цих підприємств необхідно призначувати норматив зі збільшеною вірогідністю безвідмовної роботи. Тоді економічні показники будуть найліпшими. Норматив залежить від встановленого рівня безвідмовної роботи. Якщо прийняти, що розподіл фактичних ресурсів — нормальний закон, то норматив може бути призначений за залежностями, що назначені з урахуванням розподілу Лапласа (для 95%; 90%, 80%, 70%, 60% безвідмовної роботи шин):

$$\begin{aligned} l_{норм_{95}} &= \bar{l} - 1{,}645 \cdot \sigma ; \\ l_{норм_{90}} &= \bar{l} - 1{,}28 \cdot \sigma ; \\ l_{норм_{80}} &= \bar{l} - 0{,}84 \cdot \sigma ; \\ l_{норм_{70}} &= \bar{l} - 0{,}53 \cdot \sigma ; \\ l_{норм_{60}} &= \bar{l} - 0{,}25 \cdot \sigma , \end{aligned} \qquad (2)$$

де $l_{норм_i}$ — норматив ресурсу шин із заданою вірогідністю безвідмовної роботи, тис. км;

$\bar{l}$ — математичне очікування за статистичним аналізом фактичного ресурсу, тис. км;

σ — середньоквадратичне відхилення середнього, тис. км.

Наприклад, шини Rosava 9,00R20 для автомобіля КамАЗ-5511 мають варіанти призначення нормативу [4], тис. км:

- розмір вибірки — 166 од.;
- закон розподілу — нормальний;
- середнє значення — 59,98;
- середньоквадратичне відхилення середнього — 3,99;
- норма, що рекомендується (Р = 95%) — 53,4;
- норма, що рекомендується (Р = 90%) — 55,0;
- норма, що рекомендується (Р = 80%) — 56,6;
- норма, що рекомендується (Р = 70%) — 57,8;
- норма, що рекомендується (Р = 60%) — 59,0.

При цьому відкоригований норматив за [2] складає 48 тис. км. Таким чином, всі нормативи, що можуть бути призначені за статистичною методикою, перевищують норматив за загальнодержавними нормами. Необхідний відсоток вірогідності визначає АТП. При цьому необхідно враховувати, що збільшення відсотку безвідмовності приводить до збільшення витрат на зберігання шин, а зменшення — до збільшення витрат на обслуговування та простої, що пов'язані з неплановими відмовами. Такий системний аналіз суттєво впливає на економічні показники.

Зазвичай системний аналіз передбачає формулювання цільової функції. Але більшою мірою це може бути застосовано для оптимізаційних завдань. Тоді цільова функція для даної методики може бути представлена таким чином:

$$B_{Ш} = \mathrm{N} \cdot \mathrm{Ц}_{\mathrm{Ш}} \to \min , \qquad (3)$$

де $B_{Ш}$ — витрати на шини, грн.;

N — кількість використаних шин, од.;

$Ц_{Ш}$ — ціна життєвого циклу однієї шини (з урахуванням середніх витрат на зберігання, обслуговування та утилізацію), грн.

Враховуючи, що

$$N = \frac{L_{заг}}{L_{норм}}, \tag{4}$$

де $L_{заг}$ — загальний пробіг всіх шин за звітний період, тис. км;

$L_{норм}$ — нормативне значення призначеного ресурсу шин, тис. км.

Тоді загальна цільова функція для методики призначення нормативу за статистичними даними АТП:

$$B_{Ш} = \frac{L_{заг}}{L_{норм}} \cdot Ц_{Ш} \to \min . \tag{5}$$

Таким чином, збільшення призначеного нормативного ресурсу дозволяє на етапі планування визначити мінімальне значення витрат на шини по АТП, що відбувається з урахуван-ням реальних умов експлуатації шин та дозволяє оперативно коригувати призначені норма-тиви.

Методика прогнозування фактичного терміну експлуатації шин на підставі постій-ного контролю залишкової висоти рисунка протектора

Найбільш точним методом прогнозування ресурсу шин є розрахунок за фактичною інтенсивністю зносу, що визначається за вимірюваннями залишкової висоти рисунка протектора. Метод найбільш доцільно використовувати для вантажних АТП з гарно розвиненою техніч-ною службою, великою кількістю автомобілів, достатньо стабільними умовами їх заванта-ження, маршрутами та великим добовим пробігом АТЗ. Методика проведення вимірювань протектора та результати експериментальних досліджень наведені в [6]. Порівняння різних розрахункових методик [7, 8] доводить, що саме оперативний контроль залишкової висоти рисунка протектора найбільш точно дозволить прогнозувати термін експлуатації шин.

Запропоновано проводити вимірювання залишкової висоти рисунка протектора шин при проведенні технічних впливів АТЗ, але не рідше ніж 10–15 тис. км пробігу. Цю інформацію необхідно заносити в спеціальні таблиці, що будуть додатком до «Картки обліку шин». Та-ким чином, накопичується значний масив інформації, що може бути використаний в декіль-кох напрямах. Один з цих напрямків — розрахунок ресурсу окремої шини, пари шин, ведучих та керованих шин, шинокомплекту в цілому та точне планування дати проведення заміни комплекту шин в цілому, або заміни найбільш зношених шин на ті, що знаходяться в обмін-ному фонді.

Мінімальне необхідне число вимірювань на кожній шині — 9. Середня залишкова висота рисунка протектора розраховується по кожній шині, по парам шин при використанні здвоє-них шин, для керованих та ведучих шин окремо за залежностями:

$$\begin{aligned} \bar{h}_i &= \frac{\sum h_i}{9}; \\ \bar{h}_{iк} &= \frac{\sum \bar{h}_i}{m}; \\ \bar{h}_{iв} &= \frac{\sum \bar{h}_i}{n}, \end{aligned} \tag{6}$$

де h_i — значення і-го вимірювання залишкової висоти протектора, мм;

$\bar{h}_i$, $\bar{h}_{iк}$, $\bar{h}_{iв}$ — середня залишкова висота протектора кожної шини, керованих шин ав-томобіля, ведучих шин автомобіля, мм;

m, n — кількість керованих та ведучих шин на автомобілі, од.

Прогноз ресурсу кожного типу шин можна проводити за залежністю:

$$L_{ік(в)} = 1000 \cdot ((0{,}85...0{,}9) \cdot H_0 - H_{гр}) / (\frac{\bar{h}_1 - \bar{h}_i}{L_{факт,i} - L_1}), \quad (7)$$

де Н0 — початкова висота протектора нової шини, мм;

(0,85…0,9) — коефіцієнт, що враховує підвищену інтенсивність зносу в процесі приробки;

Нгр — граничне значення залишкової висоти протектора, що визначене правилами дорожнього руху, мм;

$\bar{h}_1$, L1 — висота протектора та пробіг при 1-му вимірюванні, що проводиться через 8–10 тис. км після завершення процесу приробки, відповідно мм, тис. км;

$L_{факт,i}$ — фактичний пробіг шини на момент вимірювання, тис. км.

Враховуючи, що процес приробки, як правило, закінчується до першого вимірювання залишкової висоти рисунка протектора шини, а також той факт, що нові шини мають коливання глибини нарізки протектора 5–10%, можна виключити з розрахунку перший етап зносу (приробку) й вести розрахунок інтенсивності зносу тільки для лінійної частини кривої зносу, уточнюючи після кожного вимірювання середню інтенсивність зносу.

Тоді інтенсивність зносу кожної шини можна визначити за формулою, мм/тис. км:

$$\mathrm{I}_{\mathrm{i(к,в)j}} = \frac{\bar{h}_1 - \bar{h}_i}{L_{факті} - L_1}. \quad (8)$$

Прогноз ресурсу кожної шини:

$$L_{i(к,в)j} = \frac{\bar{h}_1 - \mathrm{h}_{гр}}{\mathrm{I}_{\mathrm{i(к,в)j}}} + L_1. \quad (9)$$

При цьому ресурс комплекту шин вантажних автомобілів (окремо керованих та ведучих) визначається ресурсом шини, що найбільш інтенсивно зношується. Якщо інтенсивність зношування однієї з шин суттєво перевищує середню по автомобілю, більш ніж на 15–20%, то необхідно розглянути організаційне питання про заміну шини, пари шин на шини з обмінного фонду.

Дані по вимірюванню вносяться в картки обліку шин, а прогноз ресурсу шин автомобіля уточнюється після кожного вимірювання, так як інтенсивність зносу змінюється в процесі експлуатації АТЗ в залежності від експлуатаційних та дорожньо-кліматичних факторів [9].

Дата проведення робіт щодо заміни комплекту шин визначається на підставі кількості можливих робочих днів, що базується на залишковому ресурсі, після поточного вимірювання з урахуванням середніх добових виробничих завдань $L_{доб}$, які плануються:

$$\mathrm{n}_{\mathrm{роб}} = \frac{L_{i(к,в)j} - L_{факт,i}}{L_{доб}}. \quad (10)$$

На підставі цього прогнозу необхідно приймати рішення про придбання нового комплекту шин. Крім того після заміни повного комплекту шин приймається рішення про їх подальше використання. Шини з комплекту, що мають найбільшу залишкову висоту протектора можуть використовуватись, як змінні комплекти при ремонті основних шин, заміні шин, що найбільш інтенсивно зношуються, чи при очікуванні отримання нового комплекту шин; шини з непошкодженим каркасом можуть бути відправлені на відновлення (не більше 2 разів), що є економічно доцільним рішенням; шини з поганим станом каркасу та після повторного відновлення поступають на утилізацію. Все це знаходить відображення в карті обліку шини.

Висновки

Актуальна проблема зменшення експлуатаційних витрат та підвищення технічної готовності вирішується при розрахунку реальних нормативів ресурсу шин вантажних автомобілів та фактичного терміну експлуатації шин для кожного конкретного підприємства. Для цього використовуються методики, які:

– збільшують призначений нормативний ресурс; це дозволяє на етапі планування визначити мінімальне значення витрат на шини по АТП, наблизитись до виконання поставленої цільової функції, при цьому аналіз статистичних показників дозволяє коригувати норматив ресурсу в досить широких межах, відбувається це з урахуванням реальних умов експлуатації шин на конкретному підприємстві та дозволяє оперативно коригувати призначені нормативи;

– дають можливість спрогнозувати фактичний термін експлуатації кожної конкретної шини та шинокомплекту, що дозволить на підставі прогнозу приймати рішення про придбання нового комплекту шин, а після заміни повного комплекту шин приймати рішення про подальше використання замінених шин.

Список літератури

1. Техническая эксплуатация автомобилей / И. Н. Аринин, С. И. Коновалов, Ю. В. Баженов. — Ростов н / Д: Феникс, 2007. – 314 с.

2. Норми витрат палива для автомобілів, норми ресурсу шин та акумуляторів / Уклад. В. Кузнєцов. — Х.: Фактор, 2009. — 528 с.

3. Кравченко О. П. Порівняльний аналіз норм та фактичного ресурсу шин автотранспорту в умовах Донбасу / О. П. Кравченко, О. П. Сакно, О. В. Лукічов // Вісник СНУ ім. В. Даля — 2010 — № 7 (149) — С. 110 – 114.

4. Ткаченко В. П. Порівняльне дослідження законів розподілу фактичного ресурсу пневматичних шин різних видів автотранспорту / В. П. Ткаченко, О. П. Сакно // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. — Донецьк: ПП «Молнія», 2010, № 4. — С. 84 – 94.

5. Alexander Kravchenko, Olga Sakno. Tire life adjustment on the coefficients of operational and road conditions / TEKA Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture. Volume XIA. — Lublin, Poland: Polish academy of sciences, 2011. — P. 121 – 128.

6. Кравченко О. До аналізу надійності автомобільних шин в умовах експлуатації / О. Кравченко, О. Сакно, О. Лукічов // Десятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Праці. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД, — 2011. — С. 317 – 319.

7. Кравченко О. П. Аналіз моделей розрахунку показників довговічності, зносу і ресурсу пневматичних шин вантажних автомобілів / О. П. Кравченко, О. П. Сакно, О. В. Лукічов, В. Д. Винокуров // Збірник наукових праць. — Донецьк: ДІЗТ, 2011. — Випуск 25. — С. 92 – 95.

8. Юрченко А. Н. Автомобильные шины (требования, эксплуатация, износ) / А. Н. Юрченко. — Харьков: ДП ХМЗ «ФЭД», 2003. — 115 с.

9. Кравченко О. П. Аналіз чинників, що визначають інтенсивність і характер зносу протектора шин та його зв'язок з технічним станом елементів автомобіля / О. П. Кравченко, О. П. Сакно, О. В. Лукічов, М. І. Гнатюк // Наукові нотатки. Випуск 31. — Луцьк: ЛНТУ, 2011. — С. 170 – 176.

Аннотация. *Приведены разработанные методики определения нормативного ресурса шин грузовых автомобилей по статистическим данным относительно их фактического ресурса на АТП и прогнозирование их фактического срока эксплуатации на основании постоянного контроля остаточной высоты рисунка протектора.*

Abstract. *The methods of determination of normative tire life of trucks from statistic data relative to their observed life on haulage companies are developed and resulted. Forecasting of real working life tires on the basis of permanent control of remaining-tread depth are resulted in the article.*

Стаття надійшла до редакції 25.11.2011 р.

АВТОРИ НОМЕРА

1. Базалицький Д. А., Вінницький національний технічний університет
2. Волобуєва Т. В., Донецька академія автомобільного транспорту
3. Гречанюк М. С., Вінницький національний технічний університет
4. Григоришин О. М., Львівський державний університет внутрішніх справ
5. Енглезі І. П., Донецька академія автомобільного транспорту
6. Єрещенко О. В., Вінницький національний технічний університет
7. Єфименко А. М., Донецька академія автомобільного транспорту
8. Жук М. М., Національний університет «Львівська політехніка»
9. Казмерчук І. А., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «ДонНТУ»
10. Калінін О. В., Донецька академія автомобільного транспорту
11. Керницький І. С., Львівський державний університет внутрішніх справ
12. Ковалишин В. В., Національний університет «Львівська політехніка»
13. Когут В. М., Львівський державний університет внутрішніх справ
14. Коник І. В., Національний університет «Львівська політехніка»
15. Костенко А. В., Донецька академія автомобільного транспорту
16. Коструб В. О., Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля
17. Кравченко О. П., Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля
18. Кузьмін В. С., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «ДонНТУ»
19. Ларін В. Ю., Національний авіаційний університет
20. Линнік І. І. Донбаська національна академія будівництва і архітектури
21. Лисюк О. І., Вінницький національний технічний університет
22. Лукічов О. В., Донецька академія автомобільного транспорту
23. Макаров В. А., Донецька академія автомобільного транспорту
24. Мастепан С. М. Харківський національний автомобільно-дорожній університет
25. Мастепан О. В., Горлівський автодорожній технікум ДВНЗ «ДонНТУ»
26. Моісеєнко Р. Ю., Донецька академія автомобільного транспорту
27. Ноженко О. С., Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля
28. Осипов В. О., Луганський будівельний коледж
29. Подригало М. А., Харківський національний автомобільно-дорожній університет
30. Попов Д. В., Донбаська національна академія будівництва і архітектури
31. Сакно О. П., Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля
32. Слесорайтіте Є., Вільнюський університет (Литва)
33. Смичок В. Д., Національний університет «Львівська політехніка»
34. Степанишен Ю. Я., Вінницький національний технічний університет
35. Сунцов М. В., Донецька академія автомобільного транспорту
36. Сунцов О. М., Донецька академія автомобільного транспорту
37. Толок О. В., Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «ДонНТУ»
38. Томчук Ю. В., Вінницький національний технічний університет
39. Федоров Є. Є., Донецька академія автомобільного транспорту
40. Флис І. М., Львівський національний університет ім. І. Франка
41. Швець В. В., Вінницький національний технічний університет

ПРАВИЛА ПОДАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ СТАТЕЙ

Для публікування в журналі «Вісник Донецької академії автомобільного транспорту» приймаються неопубліковані раніше наукові статті в галузі транспорту і двигунів внутрішнього згоряння; проектування, будівництва та експлуатації автомобільних доріг; надійності й довговічності механізмів і машин; транспортних технологій.

У журналі друкуються статті українською, російською (змішаними) мовами.

Для публікації наукової статті в редакцію необхідно представити наступні документи:

– текст статті у двох примірниках;
– анотацію українською, російською та англійською мовами;
– експертний висновок про можливість відкритого публікування;
– завірену рецензію доктора наук або члена редакційної колегії;
– відомості про автора (-ів) (прізвище, ім'я та по батькові, науковий ступінь, вчене звання, посада, місце роботи, адреса, e-mail, службовий або домашній телефони).

Вимоги до рукописів

Стаття подається у 2-х варіантах — у друкованому вигляді на папері формату А4 (2 прим, з нумерацією сторінок) та електронному (на дискеті 3,5 дюйми).

Структура статті:

1. Код УДК (універсальний десятинний класифікатор) (вирівнювання по лівому краю).
2. Ініціали та прізвище (прізвища) автора (авторів), науковий ступінь, вчене звання, повна назва організації (вирівнювання по центру сторінки).
3. Назва статті (вирівнювання по центру сторінки).
4. Анотація мовою оригіналу статті (не більш 80 слів, ширина рядка 130 мм).
5. Основний текст статті.
6. Перелік літератури, який виконується згідно ДСТУ ГОСТ 7.1:2006 «Система стандартів з інформації, бібліотечної та видавничої справи. Бібліографічний запис. Бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання» та в порядку посилання.

Текст рукопису повинен містити такі розділи, як:

– постановка проблеми, де відображається історія предмету дослідження, актуальність та сучасний стан проблеми;
– аналіз останніх досліджень, на які спирається автор, виділення невирішених раніше аспектів загальної проблеми, яким присвячується означена стаття;
– мета статті (постановка задачі);
– основний розділ (можливі підрозділи);
– висновки, де стисло та чітко підсумовуються основні результати, що були одержані автором (-ами).

Обсяг наукової статті 5–10 сторінок тексту, які включають таблиці, ілюстрації (4 рисунки дорівнюються 1 сторінці), перелік літератури. Обзорні статті — до 12 сторінок.

Текст повинен бути набраний у форматі Word for Windows версії 6.0–8.0.

– параметри сторінки — А4 (210 х 297 мм);
– орієнтація — книжкова;
– поля: верхнє — 15 мм, нижнє — 25 мм, ліве — 20 мм, праве — 20 мм;
– шрифт — Times New Roman, розмір — 12 пунктів;
– весь текст повинен бути набраний стилем «Звичайний » (Normal);
– перша строка — відступ 7,5 мм;
– міжрядковий інтервал — 1,5;
– вирівнювання — по ширині сторінки.

Таблиця повинна мати тематичну назву та порядковий номер (без знаку №), на який дається посилання у тексті.

Рисунки та графіки повинні бути пронумеровані в порядку посилання у тексті. Кожний рисунок розміщується в окремому файлі (формати bmp, tif; інші — тільки з дозволу редакції). Підписи під рисунками з номером рисунка пишуться на окремій сторінці. Кольорові та фонові рисунки не допускаються.

Усі формули повинні бути набрані у редакторі формул Microsoft Equation 2.0, 3.0 (MathType). У редакторі формул повинні бути наступні параметри:

– відстань до знаку — 60%;

– розмір — звичайний — 12 пт.; великий індекс — 8 пт.; маленький індекс — 6 пт.; великий символ — 12 пт.; маленький символ — 10 пт.

Нумерація формул дається арабськими цифрами в круглих дужках праворуч.

При виборі одиниць виміру слід дотримуватись системи СІ. Ціла частина числа від десятичної відділяється комою. Посилання на джерела беруться у квадратні дужки.

Наприкінці статті розташовуються анотації двома іншими мовами.

Статті, що не відповідають вимогам, повертаються авторам для доопрацювання.