

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ



ЛУЦЬКИЙ
НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

НАУКОВІ НОТАТКИ

Випуск 62



ЛУЦЬК - 2018

НАУКОВІ НОТАТКИ

**Міжвузівський збірник
(за галузями знань «Технічні науки»)**

**Випуск 62
2018**

Луцьк 2018

РЕДАКЦІЙНА РАДА

Пустюльга С.І., декан МБФ, Луцький НТУ, д.т.н, професор; Рудь В.Д., Луцький НТУ, д.т.н., професор; Савчук П.П., ректор, Луцький НТУ, д.т.н., професор; Шваб'юк В.І., Луцький НТУ, д.т.н., професор; Заболотний О.В., декан ТФ, Луцький НТУ, к.т.н., доцент.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Рудь В.Д., д.т.н., професор, Луцький НТУ (відповідальний редактор); Пустюльга С.І., д.т.н., професор, Луцький НТУ (заступник відповідального редактора); Заболотний О.В., к.т.н., доц., Луцький НТУ (заступник відповідального редактора); Савчук П.П., асистент, Луцький НТУ (відповідальний секретар); Бобир М.І., д.т.н., професор, НТУ України "КПІ"; Гевко Б.М., д.т.н., професор, Тернопільський НТУ; Дядюра К.О., д.т.н., професор, Сумський державний університет; Жигуц Ю.Ю., д.т.н., професор, ДВНЗ Ужгородський національний університет; Кіндрачук М.В., д.т.н., професор, Національний Авіаційний університет; Лотиш В.В., к.т.н., доц., Луцький НТУ; Майстренко А.Л., д.т.н., член-кореспондент НАН України, Інститут надтвердих матеріалів; Максимович В.М., д.ф.-м.н., професор, Луцький НТУ; Пальчевський Б.О., д.т.н., професор, Луцький НТУ; Петраков Ю.В., д.т.н., професор, НТУ України "КПІ"; Петровський В.Я., д.т.н., професор, інститут проблем матеріалознавства НАН України; Повстяной О.Ю., к.т.н., доц., Луцький НТУ; Савчук П.П., д.т.н., професор, Луцький НТУ; Струтинський В.Б., д.т.н., професор, НТУ України "КПІ"; Студеняк І.П., д.т.н., професор, ДВНЗ Ужгородський національний університет; Шваб'юк В.І., д.т.н., професор, Луцький НТУ; Штерн М.Б., д.т.н., професор, Інститут проблем матеріалознавства НАН України; Ярошевич М.П., д.т.н., професор, Луцький НТУ; Allison Macmillan, професор, доктор PhD, Глїндворський університет (Уельс, Великобританія); Драган О.В., к.т.н., доцент, Брестський державний технічний університет (Білорусь); Патер Збігнев, д.т.н., професор, Люблінська політехніка (Польща); Геворк Петросян, д.т.н., професор, Вірменський державний університет (Вірменія); Дімітер Ставнев, д.т.н., професор, Технічний університет м. Варні (Болгарія); Дешка Маркова, д.т.н., професор, Технічний університет м. Габрово (Болгарія)

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 10 від 30.05.2018 р.

Свідоцтво Міністерства юстиції України про державну реєстрацію:

Серія КВ №15901-4373ПР від 13.11.2009 р.

Включено до Переліку наукових фахових видань України наказ МОН України № 528 від 12.02.2015 року та в наукометричну базу РИНЦ.

ISSN: 24-15-39-66

© Луцький національний технічний університет, 2018 р.

ШАНОВНІ ДОПISУВАЧІ, КОЛЕГИ!

Згідно наказу МОН України № 528 від 12.02.2015 р. затверджено Міжвузівський збірник наукових праць «НАУКОВІ НОТАТКИ», що видається Луцьким національним технічним університетом як наукове фахове видання України.

В збірнику публікуються результати теоретичних та експериментальних досліджень, які раніше не висвітлювались в друці. Враховуючи, що збірник є фаховим виданням, в ньому корисно друкувати результати дисертаційних досліджень на здобуття наукового ступеня кандидата та доктора технічних наук за галузями знань "Технічні науки"

Статті друкуються українською, англійською або російською мовами.

Довідки за тел. (0332) 26-25-19 e-mail: notatki@ukr.net

Наша адреса:

43018, м. Луцьк, вул. Потебні, 56

Луцький національний технічний університет,
редакція міжвузівського збірника "Наукові нотатки"

Веб-сайт збірника: <http://notatki.com.ua>

З повагою,

*Відповідальний редактор,
професор Луцького НТУ*

В.Д. Рудь

ЗМІСТ

Зміст	4
Аулін В.В., Великодний Д.О., Дьяченко В.О. Оптимізація і управління ресурсами в транспортно-логістичній системі АПК.....	8
Аулін В.В., Голуб Д.В., Гриньків А.В. Критерії реалізації процесів забезпечення та підвищення надійності і ефективності функціонування транспортних систем.....	12
Аулін В.В., Гриньків А.В., Голуб Д.В., Агапоненко М.І. Розробка критерію вдосконалення системи технічної експлуатації засобів транспорту з врахуванням необхідної діагностичної інформації.....	17
Бадейнов О.М., Зінько Р.В., Горбай О.З. Моделювання руху триланкового автопоїзда.....	21
Безрідний В.В. Сумішевий бензин і його вплив на витрату палива легкового автомобіля ВА3-2115.....	25
Біліченко В.В., Макаров В.А., Макарова Т.В., Антонюк О.П. Про раціональний підхід до забезпечення запасними частинами вантажних АТП регіону.....	29
Біліченко В.В., Смирнов Є.В., Огневий В.О. Перспективні стратегії розвитку автотранспортних підприємств.....	35
Біліченко В.В., Цимбал С.В., Крещенецький В.Л., Лановий Р.С., Шпирко Д.А. Застосування експресного режиму руху на міських маршрутах пасажирських перевезень у великих і середніх містах.....	40
Біліченко В.В., Цимбал С.В., Крещенецький В.Л., Мальченко В.Ю. Вдосконалення методики формування потужності зони поточного ремонту автомобілів.....	44
Бодак В.І., Бодак М.В. Перспективи використання електромобілів в Україні.....	48
Бойків М.В., Житенко О.В., Діхтяр О.В. Дослідження зміни рівня транспортного шуму на вулицях міста Львова.....	51
Вербовський В.С., Гришук І.В., Скалига М.М., Белоусов Є.В., Рудинець М.В. Особливості теплової підготовки двигуна стаціонарної енергетичної установки за допомогою теплових акумуляторів фазового переходу.....	56
Вікович І.А., Радчук Р.І., Осташиук М.М. Характерні особливості найсучасніших електромобілів.....	61
Гандзюк Д.М. Способи підвищення швидкості спрацьовування гальмового привода триланкових автопоїздів.....	67
Гецович Є.М., Мустафаєв Г.К. Експериментальне дослідження поведінки водія на нерегульованих перехрестях у правоповоротних потоках.....	70
Горбай О.З., Дівесєв Б.М., Коник І.В., Осташиук М.М., Пелех Я.М. Ударопоглиначий дах для перекидання автобуса.....	74
Гречихін Л.І., Куць Н.Г. Можливості використання вихрового теплового насоса на транспорті.....	78
Гудз Г.С., Глобчак М.В., Коцюмбас О.Й., Клишко О.Р. Вплив відновлення гільз циліндрів ДВЗ ремонтними розмірами на його зовнішню швидкісну характеристику.....	83
Гущин О.В., Рибалко Р.І. Дослідження процесу формування структури аеросумішей у завантажувальному пристрої.....	88
Дацюк Л.М., Сай В.А., Юхимчук С.Ф., Дацюк Т.Л. Аналіз зчіпних властивостей колісних тракторів для використання на трелювальній лісу.....	93
Дембіцький В.М., Мазилюк П.В., Павляшик С.М. Адаптація їздового циклу до реальних умов руху міських автобусів.....	98
Добровольський О.С., Карев С.В., Ступак Н.С. Дослідження витрати палива сучасного бензинового двигуна в режимі холостого ходу використанням бензоспиртових палив.....	102
Дубицький О.С., Павлова І.О. Підвищення ефективності доставки швидкопсувних вантажів автомобільним транспортом.....	107
Дущенко В.В., Нанівський Р.А., Ярмак О.М. Розрахунок кінематики гідропневматичної підвіски колісної легкоброньованої машини.....	112
Захарчук В.І., Захарчук О.В. Оцінка адаптованості техніки до альтернативних моторних палив.....	116

<i>Защепкіна Н.М., Мелконян А.А.</i> Контроль пилопроникності матеріалів від дії автомобільного пилу.....	122
<i>Зенкін Є.Ю.</i> Оцінка технічного стану датчиків об'ємної витрати повітря легкових автомобілів з бензиновим та дизельним двигуном.....	126
<i>Каишканов А.А., Каишканова А.А., Грисюк О.Г.</i> Оцінювання часу реакції водія при експертизі дорожньо-транспортних пригод.....	131
<i>Кищун В.А., Нестеренко Л.В.</i> Причини втрати роботоздатності дизельних форсунок із п'єзоелектричним приводом.....	138
<i>Крайник Ю.Л., Зінько Р.В., Глобчак М.В., Скварок Ю.Ю.</i> Методичні основи оптимізації розміщення колісного візка цистерни –напівпричепа.....	144
<i>Кривошапов С.І.</i> Нормування витрат рідини для нейтралізації викидів оксидів азоту у відпрацьованих газів автомобіля (розчину сечовини).....	148
<i>Кухтик Н.О., Кухтик В.В.</i> Вплив методу прогріву на витрату палива автомобілем з двигуном з системою впорскування бензину.....	152
<i>Марціяш О.М., Заверуха Р.Р., Венгер М.П., Мельник М.С.</i> Лабораторні дослідження деяких характеристик роботи автомобільної підвіски типу "Макферсон".....	157
<i>Монастирський Ю.А., Бондар І.В., Климов Т.А.</i> Результати математичного моделювання функціонування електромеханічної трансмісії кар'єрних самоскидів БЕЛАЗ-75131.....	162
<i>Опанасюк Є.Г., Бегерський Д.Б., Опанасюк О.Є.</i> Підвищення ефективності розвантажувальних робіт незв'язних будівельних матеріалів із кузовів самоскидів.....	167
<i>Пазин Р.В.</i> До розробки математичної моделі автопоїзда категорії о2 з тривісним причепом... ..	172
<i>Петренко В.Г., Ковбасенко С.В., Барабаш П.О., Соломаха А.С., Голик А.В.</i> Дослідження впливу фази впорскування газового палива на показники роботи газодизеля.....	185
<i>Пилипенко О.М., Шльончак І.А., Васильченко В.Ю.</i> Дослідження впливу дози озону на фізико-хімічні властивості бензину.....	190
<i>Погорлецький Д.С.</i> Організація застосування засобів полегшення пуску двигунів транспортних засобів, працюючих на зрідженому газовому паливі.....	194
<i>Познаховський В.А., Кірічок О.Г., Швець М.Д.</i> Порівняння методів оцінювання конкурентоспроможності підприємств автомобільного транспорту.....	199
<i>Скалига М.М., Рудинець М.В., Вербовський В.С.</i> Концепція використання в інфраструктурі автомобільного транспорту спляючих пристроїв з протиточною схемою газообміну.....	205
<i>Скочук М.П., Марчук Р.М., Морозюк С.В., Яким'юк П.В.</i> Стратегія розвитку автотранспортної фірми з міжнародних вантажних автомобільних перевезень.....	209
<i>Тригуба А.М., Шарибура А.О., Луб П.М., Грабовець В.В.</i> Концептуальна модель системи технічного обслуговування і ремонту пожежних автомобілів.....	215
<i>Черненко С.М., Клімов Е.С., Черниш А.А.</i> Кермові приводи транспортних засобів з двома керованими мостами.....	220
<i>Швець М.Д., Кірічок О.Г., Познаховський В.А.</i> Механізація та організація виробничого процесу при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт.....	226

CONTENT

Contents	4
Aulin V., Velikodnyi D., Dyachenko V. Optimization and management of resources in the transport and logistics system of agrarian and industrial complex.....	8
Aulin V., Holub D., Hrynkiv A. Criteria for implementing processes to ensure and improve the reliability and efficiency of transport systems.....	12
Aulin V., Grinkiv A., Golub D., Agaponenko M. The scaling of the criterion for the deterioration of the system of technical operation of vehicles taking into account diagnostic information.....	17
Badejnov O., Zinko R., Horbaj O. Motion modelling of three-unit lorry convoy.....	21
Bezridnyi V. Mixing gasoline and its impact on the fuel consumption of a VAZ-2115 car.....	25
Bilichenko V., Makarov V., Makarova T., Antoniuk O. About the rational approach to supply spare parts cargo motor vehicles in region.....	29
Bilichenko V., Smyrnov Ye., Ohnevyi V. Prospective strategies for the development of motor transport enterprises.....	35
Bilichenko V.V., Tsymbal S.V., Kreschenetsky V.L., Lanovy R.S., Shpirko D.A. The application of express mode of traffic on urban routes of passenger traffic in large and medium-sized cities.....	40
Bilichenko V.V., Tsymbal S.V., Kreschenetsky V.L., Malchenko V.Y. Improving the method of forming the power of the range of carbon repair.....	44
Bodak V., Bodak M. Perspectives of use of electric cars in Ukraine.....	48
Bojkiv M., Zhytenko O., Dichtyar O. Investigation of changes in the level of traffic noise on the streets of the city of Lviv.....	51
Verbovsky V., Gritsuk I., Skalyga M., Belousov E., Rudinets M. Features of thermal preparation of the engine of a stationary power plant with the help of thermal accumulators of a phase transition....	56
Vikovich I.A., Radchuk R.I., Ostashuk M.M. Characteristic features of state-of-the-art electric vehicles.....	61
Gandzyuk D. Methods for increasing the speed of operation of the brake drive three-link road trains.....	67
Getsovich E., Mustafayev G. Experimental study of driver behavior at unregulated intersections in right-turning flows.....	70
Horbay O., Diveyev B., Konyk I., Ostashuk M., Pelekh Y. The shock-absorbing roof for bus rollover.....	74
Gretchikhin L.I., Kuts N.G. Possibilities of using a vortex heat pump in transport.....	78
Gudz G., Globchak M., Kotsjumbas O., Clypko O. Impact of renovation of internal combusting engine cylinder liner by repair size upon ITS external velocity characteristic.....	83
Guschin O., Rybalko R. Investigation of the formation of the structure of aerosomes in the loading device.....	88
Datsiuk L., Say V., Yuhymchuk S., Datsiuk T. Analysis of the coupling properties of wheeled tractors when used for hauling forest.....	93
Dembitskyi V., Mazylyuk P., Pavliashyk S. Adaptation driving cycle to real traffic conditions of city buses.....	98
Dobrolskiy A., Karev S., Stupak N. Scientific research of fuel consumption of a modern gasoline engine in idle mode using benzo-alcohol fuels.....	102
Dubytskyi O., Pavlova I. Improving efficiency of shipping freight trucks by automotive transport....	107
Dushchenko V., Nanivsky R., Yarmak O. Calculation of the kinematics of the hydropneumatic suspension of the wheeled light-armored vehicle.....	112
Zakharchuk V., Zakharchuk O. Adaptability rating of technology to alternative motor fuels.....	116
Zashepkina N.M., Melkonyan A.A. Control of flexibility of materials from the car power.....	122
Zenkin E. Analis of the technical condition of the sensors of the air flow rate of passenger cars with petrol and diesel engines.....	126
Kashkanov A., Kashanova A., Gryasuk O. Evaluation of the driver's reaction time for the examination of traffic accidents.....	131
Kyshchun V., Nesterenko L. Operability loss causes for diesel fuels spray nozzle with piezoelectric driver.....	138
Krajnyk Y., Zinko R., Hlobchak M., Skvarok Y. Methodical bases of optimization of placing of the wheeled light cart of tank-semitrailer.....	144

Krivoshapov S. Rationing consumption of liquid to neutralize nitrogen oxides in the exhaust gases of vehicles (solution of urea).....	148
Kukhtyk N., Kukhtyk V. The influence of the method of warm up on fuel consumption of the vehicle with the engine with the system of the gas injecting.....	152
Martsiash O.M., Zaverukha R.R., Venher M.P., Melnyk M.S. Laboratory research of some characteristics work of the automotive higher of the type "Macpherson".....	157
Monastyrskiy Yu. , Bondar I. , Klimov T. Results of mathematical modeling of the functioning of the electromechanical transmission of open-pit dump-trucks BELAZ-75131.....	162
Opanasyuk Ye.G., Begersky D.B., Opanasyuk O.Ye. Improving efficiency of loading works of independent building materials from cultural higher education.....	167
Pazyn R. Before the filling of the mathematical models of the autograph by category o2 by the triple principle.....	172
Petrenko V., Kovbasenko S., Barabash P., Solomaha A., Holyk A. Investigation of the effect of the gas fuel expression phase on the indicators of the gazodizel's work.....	185
Pylypenko A., Shlionchak I., Vasylichenko V. The reaserch of the influence of the dose of ozone on physico-chemical properties of gasoline.....	190
Pogorletsky D.S. Organization of application of means of facilitating the start-up of engines of vehicles operating on liquefied gas fuel.....	194
Poznakhovskiy V., Kirichok O., Shvets M. Comparison of methods for assessing of road transport enterprises' competitiveness.....	199
Skalyga M.M., Rudynets M.V., Verbovskiy V.S. The conception on the using into the road transport infrastructure of the counter current gas exchange local burning devices.....	205
Skochuk M., Marchuk R., Moroziuk S., Yakymiuk P. The development strategy of a motor vehicle company for international road transportation.....	209
Tryguba A., Sharybura A., Lub P., Grabovets V. The conceptual model of fire trucks technical service and repair system.....	215
Chernenko S., Klimov E., Chernysh A. Double-axle steering mechanism of vehicles.....	220
Shvets M., Kirichok O., Poznakhovskiy V. Mechanization and organization of the production process in execution loading and unloading works.....	226

УДК 656.073:338.43

В.В. Аулін¹, Д.О. Великодний², В.О. Дьяченко¹¹Центральноукраїнський національний технічний університет²Автотранспортний коледж ДВНЗ «Криворізький національний університет»**ОПТИМІЗАЦІЯ І УПРАВЛІННЯ РЕСУРСАМИ В ТРАНСПОРТНО-ЛОГІСТИЧНІЙ СИСТЕМІ АПК**

В роботі розглянуто питання оптимізації ресурсів транспортно-логістичної системи, яка здійснюється на основі логістичної концепції формування матеріальних потоків з використанням перспективних систем руху матеріалів, яка передбачає виключення простоїв, зменшення витрат на експлуатацію транспортних засобів, виключення запасів тощо. Також запропоновано правила оптимізації, які можуть стати спільними для всіх підрозділів логістичних підприємств.

Ключові слова: транспортно-логістична система, управління, транспортний засіб, оптимізація.

В.В. Аулин, Д.А. Великодний, В.О. Дьяченко**ОПТИМИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ РЕСУРСАМИ В ТРАНСПОРТНО-ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ АПК**

В работе рассмотрены вопросы оптимизации ресурсов ТЛС которая осуществляется на основе логистической концепции формирования материальных потоков с использованием перспективных систем движения материалов, которая предусматривает исключение простоев, уменьшение затрат на эксплуатацию транспортных средств, исключение запасов и т.д. Также предложено правила оптимизации ТЛС, которые могут стать общими для всех подразделений логистических предприятий.

Ключевые слова: транспортно-логистическая система, управление, транспортное средство, оптимизация.

V. Aulin, D. Velikodnyi, V. Dyachenko**OPTIMIZATION AND MANAGEMENT OF RESOURCES IN THE TRANSPORT AND LOGISTICS SYSTEM OF AGRARIAN AND INDUSTRIAL COMPLEX**

The paper considers the optimization of transport and logistics system resources, which is carried out on the basis of the logistic concept of the formation of material flows with the use of perspective systems of motion of materials, which provides for the elimination of downtime, reduction of expenses for the operation of vehicles, the exclusion of stocks, etc. There are also suggested optimization rules that can become common to all logistics business units.

Keywords: transport-logistic system, management, vehicle, optimization.

Постановка проблеми. Результати логістичної діяльності АПК характеризують рівень розробки логістичних стратегій, а також результативність реалізації цих стратегій на операційному рівні транспортно-логістичної системи (ТЛС). Визначення ефективності логістичної діяльності аграрного підприємства є одним із ключових завдань як для дослідження поточного стану ТЛС [1], так і для формування логістичної стратегії аграрного підприємства в системі АПК. Важливе значення дослідження цієї проблеми [2] з практичної точки зору полягає у формуванні дієвої сукупності індикаторів стану ТЛС.

В зв'язку з цим, теорія і методологія логістики повинна розвиватися в напрямку обґрунтування, створення, вдосконалення та систематизації методів і моделей підготовки рішень в управлінні логістичними системами [3]. Оскільки мета створення ТЛС – мінімізувати витрати або зберегти їх на заданому рівні при транспортуванні сільськогосподарської продукції в потрібне місце, в певній кількості та асортименті максимально підготовленими до споживання для отримання найбільшого економічного ефекту.

Дослідження в області логістики свідчать, що на даний момент не існує універсальної моделі оцінки ефективності ТЛС, здатної враховувати комплекс факторів і параметрів та можливість ситуації. Проте, один параметр, який може зв'язати всі елементи і підсистеми ТЛС та їх характеристики існує з урахуванням всіх змінних. Тому, якщо вибудувати ланцюг просування матеріального потоку, то в ній можлива участь тих підприємств АПК, які будуть отримувати прибуток.

Оптимізація ТЛС - це процес управління логістичною системою в цілях досягнення екстремального значення критерію оцінки її якості. Проте при проведенні оптимізації ТЛС не слід намагатися досягти точного значення екстремуму, оскільки це прагнення може викликати ряд ускладнень, а кінцевий ефект може бути невеликий. З поняттям оптимізації пов'язано поняття оптимальності. Оптимальність в логістиці може визначатися в трьох значеннях: як найкращий варіант з усіх можливих ситуацій системи; завдання на оптимальність як найкращий напрямок

змін логістичної системи; як мета розвитку, якщо розглядати як досягнення оптимального стану. Оптимальність ТЛС також означає характеристику рівня якості прийнятих рішень:

- оптимальний план;
- оптимальне управління;
- характеристику стану логістичної системи;
- функціонування; оптимальний розподіл ресурсів;
- оптимальне функціонування складської системи;
- транспортування.

Для досягнення мети ТЛС необхідно ефективно управляти всією сукупністю ресурсів [4,5]: матеріальними; фінансовими; трудовими; енергетичними; інформаційними; інтелектуальними та іншими. При побудові та аналізі управління ТЛС в основному, оперують матеріальними, фінансовими і трудовими ресурсами, але це не означає, що інші види ресурсів для вирішення конкретних завдань ігноруються. Для полегшення проектування, планування, аналізу та контролю ТЛС часто намагаються звести всі вимірювальні ресурси до одного - наприклад, грошового. Однак, це не завжди вдається зробити через відсутність методів оцінки деяких видів ресурсів в грошовому вираженні. Тому при оцінці ефективності використання ресурсів в ТЛС застосовуються кілька показників, що в сукупності відображають рівень їх споживання.

ТЛС в АПК відрізняється від інших економічних систем рядом характерних ознак: наявністю керованих поточкових процесів; системною цілісністю і її специфічністю, націленістю на виробництво організації управління та інше (Рис. 1).

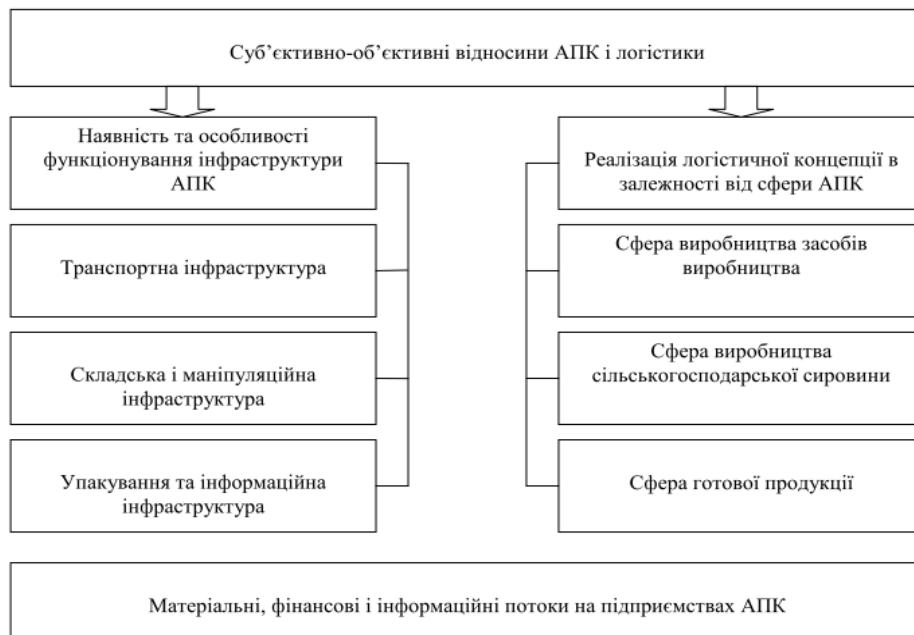


Рис. 1. Етапи логістики в структурі АПК

Відомо, що від підсумків керуючих впливів і реалізованих оцінок залежить оптимальність застосування певних систем [6]. Оптимізаційні рішення прийняті в логістичних системах дозволяють зберегти стабільність управління при прийнятті наступних управлінських рішень, спрощують вибір альтернативних варіантів і скорочують аналіз питань, від яких залежать первинні передумови рішення проблем управління поточковими процесами [7]. У зв'язку з чим, під оптимізацією ресурсів управління розуміють процес знаходження екстремумів (глобального максимуму або мінімуму), які можуть бути оцінені як найкращі значення показників та критеріїв певної цільової функції або вибір найкращого (оптимального) варіанту з безлічі можливих.

Характерною особливістю формування ТЛС управління є те, що така система спочатку аналізується з метою встановлення взаємозв'язків елементів та підсистем навколишнього середовища, а потім встановлюються взаємозв'язки всередині формованої системи. Логістичним системам управління властиві різні ступені повноти охоплення компонентів виробничо-збутової системи. Для логістичних систем першого ступеня повноти охоплення компонентів властиво виконання функцій складування продукції, готової до відправлення, і її транспортування до

споживачів. Для логістичних систем другого ступеня повноти охоплення елементів характерно поширення їх компетенції до виходів власного виробництва. До функцій таких систем входить: обробка замовлень; обслуговування споживачів; зберігання готової продукції. Для логістичних систем третього ступеня полягає регулювання та відсутність обмежень адекватних реагувань на спонтанні відхилення повноти охоплення компонентів, що властиве поширення їх компетенції додатково на вхідні склади, систему доставки вихідних матеріалів, область закупівель та постачання, а також рух матеріалів під час виробничого процесу. Для логістичної системи четвертого ступеня повноти охоплення елементи поширюють свою компетенцію на всі компоненти і стадії виробничо-збутового процесу, у тому числі планування і управління власним виробництвом. Доцільність запровадження логістичного управління в виробничо-збутовій системі в кожному конкретному випадку потребує спеціального розгляду. Зазначено також, що у будь-якого аграрного підприємства ресурси для ведення бізнесу, досягнення стратегічних, тактичних або оперативних цілей обмежені.

Що стосується завдань оптимізації ресурсів в ТЛС, то їх можна сформулювати наступним чином:

- при обмежених ресурсах визначають глобальний максимум векторної цільової функції або системи планових показників;
- при запланованих значеннях показників ТЛС визначають сукупний мінімум використовуваних ресурсів.

Результати досліджень. Оптимізація ресурсів аграрного підприємства в логістичному процесі і вибір варіантів рішень полягає у виборі показників, що відображають ефективність ТЛС, системи виміру споживання ресурсів і способів оптимізації, варіантів рішень при управлінні потоками в ТЛС.

Прагнучи оптимізувати ресурси в управлінні ТЛС, аграрні підприємства стикаються з численними проблемами, пов'язаними з наступними факторами:

- взаємозамінність ресурсів;
- багатокритеріальний характер більшості завдань оптимізації ТЛС;
- нелінійний характер залежності використання одного ресурсу від інших;
- складність формалізованого опису використання ресурсів, параметрів оптимізації, цільових функцій;
- неоднозначний вибір системи вимірювачів для оцінки використання ресурсів;
- стохастичний і динамічний характер більшості параметрів оптимізації та цільової функції;
- складність великої розмірності та слабкістю реалізації об'єктів і процесів в ТЛС;
- складність моделювання об'єктів і процесів в ТЛС;
- вплив великого числа стохастичних факторів навколишнього середовища на функціонування ТЛС;
- високий рівень невизначеності і ризиків в ТЛС.

Отже, оптимізація ресурсів ТЛС здійснюється на основі логістичної концепції формування матеріальних потоків з використанням перспективних систем руху матеріалів, які передбачають виключення простоїв, зменшення витрат на експлуатацію транспортних засобів, виключення запасів тощо. Такі підходи формуються вимогами часу та відображаються в сучасних логістичних системах: Just in time, MRP, ERP, BOA, FZ, Lean production. На відміну від традиційних, вимагаються максимального використання технічних, ергономічних резервів транспортної логістики.

Виходячи з зазначеного, запропоновано правила оптимізації ТЛС, які можуть стати спільними для всіх підрозділів логістичного управління в АПК. Наприклад, для забезпечення ефективного управління на аграрному підприємстві необхідно, щоб відділи, які керують матеріальними потоками підприємства (відділ закупівель, збуту, товарного планування, склади, транспорт) зосередити в єдиний підрозділ. Тільки в такому напрямку аграрні підприємства зможуть вирішувати логістичні завдання на системному рівні, що є обов'язковою умовою ефективності ТЛС в АПК:

- матеріально-технічне забезпечення, збут готової продукції і транспортування повинні бути організовані таким чином, щоб реалізувати можливість створення на підприємстві єдиного направляючого підрозділу;
- будь-яка логістична система повинна мати достатнє інформаційне забезпечення;
- логістичні підрозділи на підприємстві повинні бути укомплектовані кваліфікованими фахівцями;

- встановлення тісних зовнішніх і внутрішніх системних зв'язків незалежно від вибору виробничо-економічної діяльності.

В зв'язку з чим до процесів господарської діяльності в АПК слід ставитися як до цілісного і нерозривного комплексу та необхідно визначити оптимальний рівень обслуговування персоналу для кожної конкретної логістичної системи в залежності від її потенціалу. Вдосконалення логістичного сервісу споживачів повинно обумовлюватися збільшенням прибутку. Наприклад, постійний пошук можливостей оптимального укрупнення сільськогосподарських вантажів призводить до зменшення витрат обігу та підвищення ефективності постачальницько-збутових і транспортних робіт. Це є головною оцінкою діяльності органів матеріально-технічного забезпечення, збуту і транспорту, що займає важливе місце в процесі управління логістикою. Варто також відзначити, що більшість вітчизняних аграрних підприємств в АПК, займаючись побудовою логістичних систем, нехтують етапом оптимізації ресурсів управління ТЛС.

Висновки. Оптимізація ТЛС в АПК повинна проводитися на основі дотримання зазначених підходів принципу, будь-яке рішення було прийнято таким чином, щоб завдяки обраної альтернативи співвідношенню витрат і досягнутого результату, здійснювалося оптимальне досягнення поставленої системи цілей управління і обслуговування, з урахуванням сучасного розвитку логістики ТЛС в АПК.

Література

1. Аулін В.В. Підвищення ефективності транспортних систем в АПК на основі логістичного підходу / Аулін В.В., Великодний Д.О., Дьяченко В.О. // Тези доповідей V Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання» (22-23 лютого 2018 року), м. Київ / НУБіП. – К.: Видавничий центр НУБіП України, 2018. – С. 135 - 138.
2. Аулін В.В. Методологічні і теоретичні основи забезпечення та підвищення надійності функціонування автомобільних транспортних систем: монографія під заг. ред. д.т.н., проф. Ауліна В.В., Голуб Д.В., Гриньків А.В., Лисенко С.В. – Кропивницький: Видавництво ТОВ «КОД», 2017. – 370 с.
3. Сумець О. М. Методологічний аспект формування системи оцінних показників логістичної діяльності підприємств АПК / О.М. Сумець // Наук. журнал «Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. Володимира Даля». – 2014. – Ч. 1. – № 4 (211). – С. 17-21.
4. Корнієцький О.В. Розвиток логістичних систем підприємств регіонального АПК / О.В. Корнієцький // Культура народів Причорномор'я.-2012.- №234.- С.170-173.
5. Гуроров О.І. Формування ефективного механізму функціонування логістичних систем сільськогосподарських підприємств / О.І. Гуроров, Н.В. Прозорова // Економіка АПК. – 2013. – № 8. – С. 33–37.
6. Величко О.П. Внутрішня і зовнішня логістика та її особливості в агробізнесі / О.П. Величко // Економіка розвитку. – 2012. – № 1(61). – С. 41–47.
7. Божидарник Т. В. Основні шляхи застосування логістики в агропромисловому комплексі України / Т. В. Божидарник, Н. В. Божидарник // Економічний форум. – 2011. – № 1. – С. 37–42.

Рецензент:

Солових Є.К., доктор технічних наук, професор, Центральноукраїнський національний технічний університет, професор кафедри експлуатації та ремонту машин, Кропивницький, Україна.

УДК 656.338

В.В. Аулін, Д.В. Голуб, А.В. Гриньків¹*Центральноукраїнський національний технічний університет***КРИТЕРІЇ РЕАЛІЗАЦІЇ ПРОЦЕСІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТА ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ І ЕФЕКТИВНОСТІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ**

З'ясовано поняття і правила критеріїв реалізації процесів забезпечення та підвищення надійності і ефективності автомобільної транспортної системи під час її функціонування. Представлено роз'яснення щодо обґрунтування принципу розробки концептуального рішення по даній проблемі реалізацією цільового процесу в транспортній системі. Розглянуто основні критерії придатності як результат операцій, цілі яких визначають кількість характеристик та дано їх класифікацію.

Ключові слова: транспортна система, критерій, надійність, ефективність, операція, результат.

В.В. Аулин, Д.В. Голуб, А.В. Гринькив**КРИТЕРИИ РЕАЛИЗАЦИИ ПРОЦЕССОВ ОБЕСПЕЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ**

Выяснено понятие и правила критериев реализации процессов обеспечения и повышения надежности и эффективности автомобильной транспортной системы во время ее функционирования. Представлено разьяснение относительно обоснования принципа разработки концептуального решения по данной проблеме реализацией целевого процесса в транспортной системе. Рассмотрены основные критерии пригодности как результат операций, цели которых определяют количество характеристик и дана их классификация.

Ключевые слова: транспортная система, критерий, надежность, эффективность, операция, результат.

V. Aulin, D. Holub, A. Hrynkiw**CRITERIA FOR IMPLEMENTING PROCESSES TO ENSURE AND IMPROVE THE RELIABILITY AND EFFICIENCY OF TRANSPORT SYSTEMS**

The concept and rules of the criteria for the implementation of processes to ensure and improve the reliability and efficiency of the road transport system during its operation are clarified. An explanation is provided regarding the justification of the principle of developing a conceptual solution for this problem by implementing the target process in the transport system. The main criteria of suitability as the result of operations whose goals determine the number of characteristics and their classification are given.

Keywords: transport system, criterion, reliability, efficiency, operation, result.

Постановка проблеми. Оцінка надійності та ефективності автомобільної транспортної системи завжди суб'єктивна і залежить від того, в чиїх інтересах і з точки зору якого учасника перевезень вона здійснюється. Оцінка ефективності завжди дається з точки зору споживача транспортних послуг, а надійність - це об'єктивна характеристика, що оцінюється ймовірністю безвідмовної роботи транспортної системи.

Суб'єктивність категорії ефективності можна обґрунтувати сучасною теорією ігор [1] і визначається структурою автотранспортної системи. Кожна з підсистем автотранспортної системи має свої власні цілі. Серед них однією з найбільш важливих є забезпечення власної стійкості, тобто виживання в конкурентному сучасному середовищі [2]. Синхронізація цілей в єдиному для усієї автотранспортної системи напрямі забезпечує протікання процесів її самоорганізації, але це не виключає різнонаправленості цілей підсистем, а отже і різного розуміння надійності і ефективності.

У ряді публікацій пропонується оцінювати ефективність транспортного процесу в транспортній системі, виходячи з оптимальності його технологічних параметрів. Зауважимо, що оптимальність при цьому розуміється чисто в математичному сенсі.

При розробці економіко-математичних методів планування перевезень технологічні параметри вибираються в якості критеріїв оптимізації: мінімум середньої відстані перевезення, мінімум нульового пробігу автомобілів, мінімум порожнього пробігу та ін. [3]. Використовуються також такі критерії, як мінімум сумарної вантажопідйомності автомобілів [4], середній коефіцієнт використання вантажопідйомності, мінімум сумарного простою автомобілів, мінімум потреби в транспортних засобах в залежності від умов виконання транспортної роботи. Окрім критеріїв рішення оптимізаційних завдань використовуються і такі показники, як своєчасність перевезення,

вартість вантажу в дорозі, швидкість доставки вантажу, величина втрат вантажу в дорозі, збереження вантажу [5].

Відомі спроби формування узагальнених натуральних показників: мінімум тонно-годин транспорту, що витрачаються на виконання заданого об'єму перевезень, мінімум загального часу на виконання перевезень [6]. Були спроби вивести узагальнений показник об'єму транспортних послуг, наприклад, для вантажних перевезень і пропонувалася «транспортна одиниця дії» - добуток тонно-кілометрів на швидкість доставки, обґрунтовувалося, що послуга транспорту пропорційна добутку числа тонно-кілометрів на квадрат швидкості доставки вантажу [7].

До цієї групи показників відносяться також частка виконання заявки, величина надпланових простоїв автомобілів у клієнта. Є дослідження, які показали, що вибір в якості критерію таких показників, як тонно-кілометри, коефіцієнт використання пробігу, дохід, прибуток, собівартість стимулює збільшення дальності їзди [8].

Прагнення до більш повної оцінки автотранспортного процесу привело до дослідження економічних показників [3]: продуктивність, прибуток, годинний прибуток, собівартість, витрати на виконання перевезення.

До проблеми вибору критерію надійності та ефективності зверталися багато дослідників. В той же час не можна не відмітити наявність не співпадаючих, а нерідко і взаємовиключних точок зору, що робить даний напрямок дослідження актуальним і який потребує розв'язання.

Метою роботи є визначення системи критеріїв і принципів вибору концептуального рішення проблеми забезпечення та підвищення надійності і ефективності функціонування автомобільних транспортних систем при реалізації цілеспрямованих процесів.

Результати досліджень. Обґрунтування принципу розробки концептуального рішення проблеми підвищення ефективності та надійності реалізації цільового процесу, відповідно до запропонованого підходу, нерозривно пов'язано з аналізом поведінки транспортної системи при проведенні операцій в її узагальненій системі. До етапу концептуальних досліджень визначено систему цільових вимог і граничних умов, концепції раціональної поведінки як системи в цілому, так і її елементів та підсистем. В ході проведення операцій по кожному з них обґрунтовані форми моделей показників, що описують основні властивості цільового процесу, допустимі перетворення показників, а для прийняття концептуального рішення вимагається розробити систему критеріїв ефективності та надійності.

Критерії ефективності дозволяють зіставляти стратегії, що характеризуються мірою досягнення цілей процесів в транспортних системах, і здійснювати спрямований вибір однієї з них. Одним з вирішальних факторів, що визначають достовірність оцінки ефективності реалізації процесу дослідження транспортних систем, є правильність вибору концепції поведінки по кожному з показників та критеріїв їх оцінки. До критеріїв ставляться наступні основні вимоги: вони повинні визначати деякий порядок на множині можливих ситуацій; необхідно, щоб кожен критерій мав чіткий фізичний зміст; відображаючи цільове призначення процесів в узагальненій системі і по можливості враховуються інтереси останньої та взаємодіючих процесів; критерії мають бути чутливі до зміни цілей реалізації процесів в узагальненій системі, параметрів і показників на множині яких вони задані; по можливості критерії повинні бути прості і наочні; критерії мають бути придатні для отримання якісних оцінок.

В цілому, за кожним показником ефективності і надійності реалізації процесів, критерії можна вводити на основі певних концепцій раціональної поведінки транспортних систем за цільовими вимогами і граничними умовами: придатності, оптимізації, адаптації, які разом з певними формами моделей показників визначають правило вибору стратегій з множини допустимих. Існують ситуації, коли наявність декількох критеріїв ефективності, що характеризують різні сторони реалізації цільових процесів в узагальненій системі призводить до необхідності пошуку стратегії, оптимальної за усіма критеріями одночасно. На практиці, залежно від виду додаткової інформації, поставлене завдання може бути однокритеріальним, або один з показників виділяється у вигляді головного, а інші в якості обмежень, або узагальнений показник володіє властивістю адитивності або мультиплікативної згортки, або до однієї з метрик у векторному просторі часткових критеріїв. Для транспортних систем, що мають багатоцільову поведінку в просторі і в часі, до яких відносяться і їх функціонування і експлуатація, є можливість використання складеного критерію оцінки ефективності реалізації цільових процесів. Проте, рішення проблеми і зв'язаних з нею задач отримання концептуального рішення неможливе без обґрунтування форм часткових критеріїв реалізації цільових процесів в узагальненій системі, які досить жорстко пов'язані з концепціями раціональної поведінки транспортної системи відповідно

до основних положень фізико-інформаційного підходу, теорій систем і ефективності [9], з розробкою емпіричних рекомендацій вибору стратегій реалізації цільових вимог.

У межах концепції придатності можна здійснити вибір стратегій з умови:

$$W(u) \geq W^{IPP}, u \in U, \quad (1)$$

де U – множина допустимих стратегій, $u \in U$.

Розглянемо основні критерії придатності. Зазначимо, що в першу чергу - це критерій прийнятності результату. В умовах визначеності в якості показника ефективності може бути вибраний результат операцій $y(u)$, цілі яких визначають кількісний характер. В цьому випадку $\rho_e(y(u), y^{np}) = y(u)$. Критерій прийнятності результату рекомендує вибирати стратегію u з множини допустимих стратегій, що задовольняє умові:

$$u^{opr} : y(u) \geq y^{np}, \quad (2)$$

де y^{np} - прийнятний рівень результату.

Згідно критерію допустимі гарантії функції відповідності вибирають у вигляді:

$$\rho_e(y(u), y^{np}) = \begin{cases} 1, \text{ якщо } y \geq y^{np}; \\ 0, \text{ якщо } y \leq y^{np}. \end{cases} \quad (3)$$

При нечіткому визначенні необхідного результату із співвідношення y (3) принцип допустимої гарантії рекомендує вибирати стратегії з умови:

$$u^{opt} : P(y^*(u)) \geq y^{*np} \geq P^{np}, \quad (4)$$

де P^{np} - прийнятний рівень імовірнісної гарантії.

За критерієм допустимих гарантованих результатів функція відповідності має вигляд:

$$\rho_e = F_u^{-1}(1 - \alpha) = y_a(u). \quad (5)$$

Враховуючи це, придатну стратегію вибирають з умови:

$$u^{opt} : y_\alpha(u) \geq y^{IPP}, \quad (6)$$

де y^{IPP} - допустимий рівень гарантованого результату з ймовірністю α .

Залежно від виду функції відповідності (показників ефективності) у межах концепції оптимізації виділяють декілька критеріїв оптимальності: найбільший результат, найбільший середній результат, найбільша ймовірнісна гарантія та ін.

Критерій найбільшого результату розглядають по аналогії з принципом прийнятності результату: $\rho_e(y(u), y^{opt}) = y(u)$. При цьому оптимальні стратегії вибирають з умови:

$$u^{opt} : \max_{u \in U} y(u). \quad (7)$$

За критерієм найбільшого середнього результату при істотному впливі випадкових факторів часто сам результат $y(u)$ вибирають в якості функції відповідності. Тоді показником ефективності є математичне очікування результату:

$$W(u) = M[y^*(u)]. \quad (8)$$

Критерій найбільшого середнього результату рекомендує вибирати в якості оптимальної стратегію u^{opt} наступне:

$$u^{opt} : \max_{u \in U} M[y(u)]. \quad (9)$$

Якщо результати операцій подаються випадковою змінною $y^*(u)$ і чітко визначено необхідний результат y^{IPP} , то функція відповідності має вигляд:

$$\rho(y(u), y^{IPP}) = \begin{cases} 1, \text{ якщо } y(u) \leq y^{IPP}; \\ 0, \text{ якщо } y(u) > y^{IPP}. \end{cases} \quad (10)$$

Показники ефективності в цьому випадку є ймовірностями того, що реальні результати операцій приймуть значення не нижче необхідного рівня:

$$W(u) = P(y^*(u) \geq y^{IPP}). \quad (11)$$

Критерій найбільшої ймовірнісної гарантії рекомендує в якості оптимальної вибирати стратегію $u^{opt} \in U$ з умови:

$$u^{opt} : \max_{u \in U} P(y^*(u) \geq y^{IPP}). \quad (12)$$

Ця умова зберігається при нечіткому визначенні y^{IPP} за допомогою функції приналежності $\mu_A(y^{np})$. В такому випадку функцію відповідності ототожнюють з функцією приналежності:

$$\rho_e(y(u), y^{np}) = \mu_A(y^{*np}). \quad (13)$$

Умова (11) при цьому буде мати вигляд: $u^{opt} = \max_{u \in U} P(y^*(u) \geq y^{*np})$. При випадковому характері y^{np} умова оптимальності зберігається в наступному вигляді:

$$u^{opt} : \max_{u \in U} P(y^*(u) \geq y^{*IPP}). \quad (14)$$

При випадковому характері результатів операцій $y^*(u)$, гарантованими результатами є рівень $y_a(u)$, не нижче якого буде отримано реальний результат із заданою ймовірністю α :

$$\alpha = P(y^*(u) \geq y_a(u)). \quad (15)$$

Якщо $y_a(u) = F^{-1}(1 - \alpha)$, то функція відповідності дорівнює $\rho_a = y_a(u)$. При цьому, показник ефективності, внаслідок того, що $y_a(u)$, не є випадковою змінною і матиме вигляд:

$$W(u) = y_a(u). \quad (16)$$

Згідно критерію найбільш гарантованих (ймовірнісних гарантованих) результатів оптимальну стратегію вибирають з умови:

$$u^{opt} : \max_{u \in U} y_a(u), \quad (17)$$

при фіксованій ймовірності α .

Якщо в умовах конфліктної ситуації, показник ефективності $W(u)$, то критерій найбільших гарантованих результатів в цьому випадку в якості оптимальної рекомендує вибирати стратегію u^{opt} з умови:

$$u^{opt} : \max_{u \in U} \min_{v \in V} M[\rho_a(y(u, v), y^{i\theta})]. \quad (18)$$

Ця умова відображає принцип maxmin (максиміну). При цьому стратегія u^{opt} є максимінною. У межах концепції адаптивізації раціональна поведінка складної транспортної системи організовується відповідно до основних принципів вибору критеріїв ефективності, класифікація яких для транспортних систем приведена на рис. 1.



Рис. 1 - Класифікація критеріїв ефективності транспортних систем

Обґрунтування системи критеріїв і принципів вибору концептуального рішення дозволяють сформулювати напрями операційних досліджень управління якістю реалізації цілеспрямованих процесів в узагальненій транспортній системі, уточнити і конкретизувати сукупність їх цілей і завдань.

Висновки. З'ясовано поняття і правила критеріїв реалізації процесів забезпечення та підвищення ефективності і надійності транспортної системи під час її функціонування. Представлено обґрунтування принципу розробки концептуального розв'язання проблеми реалізацією цільового процесу в ній. Визначено, що в цілому практично за кожним показником ефективності і надійності реалізації процесів, можуть вводитися критерії на основі певних

концепцій раціональної поведінки транспортних систем, враховуючи цільові вимоги та граничні умови.

Показано, що для транспортних систем, що мають багатоцільову поведінку в просторі і в часі, до яких відносяться функціонування та експлуатація, є можливість використання складного критерію оцінки ефективності реалізації цільових процесів. Розглянуто основні критерії придатності як результат операцій, цілі яких визначають кількість характеристик та дано їх класифікацію. Сформульовано умову, при якій функцію відповідності ототожнюють з функцією приналежності і при цьому отримуються найбільш гарантовані результати оптимальної стратегії.

Література.

1. Леванова Т. В. Исследование операций и теория игр. Элементы теории игр [Текст] : метод. указания к решению задач / Т. В. Леванова. - Омск : ОИВТ, 2011. - 44 с.
2. Ушаков И.А. Курс теории надежности систем: Учеб. пособие для вузов / И.А. Ушаков. – М.: Дрофа, 2008. – 239 с.
3. Будрин А. Г. Экономика автомобильного транспорта / А.Г. Будрин, Е.В. Будрина, М.Г. Григорян и др. – М. : Издательский центр «Академия», 2008. – 320 с.
4. Ortuzar J. D., Willumsen L. G. Modeling Transport / 3-rd edition. – John Willey & Sons Ltd, 2008. – 499 p.
5. Гудков В.А. Транспортные и погрузочно-разгрузочные системы / В.А. Гудков, С.А. Ширяев, Л.Б. Миротин. – М.: Горячая линия – Телеком, 2007. – 847 с.
6. Вельможин А.В. Грузовые автомобильные перевозки / А.В. Вельможин, В.А. Гудков, Л.Б. Миротин и др. – М.: Горячая линия – Телеком, 2007. – 560 с.
7. [Кутепова](#) Г.Н. Структура транспортной услуги как объекта управления / Г.Н. Кутепова. - ГАОУ ВО МГИИТ, 2015. – с. 49-58.
8. Бочкарев А.А. Теория и методология процессного подхода к моделированию и интегрированному планированию цепи поставок: дисс. ... д-ра. экон. наук – Санкт-Петербург, 2009. – 289 с.
9. Аулін В.В. Методологічні і теоретичні основи забезпечення та підвищення надійності функціонування автомобільних транспортних систем: монографія / В.В. Аулін, Д.В. Голуб, А.В. Гриньків, С.В. Лисенко. – Кропивницький: Видавництво ТОВ "КОД", 2017.–370 с.

Рецензент:

Кулешков Ю.В., доктор технічних наук, професор, Центральноукраїнський національний технічний університет, професор кафедри експлуатації та ремонту машин, Кропивницький, Україна.

УДК 629.083

В.В. Аулін, А.В. Гриньків, Д.В. Голуб, М.І. Агапоненко*Центральноукраїнський національний технічний університет***РОЗРОБКА КРИТЕРІЮ ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ
ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ З ВРАХУВАННЯМ НЕОБХІДНОЇ ДІАГНОСТИЧНОЇ
ІНФОРМАЦІЇ**

Проведено дослідження діагностичних параметрів та технічні стани для трансмісії автомобілів КамАЗ 4310. Виявлено, що кожен діагностичний параметр має різну інформативність під час життєвого циклу. Встановлено, що діагностичні параметри які мають інформативність більше нуля та їх значення відрізняється на 0,2 біт від нуля необхідно включити в систему експлуатації. Сформовано перелік діагностичних параметрів, що необхідно контролювати під час життєвого циклу.

Ключові слова: засіб транспорту, діагностичний параметр, коробка переключення передач, головна передача, система експлуатації.

В.В. Аулин, А.В. Гриньков, Д.В. Голуб, М.И. Агапоненко**РОЗРОБКА КРИТЕРИЯ УСОВИРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ
ЭКСПЛУАТАЦИИ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С УЧЕТОМ ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ
ИНФОРМАЦИИ**

Проведено исследование диагностических параметров та технических состояний для трансмисий автомобилей КамАЗ 4310. Виявлено, что каждый диагностический параметр имеет разную информативность ввремя жизненного цикла. Встановлено, что диагностические параметры которые имеют информативность более 0,2 бит от нуля необходимо включить в систему эксплуатации. Сформулировано комплекс двагностических параметров, которые необходимо контролировать ввремя жизненного цикла.

Ключевые слова: средство транспорта, диагностический параметр, коробка переключения передач, главная передача, система эксплуатация.

V. Aulin, A. Grinkiv, D. Golub, M. Agaponenko**THE SCALING OF THE CRITERION FOR THE DETERIORATION OF THE SYSTEM
OF TECHNICAL OPERATION OF VEHICLES TAKING INTO ACCOUNT DIAGNOSTIC
INFORMATION**

The diagnostic parameters of those technical states for the transmissions of KamAZ 4310 automobiles were investigated. It is shown that each diagnostic parameter has a different informatively at the time of the life cycle. It is established that the diagnostic parameters that have an information content of more than 0.2 bits from zero must be included in the system of operation. A complex of diagnostic parameters has been formulated, which must be monitored at the time of the life cycle.

Keywords: means of transport, diagnostic parameter, gearbox, main gear, system operation.

Постановка проблеми. Система технічної експлуатації засобів транспорту (ЗТ) потребує постійного вдосконалення та впровадження нових підходів її розвитку з використанням різних інформаційних та електронних технологій [1]. Сучасна експлуатація ЗТ вимагає безпосереднього зв'язку з технічним станом систем і агрегатів. За таких умов є необхідність у розробці критеріїв вибору та оцінки діагностичних параметрів, що характеризують технічний стан. На основі сформованої сукупності діагностичних параметрів та їх значень проводити перерозподіл операцій технічного обслуговування (ТО) і ремонту (Р) та визначати їх періодичність. Використовувані на даний момент підходи планово-запобіжної та адаптивної стратегії не дозволяють в принципі прогнозувати термін періодичності ТО і Р та ремонтні витрати для різних умов експлуатації [2]. В зв'язку з цим, підвищення надійності систем і агрегатів ЗТ на основі розвитку методів діагностування і прогнозування технічного стану є безумовно актуальним науково-технічним завданням, що потребує розв'язання з використанням нових більш ефективних підходів до формування і обробки діагностичної бази даних.

Метою роботи є вдосконалення системи технічної експлуатації ЗТ на основі врахування критерію статистичної інформативності діагностичних параметрів під час їх життєвого циклу.

Результати досліджень. Діагностування систем і агрегатів ЗТ характеризується певною невизначеністю їх технічного стану в процесі експлуатації, а його зміну можливо контролювати діагностичними параметрами. Контроль кожного параметра знімає частину невизначеності технічного стану ЗТ. У свою чергу, параметри, що діагностуються, повинні формувати максимум

інформації про технічний стан систем і агрегатів та адекватно відображати реальний стан з урахуванням ймовірнісних характеристик його відмов при експлуатації [3].

Завдання вибору контрольованих параметрів для визначення технічного стану систем і агрегатів ЗТ можна сформулювати наступним чином: для виявленого переліку об'єктів контролю, що характеризуються кінцевою множиною контрольованих діагностичних параметрів та показників надійності, необхідно обґрунтувати їх сукупність, що мають найбільшу інформативність [4]. Для вирішення цього завдання доцільним є побудова інформаційної моделі об'єкту і розрахунку ймовірнісних характеристик його знаходження в справному і несправних станах внаслідок відмови складових частин. Потім оцінюють кількість інформації, що вноситься діагностичним параметром, на підставі чого вибирають їх сукупність, що підлягає технічному діагностуванню та визначенню технічного стану систем та агрегатів і ЗТ в цілому.

Інформаційна модель об'єкту включає структурно-наслідкову модель і матрицю технічних станів. Структурно-наслідкова модель [5] будується на основі вивчення експлуатаційної надійності ЗТ, її структурно-функціональних складових та аналізу причинно-наслідкових зв'язків за наступною ієрархічною схемою:

- перший рівень відповідає досліджуваному ЗТ (вершина) і його складовим частинам, що мають відмови в експлуатації;
- другий рівень характеризує сукупність відмов, що виникають в процесі експлуатації;
- третій рівень - множина зовнішніх ознак відмов;
- четвертий рівень - контрольовані параметри технічного стану систем і агрегатів.

Структурно-наслідкова модель дозволяє виділити взаємозв'язки між системами і агрегатами ЗТ, їх елементами та контрольованими параметрами. На основі цієї моделі будується діагностична матриця технічних станів, рядки якої відповідають множині контрольованих параметрів D_i , де $i=1,2,\dots,M$, а стовпці – станом відмов складових частин систем і агрегатів ЗТ, включаючи їх працездатний стан [1].

Після цього для визначення діагностичних параметрів D_ϕ необхідно проводити ранжирування за інформаційною значимістю. У разі однакової кількості інформації в подальших розрахунках вибирають лише один з них у відповідності до логічної операції "або", або контроль, який простіше здійснити. На кожному кроці процесу визначається умовна ентропія, що характеризує технічний стан об'єкту в результаті контролю одного з діагностичних параметрів. При цьому отримуємо впорядковану по кількості внесеної інформації сукупність контрольованих параметрів. Значний перелік ранжируваного ряду діагностичних параметрів вносить певний ступінь невизначеності та збільшує розрахункову завантаженість системи баз даних. Запропонований фізико-інформаційний підхід дає можливість визначити необхідну найбільш інформативну кількість діагностичних параметрів [1].

Для дослідження технічних станів трансмісії ЗТ було обрано: коробка переключення передач та головна передача автомобілів КамАЗ 4310. Матриця технічних станів коробки переключення передач (КПП) та головної передачі (ГП) наведено в таблиці 1.

Таблиця 1

Матриця технічних станів КПП та ГП

Діагностичні параметри	Технічний стан				
	S_0	S_1	S_2	S_3	S_4
D_1 - лужне число	0	0	0	1	1
D_2 - колір робочої оливи	0	0	0	0	1
D_3 - склад механічних домішок	0	1	1	1	0
D_4 - термоокислювальна стабільність оливи	0	0	1	0	0
D_5 - склад нерозчинного осаду	0	0	0	0	1
D_6 - діелектрична проникність	0	1	1	1	1

До матриці технічних станів досліджуваних трансмісій ЗТ включено S_0 - справний стан і несправні стани агрегатів, що приводять до погіршення їх функціональних можливостей та роботи з причин: S_1 – зношування робочих, опорних поверхонь валів; S_2 – зношування зубчастих поверхонь; S_3 – спрацювання оливи; S_4 – зношування підшипників. Оцінки показників надійності [6] коробки переключення передач і головної передачі наведено в таблицях 2 - 5.

Таблиця 2

Зміна значень показників надійності валів КПП і ГП з пробігом ЗТ

Пробіг, тис.км	Кількість відмов	Кількість відмов на початку пробігу	Інтенсивність відмов, 1/км
0...12	1	0	$4,762 \times 10^{-6}$
12...24	0	1	0
24...36	2	1	$1,02 \times 10^{-5}$
36...48	0	3	0
48...60	3	3	$1,786 \times 10^{-5}$
Середнє значення	-	-	$6,565 \times 10^{-6}$

Отримані результати експериментальних даних свідчать, що максимальне значення інтенсивності відмов для даної групи деталей відбувається на інтервалі 48...60 тис. км., а початок їх зношування – 0...12 тис. км пробігу ЗТ.

Таблиця 3.

Зміна значень показників надійності зубчастих поверхонь КПП і ГП ЗТ

Пробіг, тис.км	Кількість відмов	Кількість відмов на початку пробігу	Інтенсивність відмов, 1/км
0...12	0	0	0
12...24	1	0	$4,762 \times 10^{-6}$
24...36	3	1	$1,531 \times 10^{-5}$
36...48	1	4	$6,494 \times 10^{-6}$
48...60	2	5	$1,429 \times 10^{-5}$
Середнє значення	-	-	$8,169 \times 10^{-6}$

Можна бачити, що максимальне значення інтенсивності відмов для зубчастих поверхонь КПП та ГП ЗТ спостерігається на інтервалі 24...36 тис. км., а початок зношування – на інтервалі 12...24 тис. км пробігу ЗТ.

Таблиця 4

Зміна значень показників надійності трансмісійної оливи з пробігом ЗТ

Пробіг, тис.км	Кількість відмов	Кількість відмов на початку пробігу	Інтенсивність відмов, 1/км
1	2	3	4
0...12	0	0	0
12...24	0	0	0
24...36	2	0	$9,524 \times 10^{-6}$
1	2	3	4
36...48	1	2	$5,495 \times 10^{-6}$
48...60	3	3	$1,786 \times 10^{-5}$
Середнє значення	-	-	$6,575 \times 10^{-6}$

За результатами експериментальних досліджень визначено, що максимальне значення інтенсивності відмов трансмісійної оливи спостерігається на інтервалі 48...60 тис. км., а початок її спрацювання – на інтервалі 24...36 тис. км пробігу ЗТ.

Таблиця 5

Зміна значень показників надійності підшипників КПП і ГП з пробігом ЗТ

Пробіг, тис.км	Кількість відмов	Кількість відмов на початку пробігу	Інтенсивність відмов, 1/км
0...12	0	0	0
12...24	1	0	$4,762 \times 10^{-6}$
24...36	4	1	$2,041 \times 10^{-5}$
36...48	2	5	$1,429 \times 10^{-5}$
48...60	3	7	$2,679 \times 10^{-5}$
Середнє значення	-	-	$1,325 \times 10^{-5}$

Експериментальними дослідженнями виявлено, що максимальне значення інтенсивності відмов для підшипників КПП і ГП ЗТ спостерігається на інтервалі 28...42 тис. км., а початок зношування деталей – 14...28 тис. км пробігу ЗТ.

Результати експериментальних досліджень показали, що надійність КПП та ГП нерівноважна за конструктивними характеристиками, а тому виявлення інформативно значущих діагностичних параметрів КПП і ГП є необхідним. Для вирішення завдання вирівнювання експлуатаційної надійності [1,7] визначено інформативності діагностичних параметрів технічного стану трансмісії ЗТ, які відображено в таблиці 6.

Таблиця 6

Значення інформативності діагностичних параметрів станів КПП і ГП ЗТ

Діагностичний параметр	Інформативна значимість, біт
D_1 - лужне число	0,255
D_2 - колір робочої оливи	0,078
D_3 - склад механічних домішок	0,4
D_4 - термоокислювальна стабільність оливи	-0,104
D_5 - склад нерозчинного осаду	0,074
D_6 - діелектрична проникність	0,6

Оцінкою значень інформативності встановлено, що за критерієм статистичної інформативності найбільш інформативними діагностичними параметрами КПП і ГП є: діелектрична проникність, склад механічних домішок, лужне число оливи. Виходячи з цього, для подальшого дослідження технічного стану трансмісії ЗТ слід сформувавши діагностичну базу даних, ґрунтуючись на відібраних діагностичних параметрах, обробити її статистичними методами та провести аналіз показників надійності систем та агрегатів ЗТ.

Висновки. Встановлено перелік досліджуваних діагностичних параметрів та технічні стани для трансмісій автомобілів КамАЗ 4310. Показано, що кожен діагностичний параметр має різну інформативність підчас життєвого циклу. До уваги слід взяти діагностичні параметри, що мають інформативність більше нуля та їх значення відрізняється на 0,2 біт від нуля. За таких умов контролювати необхідно лужне число, вміст механічних домішок, діелектрична проникність.

Список літератури

1. Аулін В.В. Теоретико-фізичний підхід до діагностичної інформації про технічний стан агрегатів мобільної сільськогосподарської техніки / В.В. Аулін, А.В. Гриньків, С.В. Лисенко, Д.В. Голуб, О.Д. Мартиненко // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. - 2015. - № 158. - С. 252-262.
2. Aulin V. Substantiation of diagnostic parameters for determining the technical condition of transmission assemblies in trucks // Aulin V., Hrynkiv A., Dykha A., Chernovol M., Lyashuk O., Lysenko S. / Eastern-European journal of enterprise technologies - 2018. – Vol. 2/1(92). - С.61-69.
3. Черноиванов В.И. Стратегия развития инженерно-технической системы сельского хозяйства // В.И. Черноиванов, А.А. Ежевский, Н.В. Краснощеков / Техника и оборудование для села. - 2009. - №6. - С.9-12.
4. Taghipour S. Optimum inspection interval for a system under periodic and opportunistic inspections // S. Taghipour, D. Banjevic / Lie Transactions. - 2012. - Vol. 44.(11). - P. 932-948
5. Пугачев В. С. Теория вероятностей и математическая статистика / В. С. Пугачев. - М.:ФИЗМАТЛИТ. - 2002. - 496 с.
6. Аулін В.В. Проблеми і задачі ефективності системи технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської і автотракторної техніки // В.В. Аулін, А.В. Гриньків / Вісник ЖДТУ. Секція: Технічні науки. - 2016. №2(77). - С.36-41.
7. Васильев В.И. Совершенствование методики корректирования нормативов управления эксплуатацией подвижного состава предприятий автомобильного транспорта региональных транспортных систем // В.И. Васильев, С.П. Жаров / Современные проблемы науки и образования. Известия ТулГУ. - 2012. - №6. - С. 8-9.

Рецензент:

Біліченко В.В., доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, Україна.

УДК 683.03

О.М. Бадейнов¹, Р.В. Зінько², О.З. Горбай²¹Львівський науково-дослідний інститут судових експертиз,²Національний університет «Львівська політехніка»**МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ТРИЛАНКОВОГО АВТОПОЇЗДА**

Для дослідження і аналізу руху триланкового автопоїзда виділено етапи побудови його математичної моделі: побудова моделі механічної системи; задання умов експлуатації; задання параметрів моделювання (граничних умов, кроку інтегрування, параметрів виведення результатів і так далі); задання чисельних значень параметрів і початкових умов; проведення обчислювального експерименту. Розроблена математична модель дозволяє досліджувати експлуатаційні режими роботи триланкових автопоїздів при різних дорожніх умовах.

Ключові слова: триланкові автопоїзди, умови експлуатації, методика побудови математичної моделі.

О.М. Бадейнов, Р.В. Зінько, О.З. Горбай**МОДЕЛИРОВАНИЕ РУХА ТРЕХЗВЕННОГО АВТОПОЕЗДА**

Для исследования и анализа движения трехзвенного автопоезда выделены этапы построения его математической модели: построение модели механической системы; задание условий эксплуатации, параметров моделирования (предельных условий, шагу интегрирования, параметров выведения результатов и т.д.), численных значений параметров и начальных условий; проведение вычислительного эксперимента. Разработанная математическая модель позволяет исследовать эксплуатационные режимы работы трехзвенных автопоездов при различных дорожных условиях.

Ключевые слова: трехзвенные автопоезда, условия эксплуатации, методика построения математической модели.

O. Badejnov, R. Zinko, O. Horbaj**MOTION MODELLING OF THREE-UNIT LORRY CONVOY**

For research and analysis of motion of three-unit lorry convoy the stages of construction of him are distinguished mathematical model: construction of model of the mechanical system; input external environments; input parameters of design (maximum terms, to the step of integration, parameters of leadingout of results et.c.); input of numeral values of parameters and initial conditions; realization of calculable experiment. The worked out mathematical model allows to investigate the operating modes of operations of three-unit lorry convoys at different travelling terms.

Keywords: three-unit lorry convoys,

Вступ. Для забезпечення ефективних транспортних перевезень доцільно використовувати багатоланкові автопоїзди. Але систематизованих досліджень по їх використанню є мало.

В процесі руху автопоїздів та технологічних машин спостерігається ряд небажаних явищ, зокрема, виникнення в точці зчеплення тягача і причепа змінного ударного навантаження, яке приводить до погіршення динамічних процесів руху транспортних засобів. До того ж при зростанні швидкостей руху погіршуються показники стійкості, керованості. Характеристики маневреності та надійності також залежать від конструкції зчпних пристроїв.

Аналіз стану проблеми. Значна кількість досліджень присвячена роботі дволанкових автопоїздів [1-3]. При цьому Все ж математичні моделі для моделювання динамічних властивостей автопоїздів є порівняно складними або враховують основні режими руху з низки можливих. При цьому не завжди враховуються особливості дорожніх профілів, характерних для різних умов експлуатації. Дослідження роботи автопоїздів, особливо в неусталених режимах руху є актуальними.

Мета статті. Створення математичної моделі для дослідження і аналізу роботи триланкових автопоїздів, яка враховує особливості їх експлуатації.

Основний матеріал. Створення програмного забезпечення для дослідження і аналізу роботи транспортних засобів, зокрема триланкових автопоїздів, дозволяє виділити етапи побудови моделі: побудова моделі механічної системи; задання управляючих і збурюючих дій; задання параметрів моделювання (граничних умов, кроку інтегрування, параметрів виведення результатів і так далі); задання чисельних значень параметрів і початкових умов; проведення обчислювального експерименту.

1. Методика моделювання механічної системи триланкового автопоїзда основана на використанні методу однорідних координат і побудові рівнянь руху у формі рівнянь Лагранжа другого роду [4].

Механічну підсистему триланкового автопоїзда представляємо у вигляді ланок на яких розміщені вантажі.

Враховуючи значні жорсткості несучих конструкцій, прийmemo широко поширені у техніці допущення, представивши розрахункову схему у вигляді динамічної системи, що складається з абсолютно жорстких елементів з зосередженими податливостями. Для спрощення математичної моделі доцільно зовнішні сили, що діють на ланки, зображати на розрахунковій схемі еквівалентними складовими, прикладеними в певних точках і являють проекції результируючих сил на осі інерціальної системи координат.

Нехтуючи поперечними горизонтальними відносними переміщеннями ланок, диференціальні рівняння системи тягач-причіп (рис.1) ми можемо записати у вигляді [4,5]:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{s}_0 = -p_0(t) - \mu m_0 g - c_{01}(s_0 - s_1) - \beta_{01}(\dot{s}_3 - \dot{s}_4) \\ m_1 \ddot{s}_1 = -p_1(t) - \mu m_1 g + c_{01}(s_0 - s_1) + \beta_{01}(\dot{s}_3 - \dot{s}_4) - \\ - c_{12}(s_1 - s_2) - \beta_{12}(\dot{s}_4 - \dot{s}_5) \\ m_2 \ddot{s}_2 = -p_2(t) - \mu m_2 g + c_{12}(s_1 - s_2) + \beta_{01}(\dot{s}_4 - \dot{s}_5) \end{cases}, \quad (1)$$

де s_i — переміщення центру мас; m_i — маси; $p_i(t)$ — сумарні гальмові сили на колесах ланок автопотяга; індекс $i = 0, 1, 2$ нумерує ланки автопотяга — автомобіль (тягач) і причепа відповідно; t — час; μ — коефіцієнт тертя; β — коефіцієнт сил опору, що пропорційні швидкості; $c(s)$ — функція (у загальному випадку — нелінійна), що описує пружні характеристики зчїпного пристрою.

2. Для моделювання впливу зовнішніх сил при дослідженні транспортних засобів задаємо модельну функцію

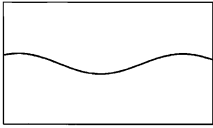
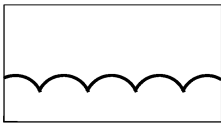
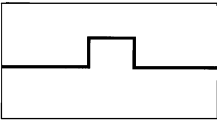
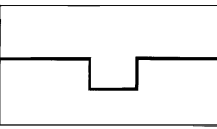
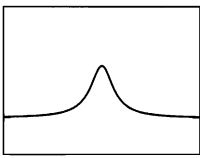
$$u(x) = \text{const} \cdot \left| \sin 2\pi \frac{x}{\lambda} \right|, \quad (2)$$

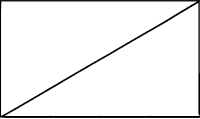
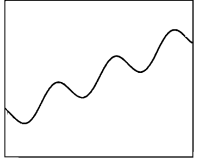
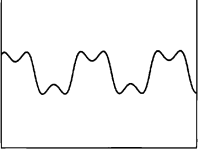
де λ — характерний розмір перешкод.

Також створюємо набір найпоширеніших моделей профілю дороги [6] (табл.1).

Таблиця 1.

Найпоширеніші приклади моделей профілю дороги [6]

Графік функції	Вигляд функції
	$f(x) = A \sin x$
	$f(x) = A \sin x $
	$f(x) = AH(x) + B[H(x-a) - H(x-b)]$
	$f(x) = AH(x) - B[H(x-a) - H(x-b)]$
	$f(x) = \frac{8a^3}{x^2 + 4a^2}$

	$f(x) = x \operatorname{tg} \alpha$
	$f(x) = Ax + B \sin x$
	$f(x) = A \sin(\sin x)$

Залежність від часу сил реакції поверхні $f_i(t)$ може бути записана аналітично у вигляді:

$$f_i(t) = K \cdot m_i g \cdot [u(vt - B_0)u(B_0 - v(t - \tau)) + u(v(t - \tau) - B_1)u(B_1 - v(t - 2\tau))], \quad (3)$$

де m_i – маси ланок; $\tau = \frac{\lambda}{v}$ – характерний час переїзду перешкоди; B – формфактор, матриця задає довжини елементів 3-ланкового автопоїзда; g – прискорення вільного падіння; $u(x)$ – функція профілю дороги (наприклад, виду (3)); K – коефіцієнт демпфування. Сили ударного гальмування моделювались заданням $u(x) = H(x)$, де $H(x)$ – функція Хевісайда, визначена звичайним чином

$$H(x) = \begin{cases} 1, & x \geq 0 \\ 0, & x < 0 \end{cases}$$

3. Задання параметрів моделювання (граничних умов, кроку інтегрування, параметрів виведення результатів і т.д.) здійснюється в середовищі програмування.

4. Характер розвитку перехідних процесів при русі автопоїзда залежить ще і від початкових умов. Вихідними умовами наступних процесу є кінцеві умови попереднього процесу. Говорять про цикли з окремими послідовними елементами циклу.

5. Проведення обчислювального експерименту. Для прикладу промодельовано переїзд ланки автопоїзда через одиночну перешкоду (рис. 3).

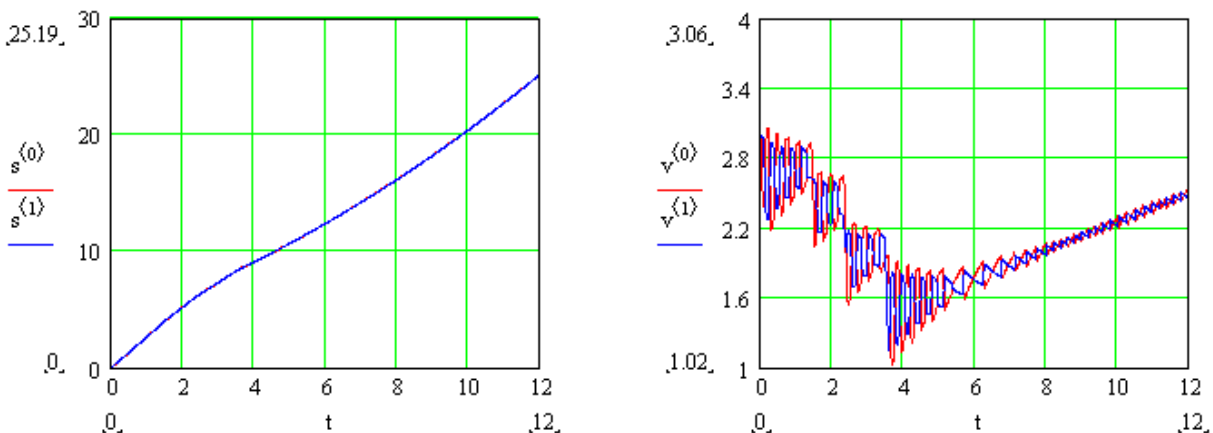


Рис. 3. Графіки залежностей пройденого шляху s , м (зліва) та швидкостей (справа) v , м/с ланки автопоїзда як функції часу t .

Висновки. Актуальним є створення математичної моделі для досліджень для триланкових автопоїздів, яке враховує особливості їх експлуатації. Математична модель інтегрована в програмне середовище і містить механічну систему, підсистему задання параметрів моделювання і

підсистему задання чисельних значень параметрів обладнання і початкових умов. Програмне забезпечення дозволяє досліджувати різні експлуатаційні режими роботи багатоланкових автопоїздів. Як приклад розглянуто режим переїзд ланки автопоїзда через одиночну перешкоду.

Література.

1. Закин Я.Х. Конструкции и расчет автомобильных поездов. / Я.Х. Закин, М.М. Шукин и др. – Л.: Машиностроение, 1969, – 332 с.
2. Зінько Р.В. Моделивання функціонування дволанкового автопоїзда в умовах сільського господарства / Р. В. Зінько // Науковий вісник НЛТУ України: Збірник науково-технічних праць. – Львів: РВВ НЛТУ України. – 2015. – Вип. 25.4. – С. 151-157.
3. Гамаюнов П.П., Цыпцын В.И. и др. Применение тягово-сцепных устройств для тракторных поездов в сельскохозяйственном производстве. – Саратов: Саратов. гос. агр. ун-т им. Н.И. Вавилова. – 2001. – 172 с.
4. Яблонський А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний.– М.: Высш. школа, 1975. – 248 с.
5. Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник. – К.: Техніка, 2002. –512 с.: іл.
6. Зінько Р.В. Обґрунтування конструктивних та експлуатаційних параметрів і характеристик мобільних машин із змінюваним центром мас: Дис... канд. техн. наук: 05.02.02. – Львів, 2002. – 199 с.

Рецензент:

Крайник Л.В., доктор технічних наук, професор, НУ «Львівська політехніка», професор

УДК 665. 73

В.В. Безродный*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет***СМЕСЕВОЙ БЕНЗИН И ЕГО ВЛИЯНИЕ НА РАСХОД ТОПЛИВА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ ВАЗ-2115**

Установлено, что использование смесового бензина значительно влияет на изменение расхода топлива легкового автомобиля. Показано, что при использовании смесового бензина E-50 расход топлива повышается с увеличением скорости пропорционально расходу топлива при работе двигателя на товарном бензине А-95.

Ключевые слова: этанол, биотопливо, бензин, расход топлива, эксперимент, скорость.

В.В. Безрідний**СУМІШЕВИЙ БЕНЗИН І ЙОГО ВПЛИВ НА ВИТРАТУ ПАЛИВА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ ВАЗ-2115**

Встановлено, що використання сумішевого бензину значно впливає на зміну витрати палива легкового автомобіля.

Показано, що при використанні сумішевого бензину E-50, витрата палива підвищується зі збільшенням швидкості пропорційно витраті палива при роботі двигуна на товарному бензині А-95.

Ключові слова: етанол, біопаливо, бензин, витрата палива, експеримент, швидкість.

V. Bezridnyi**MIXING GASOLINE AND ITS IMPACT ON THE FUEL CONSUMPTION OF A VAZ-2115 CAR**

It has been established that the use of blended gasoline significantly influences the change in the fuel consumption of a car.

It is shown that when using a mixture of gasoline E-50, fuel consumption increases with increasing speed in proportion to fuel consumption when the engine runs on commercial gasoline A-95.

Keywords: ethanol, biofuels, gasoline, fuel consumption, experiment, speed.

Постановка проблемы. Автомобильные бензины – один из наиболее квалифицированных и дорогих энергоносителей. Для их получения используют сложный комплекс технологических процессов первичной и вторичной переработки нефти, а также различные присадки и добавки, обеспечивающие соответствие современным требованиям к составу и качеству этого вида моторного топлива. Рекомендуется для улучшения ряда эксплуатационных свойств, в числе экологических, вводить в бензины кислородсодержащие компоненты. Наиболее распространенными и широко применяемыми являются: метил-трет-бутиловый эфир (МТБЭ), этил-трет-бутиловый эфир (ЭТБЭ) и топливный этанол.

В Европе проблема биотоплива и топливного этанола в частности, лежит в русле главной стратегии европейцев – сохранение экологии и борьбы с глобальным потеплением планеты, что в значительной степени базируется на отказе от нефти и газа и переходе на новые возобновляемые виды топлива, в том числе и моторное. Европа по производству этанола значительно уступает США и Бразилии, на которых приходится 90% - мирового производства (2010 г.). Следует заметить, что, несмотря на прогресс в области производства этанола, его доля еще крайне мала и составляла в 2009 году около - 6% от мирового потребления бензина.

Сегодня в мире топливный этанол является - энергетической составляющей и замещает более 1 млн. баррелей в день, этанол стал пусть пока слабой, но единственной альтернативой сырой нефти и с этим нужно считаться [1].

Производство биологических видов топлива (биоэтанол, ЕТВЕ, биодизель, и др.) является приоритетным направлением в мировой нефтепереработке. Украина, к сожалению, значительно отстает в этой области от стран ЕС и США. Основными причинами этого являются:

а) несовершенство отечественной нормативно-правовой базы в сфере регулирования производства биотоплива, а также ее несоответствие европейским стандартам;

б) отсутствие эффективных структур, которые бы развивали и координировали рынок биотоплива;

в) лобби определенных финансово-промышленных групп;

г) непрофессиональный подход к этой проблеме чиновников министерств и ведомств, а также коммерческих и финансовых структур не способных дать адекватную оценку этому виду бизнеса.

Вот уже на протяжении десяти лет в Украине действуют государственные программы "Этанол", ряд других программ, законов Украины, по стимулированию развития рынка биотоплива. Пример таких государств как США, Бразилия, а также стран ЕС говорит о том, что биоэтанол занимает важное место в усилении энергетической безопасности этих стран [2].

В связи с этим **целью работы** является проведение эксперимента с использованием легкового автомобиля ВА3-2115, работающим как на биотопливе Е-50, так и на товарном бензине А-95 для определения изменения расхода топлива.

Результаты исследований. На кафедре технической эксплуатации и сервиса автомобилей им. Н.Я. Говорущенко проведены исследования влияния биотоплива Е-50 на эксплуатационные показатели автомобиля.

Испытания проводились для определения следующих параметров топливной экономичности автомобиля: контрольный расход топлива, топливная характеристика установившегося движения.

Был выбран относительно прямой участок на трассе Киев – Харьков протяженностью в два километра.

Замер расхода топлива проводился на прогретом двигателе на разных режимах. Все испытания проходили в рамках допустимых правилами дорожного движения Украины. Были выбраны следующие режимы испытания: при скоростях 40, 50, 60, 70, 90 и 120 км/ч. Автомобиль на 4-ой передаче (близкой к прямой, передаточное число 4-ой передачи 0,94 для ВА3-2115) выходил на заданную скорость и в течении одной минуты на установившейся скорости двигался по трассе. Измерения проводились в двух направлениях трассы, чтобы исключить неровность дороги. Замеры проводились 4 раза, два замера в одном направлении два замера в противоположном. Все показания в виде сигналов с устройства USB Autoscope II фиксировались на персональный компьютер, для дальнейшей обработки.

Для испытаний на дороге был представлен автомобиль – ВА3-2115. Автомобиль на момент проведения эксперимента был обслужен и техни-чески готов для проведения испытания.

После снятия показаний на стандартном товарном бензине А-95, оставшийся бензин в баке сливался через топливную рампу в канистру. Затем заливался смесевой бензин Е-50. Для адаптации двигателя и контроллера автомобиля под смесевой бензин, автомобиль перед следующим испытанием проезжал по трассе расстояние около 50 км. Затем испытания проводились в такой же последовательности, как и на стандартном товарном бензине. Таким образом, были проведены сравнительные испытания двух разных бензинов в одних и тех же условиях эксплуатации, на одном и том же участке дороги.



Рис. 1. Снятие показаний в движении на персональный компьютер во время эксперимента

Для снятия сигналов с бортовой сети автомобиля использовался USB Autoscope II – цифровой USB осциллограф.

USB Autoscope II предназначен для поиска неисправностей в различных электронных системах автомобиля, системах зажигания, диагностики системы газораспределения бензиновых двигателей, а также для снятия сигналов с датчиков автомобиля (рис. 2). Прибор универсален и не привязан к какой-либо автомобильной марке. Подключается к USB порту персонального компьютера, работающего под управлением операционной системы Windows 98se* / Me*, Windows 2000 / XP или Windows Vista / Windows 7 (рис. 1).



Рис. 2. Цифровой USB осциллограф Autoscope II

После проведения испытаний, данные были обработаны, по результатам которых был построен график изменения расхода топлива. Из графика видно (рис.3), что расход топлива на биотопливе Е-50 на всех режимах работы автомобиля увеличился одинаково (в среднем на 1 л/100 км). Что говорит о стабильной работе двигателя на биотопливе на всех режимах.

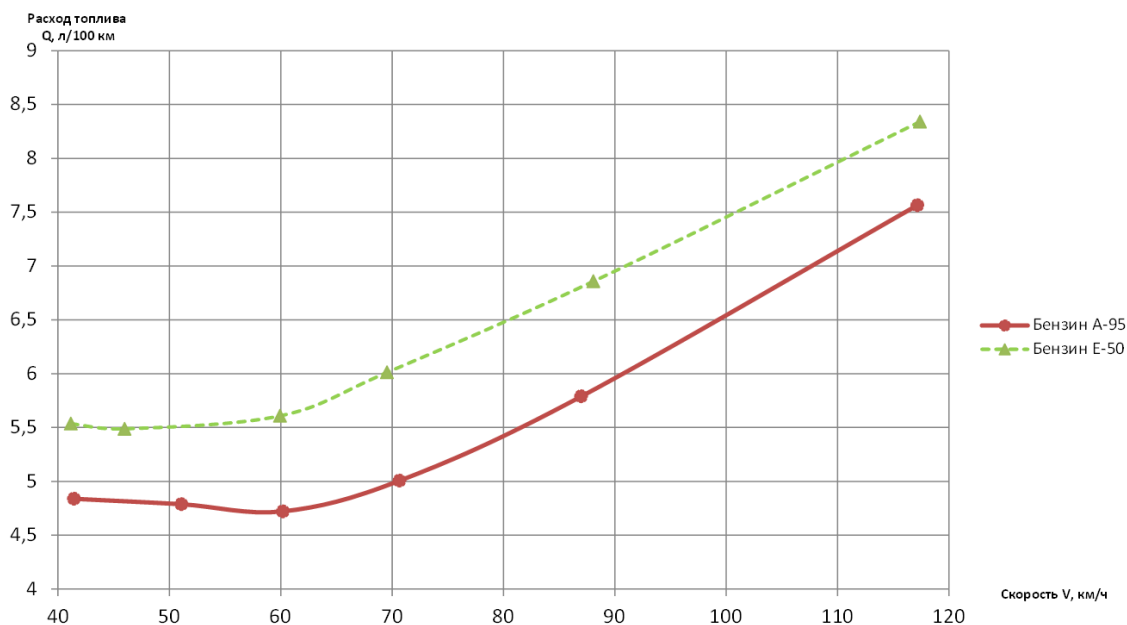


Рис.3. Изменение расхода топлива на автомобиле ВАЗ-2115

В дальнейшем планируется вывести математическую модель по нормированию расхода топлива для автомобилей, работающих на смесевых бензинах и дать практические рекомендации для предприятий автомо-бильного транспорта.

Выводы. Установлено, что использование смесевого бензина значительно влияет на изменение расхода топлива легкового автомобиля.

Показано, что при использовании смесевого бензина Е-50, расход топлива повышается с увеличением скорости пропорционально расходу топлива при работе двигателя на товарном бензине А-95.

Література.

1. Пущик Е., Мирзоев В. Что добавляют в бензин нефтяники Европы? http://ukrbudmash.org.ua/fuel_europe_blending.htm
2. «Международная Биоэнергетика», 1-2011. Мирзоев В. (Азербайджан), Пущик Е. (Украина).

Рецензент:

Бажинов А.В., доктор технических наук, профессор, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, заведующий кафедрой автомобильной электроники, Харьков, Украина.

УДК 629.113

В.В. Біліченко, В.А. Макаров, Т.В. Макарова, О.П. Антонюк*Вінницький національний технічний університет***ПРО РАЦІОНАЛЬНИЙ ПІДХІД ДО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗАПАСНИМИ ЧАСТИНАМИ
ВАНТАЖНИХ АТП РЕГІОНУ**

В даній статті розглядається раціональний підхід щодо організації забезпечення запасними частинами вантажних АТП регіону. Пропонується суттєво знизити негативні наслідки, спричинені раптовими відмовами АТЗ, за рахунок виконання упереджуючих посиленних технічних впливів перед перевезеннями на далеку відстань, що в свою чергу неможливо без застосування сучасних інтелектуальних підходів до забезпечення запасними частинами. Такі підходи дозволять додержуватися логістичної концепції мінімізації запасів ЗЧ з забезпеченням заданого рівня показників надійності.

Ключові слова: запасна частина, матеріально-технічне забезпечення, надійність, технічний вплив, логістичний ланцюг, інтелектуальна транспортна система

В.В. Биличенко, В.А. Макаров, Т.В. Макарова, О.П. Антониук**О РАЦИОНАЛЬНОМ ПОДХОДЕ К ОБЕСПЕЧЕНИЮ ЗАПАСНЫМИ ЧАСТЯМИ
ГРУЗОВЫХ АТП РЕГИОНА**

В данной статье рассматривается рациональный подход к организации обеспечения запасными частями грузовых АТП региона. Предлагается существенно снизить негативные последствия, вызванные внезапными отказами АТС, за счет выполнения упреждающих усиленных технических воздействий перед перевозками на дальнейшее расстояние, что в свою очередь, невозможно без применения современных интеллектуальных подходов к обеспечению запасными частями. Такие подходы позволят соблюдать требования логистической концепции по минимизации запасов ЗЧ с обеспечением заданного уровня показателей надежности.

Ключевые слова: запасная часть, материально-техническое обеспечение, надежность, техническое воздействие, логистическая цепь, интеллектуальная транспортная система

V. Bilichenko, V. Makarov, T. Makarova, O. Antoniuk**ABOUT THE RATIONAL APPROACH TO SUPPLY SPARE PARTS CARGO MOTOR
VEHICLES IN REGION**

In this article we consider a rational approach to the organization of maintenance of spare parts of cargo ATP regions. It is proposed to significantly reduce the negative consequences caused by sudden failures of the ATZ due to the implementation of pre-emptive reinforced technical impacts before long distances, which in turn is impossible without the use of modern intellectual approaches to the provision of spare parts. Such approaches will adhere to the logistic concept of minimizing the reserves of the MF with the provision of a given level of reliability indicators.

Keywords: spare part, logistics, reliability, technical impact, logistics chain, intelligent transport system

Вступ. Сучасний розвиток господарства регіонів невід’ємно пов’язаний з глобалізацією світової економіки та необхідністю створення транспортної мережі планети. Найважливішим інноваційним рішенням транспортних проблем є послідовне будівництво інтелектуальних транспортних систем (ІТС), які відповідають етапу функціонування інтелектуального суспільства. Означені системи простягаються у просторі через конкретні регіони країн, що мають на даний час різний рівень розвитку господарства. Однак, ІТС повинна мати однакові експлуатаційні властивості на всьому протязі, як ефективна транспортна ланка логістичного ланцюга, що з’єднує виробника зі споживачем.

Регіональні вантажні АТП України вимушені «вбудовувати» свою діяльність в ІТС з різним ступенем розвитку, що викликає при перевезенні збурюючі перехідні процеси, які вимагають вирішення науково-прикладних проблем.

В Україні недостатньо ефективно функціонує ринкова система забезпечення АТЗ запасними частинами (ЗЧ). Особливі недоліки притаманні підсистемі, що забезпечує вітчизняні вантажні АТП, АТЗ яких виготовлені провідними автомобільними заводами ЄС та виконують перевезення на далекі відстані між регіонами України і в країни Європейського Союзу. Перед ретельним аналізом недоліків, можливо назвати головний негативний симптом їх прояву – це відсутність на складі АТП необхідної кількості та номенклатури ЗЧ на час, коли треба виконати упереджуючі посиленні технічні впливи (УПТВ) на АТЗ перед перевезеннями на далеку відстань.

Мета статті – обґрунтування раціонального підходу до забезпечення ЗЧ вантажних АТП регіону.

Характеристика інноваційної системи матеріально – технічного забезпечення. Якщо розглянути інноваційну ринкову систему (ІРС) матеріально-технічного забезпечення (МТЗ)

світового рівня, то вона повинна представляти для технічної служби (ТeC) запасні частини згідно наступних вимог:

- в необхідне місце;
- за раціональний термін;
- в заданій кількості та номенклатурі ЗЧ, потрібних для ремонту АТЗ.

Важливим доповненням означеної сучасної системи МТЗ є організація термінового своєчасного використання оперативної доставлених запасних частин для проведення технічних впливів (послуг) з відновлення технічного стану (ТС) АТЗ, що не можуть виконати подальші перевезення.

Безперечною умовою, що підтримує можливість існування аналізованої системи є спроможність підприємств, які виготовляють ЗЧ, вчасно і в повній мірі виконати замовлення за номенклатурою та кількістю одиниць запасних частин. Інформація, щодо означеного замовлення повинна бути вірогідною та обґрунтованою.

Структурна схема інноваційної системи МТЗ, що аналізувалася вище, наведена на рис. 1.

За наведеною вище інноваційною схемою працює технічна служба суспільної організації автомобілістів ФРН-ADAC [1]. Система ADAC забезпечує його членам можливість отримання необхідних ЗЧ на протязі від 15 хвилин (за допомогою гелікоптера), на місці скоєння автомобільної аварії в Німеччині. Одночасно прибуває спеціаліст, що може виконати ремонт автомобіля. Вірне визначення номенклатури та кількості ЗЧ гарантується тим, що кваліфіковані спеціалісти технічної служби ADAC перманентно відстежують наявність множини автомобілів рухомого складу клубу та динаміку зміни показників надійності їх функціонування. При цьому існують сучасні методики для розрахунку потрібної кількості та номенклатури запасних частин на складах ADAC. Далі прогнозують й контролюють поповнення та витрати запасів необхідних ЗЧ. Більш ніж півтора десятка мільйонів членів клубу висловлюють своє задоволення тим, що вони почувають себе захищеними після скоєння ДТП: своєчасно отримують ЗЧ та відновлюється ТС АТЗ. Про правильність функціонування МТЗ технічної служби ADAC свідчить та обставина, що клуб існує більше 100 років

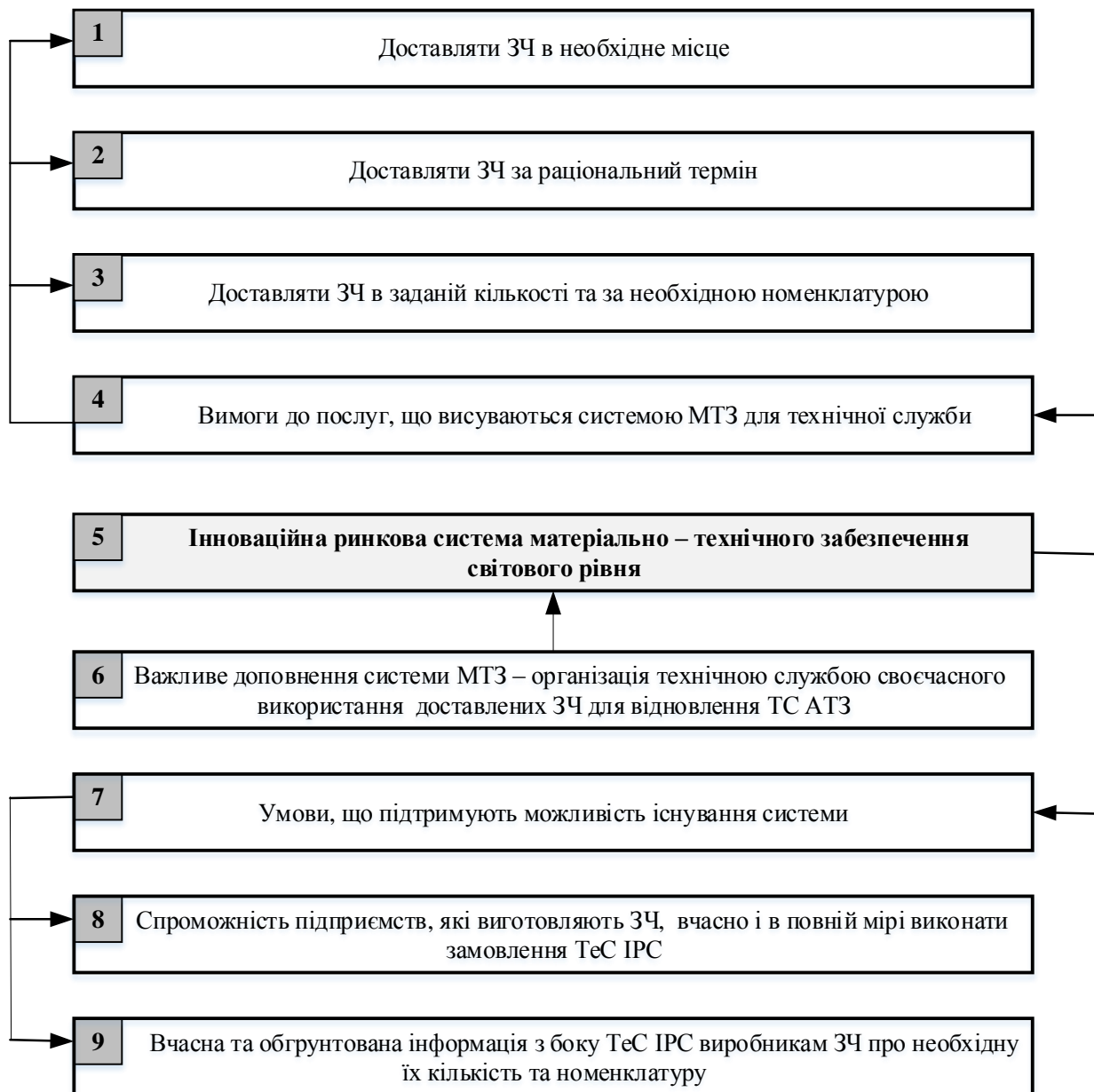


Рис. 1. Структурна схема, що візуалізує особливості та умови функціонування інноваційної ринкової системи МТЗ світового рівня

Якщо, діюча практика доводить, що означена інноваційна структура ADAC дійсно працює, то вона можлива [2], а конкретна остаточна схема та етапи і термін її створення необхідно обґрунтувати.

Особливості формування раціональної системи забезпечення запасними частинами. Нижче розглянута система забезпечення ЗЧ, що може раціонально функціонувати на вантажному АТП Вінницького регіону, яке виконує перевезення на далекі відстані (рис. 2). Доцільно надати характеристику рухомого складу (РС) означеного підприємства, який включає сукупності наступних АТЗ: Scania, DAF і MAN. Згідно з останніми дослідженнями кафедри автомобілів НТУ [3], наведені автотранспортні засоби мають схожі експлуатаційні властивості.

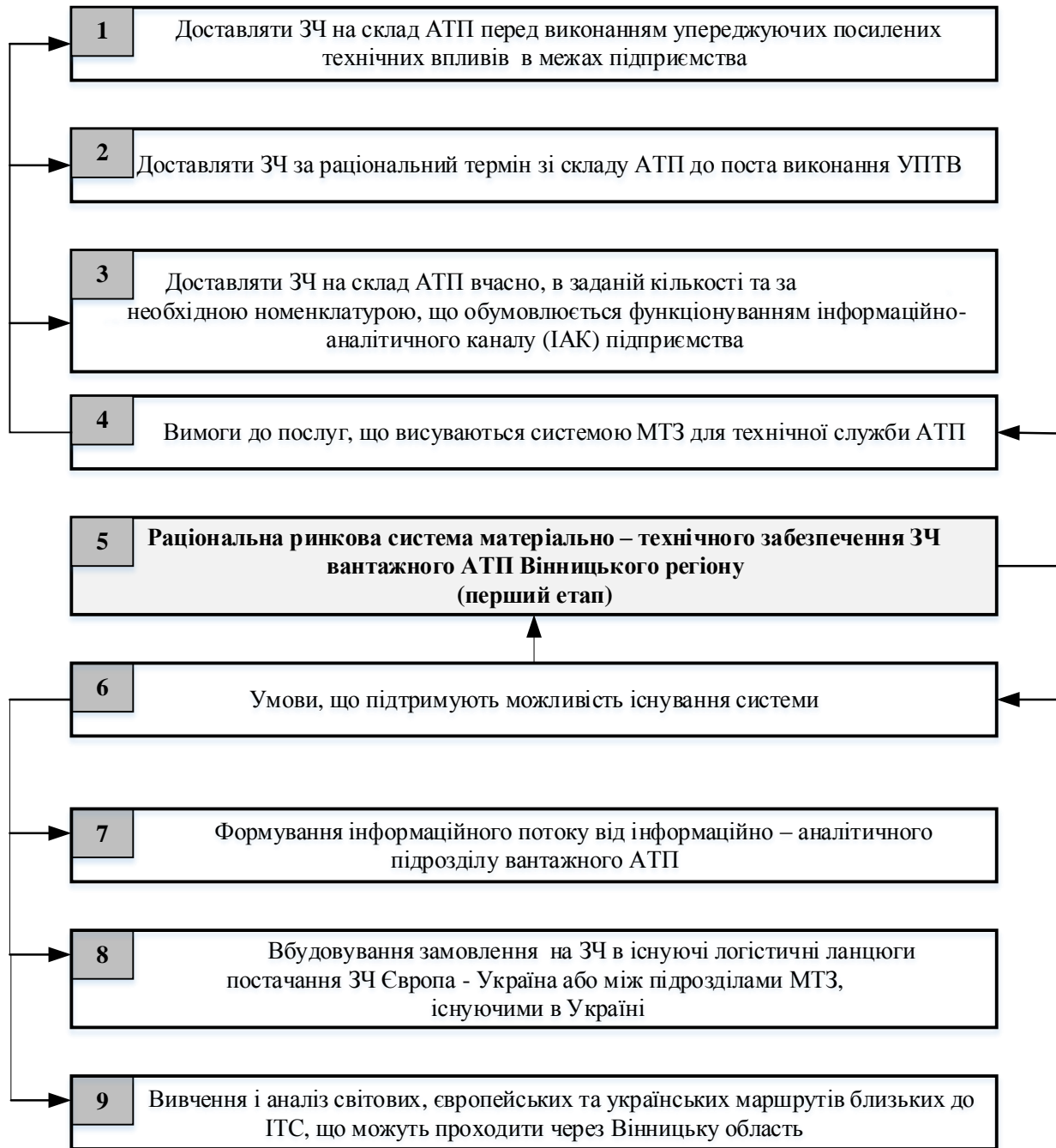


Рис. 2. Структурна схема, що візуалізує вимоги до функціонування раціональної ринкової системи регіону та обставини, які обумовлюють її працездатність на першому етапі перетворень

Для створення можливості побудови раціональної системи забезпечення ЗЧ АТЗ вантажного АТП Вінницького регіону, слід провести аналіз основ теперішнього існування підприємства та можливого подальшого розвитку. Безсумнівним є вихідне положення – господарство країни повинно розвиватися, що не можливо без переміщення вантажів у просторі за допомогою автомобільного транспорту. Перевезення можуть виконувати тільки працездатні АТЗ, технічний стан яких необхідно відновлювати після випадкових відмов. Оптимальним є такий сценарій, коли миттєвості скоєння відмови та початок відновлення ТС співпадають у часі. Тоді процес перевезень буде практично безперервним і не буде потрібним складський запас ЗЧ, що відповідає сучасному інноваційному методу організації виробництва. Цей метод оголошує наявність запасів недовіками управління технологічними процесами та керується принципом «ЗЧ потрібні тільки тоді, коли з'явилася в них необхідність», [4]. Система постачання ADAC функціонує близько до принципу

«за необхідністю». Але такий варіант існування системи може бути ефективним тільки за наявності наступних обставин:

- сучасних логістичних ланцюгів постачання ЗЧ;
- методики розрахунку кількості та номенклатури ЗЧ з оперативним урахуванням зміни показників надійності;
- відсутності великих збурюючих впливів, що визначаються хаотичним придбанням підприємством одиниць рухомого складу та широким розкидом рівнів їх життєвих циклів

Аналіз свідчить про відсутність, на даний час, наведених позитивних обставин в Вінницькому регіоні та її негативний значущий вплив на забезпечення ЗЧ вантажних АТП не визиває сумніву.

Тому, можна зробити висновок, що для означених АТП питання забезпечення ЗЧ необхідно вирішувати іншим шляхом: пропонується суттєво знизити негативні наслідки відмов регіональних АТЗ за рахунок виконання упереджуючих посиленних технічних впливів перед перевезеннями на далеку відстань. Таким чином, зменшується не лише термін між випадковою відмовою автомобіля і відновленням його ТС, а ймовірність виникнення самої відмови АТЗ при перевезенні. Позитивні наслідки такого рішення – виконання технічних впливів ТеС регіонального АТП і витрата на ці послуги суттєво менших грошових коштів. Негативні наслідки: попередня закупівля та зберігання запасу ЗЧ на складі регіонального АТП (зменшуються оборотні кошти підприємства).

Після обґрунтування можливого підходу до розвитку МТЗ вантажного АТП вінницького регіону, наведена «дорожня карта» що до послідовності змінювання (поліпшення) доцільності та структури забезпечення ЗЧ підприємства.

Методики розрахунку кількості та номенклатури ЗЧ з урахуванням зміни рівня надійності, що можуть використовувати підприємства автомобільного транспорту регіону пропонуються в роботі, [5]. Вивчення розвитку та використання логістичних ланцюгів постачання, які знаходяться в зоні тяжіння регіону зможе значуще ініціювати забезпечення вантажних АТП Вінницької області ЗЧ. Важливо скористатися зоною сумісної дії двох наук: надійності та логістики [6]. Це дозволить додержуватися логістичної концепції мінімізації запасів ЗЧ з забезпеченням заданого рівня показників надійності.

Структура раціональної системи, зображеної на рис. 2, має однакові або різні складові по зрівнянню з інноваційною системою (рис.1). Однаковими є умови, що підтримують можливість існування системи: спроможність вчасно надати інформацію про необхідну кількість та номенклатуру ЗЧ, а також їх виготовлення. Але є суттєві особливості для раціональної ринкової системи, блоки 7, 8 та 9 (див. рис. 2), що рекомендують наступне:

- формування інформаційно - аналітичного каналу підприємства для передачі інформаційного потоку від підрозділу МТЗ вантажного АТП;
- вбудовування замовлення на необхідні кількість та номенклатуру ЗЧ в існуючі логістичні ланцюги постачання, які спроможні передати інформацію заводам – виготовлювачам запасних частин;
- вивчення перспективних світових, європейських та українських маршрутів, які динамічно змінюються та входять в зону тяжіння Вінницького регіону, з метою використання централізовано виділяємих коштів на потреби області.

Перелічені вище особливості вимагають значущих змін та їх випробовування. Тому вони можуть закінчитися на наступному, другому етапі, який призначений для формування інтелектуальної інфраструктури Вінницького регіону.

Висновки. Розвиток ІТС є необхідною складовою формування інтелектуальної планетарної системи сьогодення. На даний час функціонування систем, що містять інтелектуальні автомобільну та автодорожню інфраструктуру, які існують в тісній взаємодії й керуються інтелектуальними спеціалістами, має нерівномірне розміщення по країнах та континентах.

Українські регіональні АТП, що виконують перевезення на дорогах інтелектуальних автомобілях на далекі відстані за маршрутами з різними рівнями якості доріг та комп'ютерної підтримки, повинні відновлювати ТС АТЗ після відмови з різною якістю за великі кошти. Для зменшення витрат пропонується перед перевезеннями вантажів на далеку відстань виконувати УПТВ, які суттєво знижують ймовірність відмови. Для виконання ремонтних технічних впливів може виникнути потреба в ЗЧ певної кількості та номенклатури, що слід забезпечити використанням методики, яка враховувала б динамічну зміну показників надійності.

Інформаційний канал, що обслуговується спеціалістом – аналітиком з відділу МТЗ регіонального АТП, слід «вбудувати» в логістичні ланцюги постачання ЗЧ, які знаходяться в зоні тяжіння автомобільного транспорту Вінницької області. Інформація – заказ для заводу – виготовлювача підлягає, оперативній передачі, для забезпечення вчасного отримання запасних частин для виконання УПТВ.

Необхідною умовою для розвитку раціональної ринкової системи МТЗ АТП регіону на першому етапі та переходу другого етапу є постійне відстежування динамічної зміни перспективних маршрутів (міжнародних та українських), на які виділяються кошти.

Література.

1. Всеобщий немецкий автомобильный клуб ADAC. [Электронный ресурс] / Официальный сайт. — Режим доступа: <http://www.adac.de>
2. Арзаконян Ц.Г. Философия техники в ФРГ: пер. с нем. и англ. / Ц.Г. Арзаконяна, В.Г. Горохов. — М.: прогресс, 1989. — 528 с.
3. Сахно В.П. Вплив технічного стану ходової частини автомобіля-тягача і напівпричепи на паливну економічність автопоїзда / В.П.Сахно, О.А. Корпач, І.С. Мурований // Матеріали Х міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 23-25 жовтня 2017 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. - Вінниця: ВНТУ, 2017. – С. 9-12 с.
4. Лукинский В.С. Логистика автомобильного транспорта / В.С. Лукинский, В.И. Бережной, Е.В. Бережная – М.: Финансы и статистика, 2004. – 368 с.
5. Антонюк О. П. Аналіз методів визначення номенклатурних груп запасних частин / Олег Павлович Антонюк. // Вісник СевНТУ. Серія : Машиноприладобудування та транспорт. – 2013. – №142. – С. 181–183.
6. Біліченко В. В. Обґрунтування критеріїв оцінки ефективності вибору запасних частин, що зберігаються на складі АТП для підтримки в справному стані його рухомого складу / В. В. Біліченко, О. П. Антонюк. // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки. – 2016. – №2(77). – С. 56–61

Рецензент:

Севостьянов І.В., доктор технічних наук, професор кафедри «Галузевого машинобудування», Вінницький національний технічний університет, Вінниця, Україна.

УДК 656.078

В.В. Біліченко, Є.В. Смирнов, В.О. Огневий
Вінницький національний технічний університет

ПЕРСПЕКТИВНІ СТРАТЕГІЇ РОЗВИТКУ АВТОТРАНСПОРТНИХ ПІДПРИЄМСТВ

Розглянуто перспективні стратегії розвитку автотранспортних підприємств, впровадження яких в сучасних умовах господарювання дозволить підвищити ефективність роботи та конкурентоздатність на ринку транспортних послуг.

Ключові слова: автотранспортне підприємство, стратегія, технічний розвиток, трансформація, рухомий склад, виробничо-технічна база.

В.В. Биличенко, Е.В. Смирнов, В.А. Огневой

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СТРАТЕГИИ РАЗВИТИЯ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Рассмотрены перспективные стратегии развития автотранспортных предприятий, внедрение которых в современных условиях хозяйствования позволит повысить эффективность работы и конкурентоспособность на рынке транспортных услуг.

Ключевые слова: автотранспортное предприятие, стратегия, техническое развитие, трансформация, подвижной состав, производственно-техническая база.

V. Bilichenko, Ye. Smyrnov, V. Ohnevi

PROSPECTIVE STRATEGIES FOR THE DEVELOPMENT OF MOTOR TRANSPORT ENTERPRISES

Prospective strategies for the development of road transport enterprises are considered, the introduction of which in the current conditions of management will increase the efficiency of work and competitiveness in the market of transport services.

Keywords: motor transport enterprise, strategy, technical development, transformation, rolling stock, production and technical base.

Постановка проблеми. На сьогоднішній день значна частина автотранспортних підприємств (АТП) перебуває у складній ситуації. Перехідні процеси в економіці 1990-2000-х років та світова економічна криза призвели до падіння обсягів перевезень та загострення жорсткої конкурентної боротьби на ринку транспортних послуг. Вирішуючи поточні проблеми, керівники підприємств починають приймати рішення, направлені на виживання, не задумуючись про їх наслідки в майбутньому. Вони починають продавати рухомий склад, виробниче обладнання тощо. Внаслідок цього вивільнені потужності і виробничі площі продаються за безцінь, втрачаються кваліфіковані працівники, які звільняються, шукаючи кращої долі в інших галузях народного господарства.

З покращанням економічної ситуації та переходом до ринкових механізмів господарювання відбувається поступове зростання економіки України, що неодмінно призводить до збільшення обсягів перевезень, а отже і розвитку автомобільного транспорту. Проте внаслідок зміни попиту, вимог до перевізного процесу, зносу основних виробничих фондів, втраті потужностей, внутрішніх та зовнішніх зав'язків тощо, створені ще за радянських часів АТП стають неспроможними конкурувати на ринку транспортних послуг та неефективними.

Такий комплекс сучасних проблем, що стоять перед цими АТП неможливо вирішити тільки організаційно-економічними або тільки технічними методами чи заходами. Так зміни послуг, ринків, структури, організаційної, управлінської побудови тощо можна охарактеризувати комплексом трансформаційних змін АТП, а заходи, направлені на оновлення рухомого складу (РС), виробничо-технічної бази (ВТБ), технології та організації виконання робіт з технічного обслуговування і ремонту – комплексом технічного розвитку АТП.

Враховуючи те, що такі механізми передбачають реалізацію в середньостроковій або довгостроковій перспективі, для ефективною реалізації розвитку АТП необхідне застосування стратегічного планування, тобто, формування перспективних стратегій розвитку АТП.

В наукових роботах проблематику трансформаційних змін АТП розглядається в цілому ряді робіт, серед яких варто відзначити роботи [1-4]. Проблематиці технічного розвитку АТП також присвячено велику кількість робіт, серед яких варто виділити роботи [5-8], які здебільшого розглядають підсистеми технічного розвитку окремо та потребують узагальнення. Серед сучасних комплексних робіт що розглядають організаційно-технічний розвиток АТП найбільшої уваги заслуговує робота [9], проте і вона не дає відповіді на всі питання.

У зв'язку з цим **метою роботи** є розробка принципів формування перспективних стратегій комплексного розвитку АТП, які в умовах постійної зміни зовнішнього середовища дозволять забезпечити їх конкурентоспроможність та ефективність.

Основна частина. Комплексна стратегія розвитку АТП в сучасних умовах господарювання буде включати як трансформаційні зміни, направлені на поліпшення структурного, функціонального, організаційного та управлінського напрямів функціонування АТП, так і технічний розвиток – комплексне оновлення основних виробничих фондів, з урахуванням зв'язків між розвитком рухомого складу і відповідним розвитком ВТБ.

При формуванні комплексної стратегії розвитку (рис. 1.), відповідно до сучасного стану АТП, ринкової ситуації, перспектив розвитку тощо визначаються як заходи трансформаційних змін АТП, так і заходи його технічного розвитку. При цьому процеси трансформаційних змін і технічного розвитку є взаємопов'язаними і досить суттєво впливають на кінцевий результат.

Трансформаційні зміни АТП слід формувати виходячи з їх економічної доцільності і стану підприємства на даний період. На основі аналізу та систематизації наукових робіт присвячених трансформаційним змінам та врахування специфічних особливостей діяльності автотранспортних підприємств запропоновано класифікацію можливих напрямів та найбільш перспективних стратегій трансформаційних змін АТП, яку наведено на рис. 2.

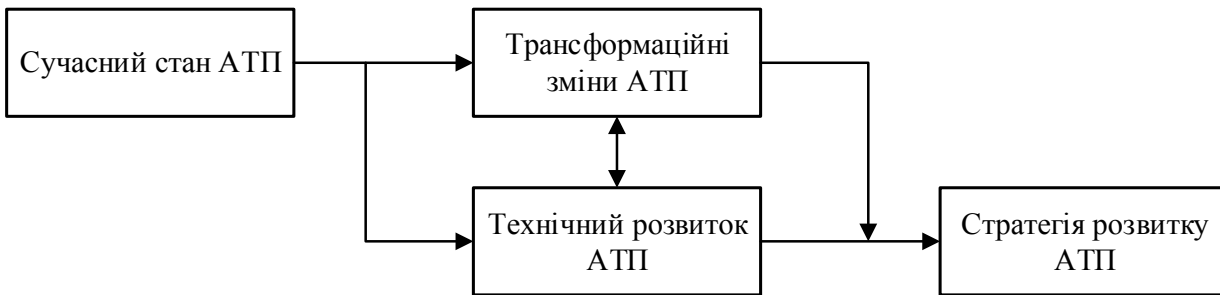


Рис. 1. Формування комплексної стратегії розвитку АТП

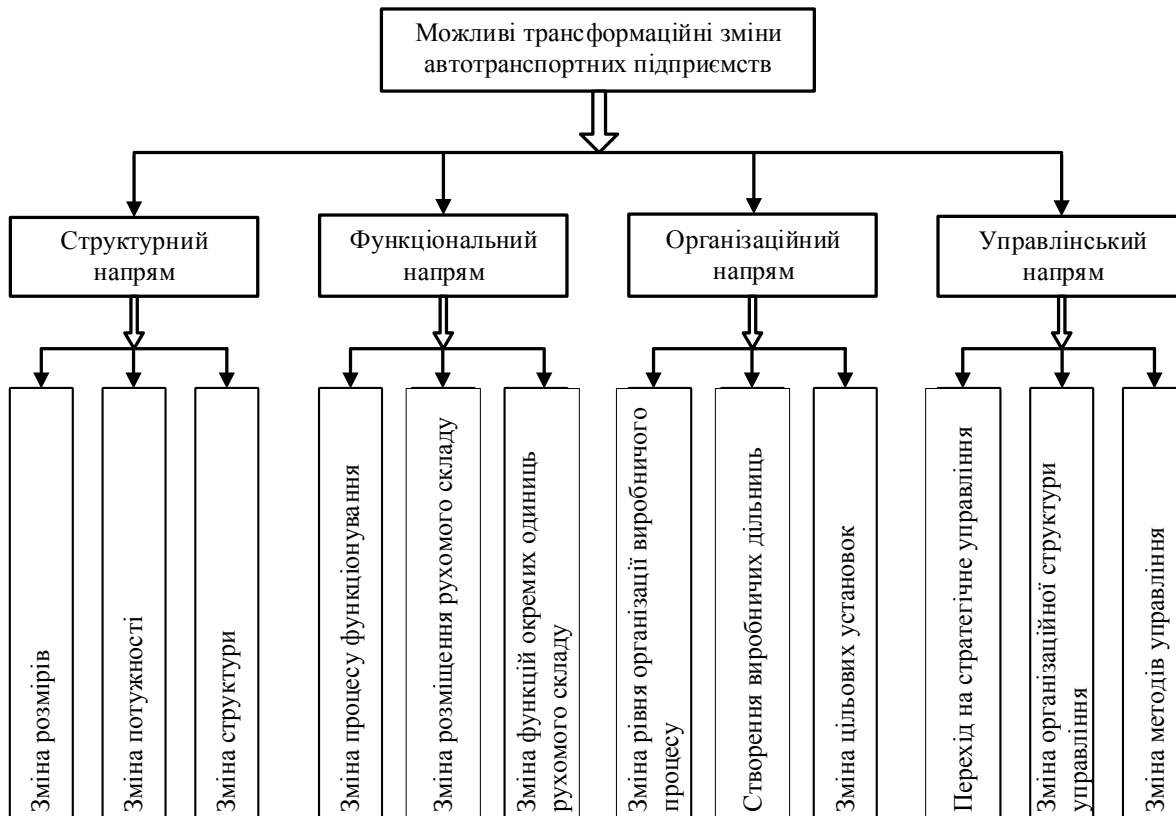


Рис.2. Класифікація можливих трансформаційних змін на АТП

Як видно з рисунка, кожен напрям містить в собі декілька стратегій.

Зміна розмірів здійснюється за допомогою розукрупнення, поглинання, злиття підприємств. Зміна потужності підприємства може відбуватися шляхом збільшення (відтворення) або зменшення кількості основних засобів. Під змінами структури АТП слід розуміти зміни активної частини основних виробничих фондів (автомобілів) та пасивної частини – виробничо-технічної бази (ВТБ). Перспективною тут є спеціалізація. Спеціалізацію АТП можна розглядати в різних аспектах: за функціями, за видами рухомого складу, за видами послуг, за територіальною ознакою, за групами споживачів і т. ін.

Зміна процесу функціонування АТП відбувається при зміні інтенсивності потоків ресурсів (матеріально-енергетичних, фінансових) як всередині підприємства, так і між ним та зовнішнім середовищем. В умовах жорсткої конкуренції необхідно постійно підлаштовувати графік роботи всіх виробничих підрозділів АТП під вимоги як вантажовідправника, так і вантажоодержувача.

Попит на перевезення в ринкових умовах суттєво залежить від співвідношення транспортних витрат і вартості готової продукції, на що значний вплив має територіальне розташування АТП. При зникненні попиту на послуги АТП виникає потреба у зміні виду діяльності (перепрофілюванні) – зміні, залежно від потреби, визначеної кількості спеціалізованого рухомого складу на інший. При повному зникненні попиту на перевізний процес варто розглянути перепрофілювання ВТБ під станцію технічного обслуговування, з можливістю запровадження таких додаткових видів послуг, як продаж автомобілів, їх перепродажне обслуговування та гарантійний ремонт.

Зміна рівня організації самого перевізного процесу може відбутися за рахунок впровадження нових методів організації перевезень, що передбачають створення централізованої диспетчерської служби, застосування засобів дистанційного спостереження та зв'язку з водіями, створення мережі раціональних маршрутів руху, що дозволить збільшити коефіцієнт використання пробігу та вантажопідйомності для вантажних перевезень.

Досить актуальним є створення нових виробничих дільниць на виробничо-технічній базі АТП для обслуговування як власного рухомого складу, так і надання послуг іншим перевізникам. Якщо ми маємо справу з невеликими АТП, організація виробничого відділу на кожному з них є економічно не вигідною через малу виробничу програму, проте можливим варіантом є створення власних декількох дільниць і, з застосуванням кооперації, надання взаємних послуг з виконання робіт щодо підтримання рухомого складу в працездатному стані.

Покращення ефективності функціонування можна досягти за допомогою раціональної організації перевізного процесу, яка при мінімальних витратах дасть можливість отримати максимальний прибуток за рахунок, можливо, застосування різних тарифів на перевезення за різними категоріями шляхів, різними вантажами, різною відстанню навантаженої їздки; скорочення нульових пробігів, збільшення або зменшення коефіцієнта використання вантажопідйомності тощо. При правильній організації перевізного процесу (складанні оптимальних маршрутів) водій кожного автомобіля, що виїхав на лінію, повинен мати чітке завдання: де і яку кількість вантажу він повинен отримати та де розвантажити. При складанні маршрутів варто враховувати вантажопідйомність кожного автомобіля, які на ньому працюють.

Підвищення конкурентоспроможності можна досягти за рахунок зниження тарифу на послуги або підвищення їх якості (забезпечення своєчасної доставки вантажів за графіком, покращення якості обслуговування пасажирів). Досить перспективним може бути впровадження внутрішньої системи управління якістю перевезень. В ринкових умовах бажаним є розширення переліку надаваних послуг, які найбільш повно відповідають потребам клієнтів, із застосуванням різноманітних пільг і знижок.

Одним із основних заходів управлінських змін на АТП є запровадження стратегічного управління. Суть стратегічного управління полягає в тому, щоб утримувати стан підсистеми управління на траєкторії, що забезпечує максимум ефекту від її функціонування. В системі стратегічного управління відсутня, насамперед, упевненість, що майбутнє має бути кращим або незмінним порівняно з минулим. У зв'язку з цим встановлюється постійне спостереження та аналіз розміщення виробничих потужностей, постачальників ресурсів, конкурентів та споживачів транспортних послуг.

Вибрана стратегія трансформаційних змін АТП досить суттєво впливає на вибір стратегії технічного розвитку. Особливу увагу слід звернути на стратегії трансформаційних змін, які вимагають зміни потужності, типів рухомого складу, надання додаткових послуг з обслуговування та ремонту автомобілів, адже вони, зазвичай, і вимагають найбільш витратних заходів технічного розвитку.

Стратегії технічного розвитку АТП визначаються, перш за все, залежно від типу, марок і кількості рухомого складу, що його пропонується придбати, чи який залишається на підприємстві або вибуває з нього. Враховуючи необхідність підтримки рухомого складу в працездатному стані за запропонованими стратегіями технічного розвитку, при їх формуванні необхідно визначати відповідні заходи з розвитку ВТБ (рис. 3).

Під оновленням рухомого складу слід розуміти повну або часткову заміну наявного рухомого складу новим. Розрізняють такі види зміни структури рухомого складу підприємства [6]:

1. Просте поповнення парку – кількісна зміна парку (групи автомобілів), пов'язане зі збільшенням чисельності транспортних засобів існуючих найменувань;

2. Складне (розширене) поповнення парку – кількісна зміна парку, пов'язана з придбанням рухомого складу, який раніше не експлуатувався на підприємстві. При цьому, у зв'язку з придбанням автомобілів, які раніше не експлуатувались, відбувається і якісна зміна рухомому складу;

3. Тотожна заміна рухомого складу – якісна зміна парку, пов'язана з заміною кожної старої одиниці рухомого складу на нову того ж найменування;

4. Модернізація парку рухомого складу – якісна зміна парку, тобто заміна рухомого складу одного найменування на більш ефективні транспортні засоби іншого найменування. При цьому можливо, що більш ефективні типи або марки рухомого складу ніколи раніше не експлуатувались на даному підприємстві.

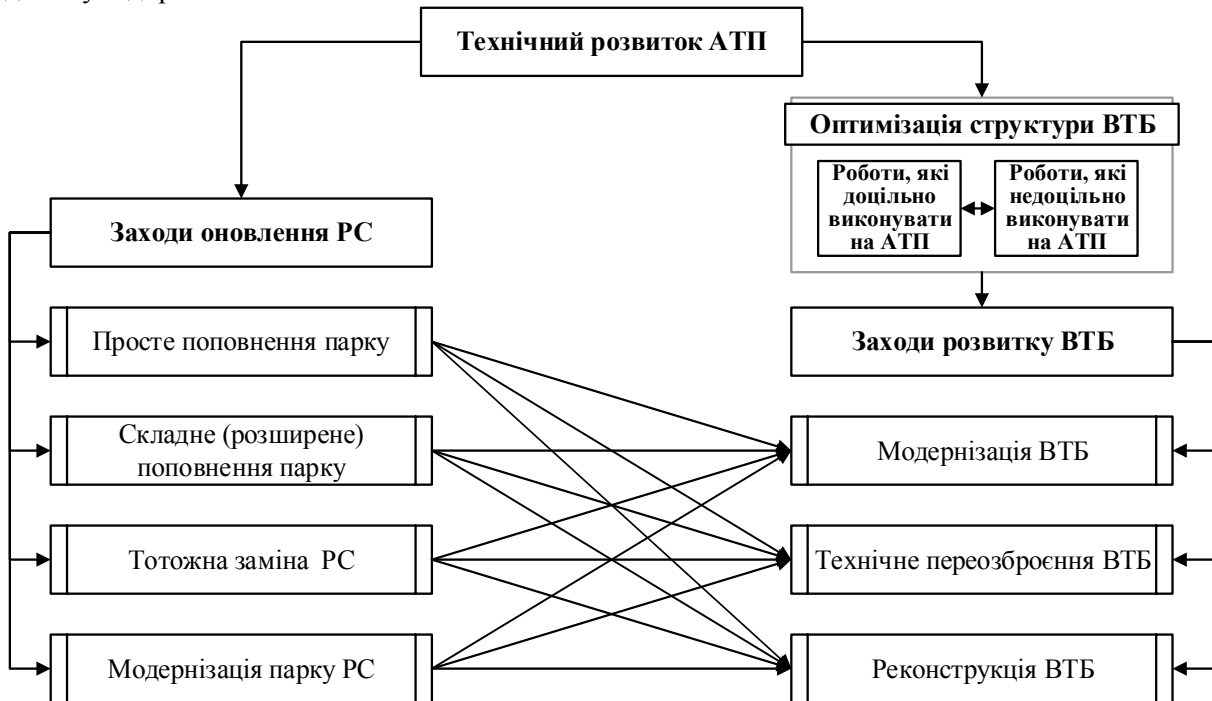


Рис. 3 – Формування варіантів технічного розвитку АТП

Однак при заміні старих автомобілів на більш сучасні нові досить часто складається ситуація, коли існуюча ВТБ буде неспроможна до підтримки їх в працездатному стані. Тому при формуванні стратегій технічного розвитку АТП, окрім оновлення активної частини основних виробничих фондів, необхідно додатково проводити оновлення ВТБ. Залежно від ступеня впливу можна окреслити такі шляхи розвитку ВТБ [5, 7, 8]: нове будівництво, розширення, модернізація, технічне переозброєння та реконструкція. Виходячи з того, що більшість діючих АТП не використовують власні виробничі потужності, будівлі та території в повному обсязі, на наш погляд нове будівництво та розширення, як шляхи розвитку ВТБ, в сучасних реаліях для більшості підприємств є незатребувані та надалі в роботі розглядатися не будуть.

Модернізація ВТБ передбачає незначну заміну технологічного обладнання та технологій ТО і ремонту автомобілів на більш сучасні та ефективні види з метою підвищення якості та ефективності системи підтримки рухомого складу у працездатному стані. До технічного переозброєння АТП належать роботи, пов'язані з встановленням нових типів технологічного обладнання без розширення виробничих площ, а також впровадження поточкових методів ТО,

нових технологічних процесів. До технічного переозброєння також відносять окремі заходи з охорони природи, покращення стану допоміжних служб. Реконструкцією діючого підприємства є переобладнання або будівництво будівлі чи споруди основного виробництва, яке викликано необхідністю ліквідації існуючої будівлі або споруди; заміна морально застарілого та фізично зношеного устаткування; докорінна перебудова окремих зон та ділянок з покращанням їх технічних показників; збільшення рівня механізації та автоматизації виробничих процесів, застосування сучасних технологій; перепланування і переобладнання будівель і споруд у зв'язку з їх моральним зносом або зміною технологічної схеми виробництва, з обмеженням викидів в навколишнє середовище та їх знешкодженням [7, 8].

При визначенні заходів розвитку ВТБ, в сьогоднішніх умовах, не завжди доцільно весь комплекс робіт з ТО і ремонту виконувати на досліджуваному АТП. Висока вартість виконання певних видів робіт в поєднанні з малим потоком відмов може зробити виконання цих робіт недоцільним на власній ВТБ та вимагає розробки оптимальної структури ВТБ, відповідно до якої вже слід визначати реальні заходи розвитку ВТБ (див. рис. 3). Крім того АТП може додатково надавати певні види послуг з технічного обслуговування або ремонту автомобілів (визначається стратегією трансформаційних змін), що також впливає на формування оптимальної структури ВТБ.

В узагальненому вигляді задача визначення оптимальних заходів розвитку ВТБ полягає у забезпеченні оптимальної потужності ВТБ за рахунок розширеного відтворення основних виробничих фондів шляхом найбільш раціонального використання площі наявних будівель та споруд, робочих постів, усунення виробничих протиріч і диспропорцій, заміни фізично і морально застарілого обладнання, впровадження прогресивних технологічних процесів, досконалих методів організації праці та засобів управління виробництвом.

Визначення оптимальної структури та, відповідно, і форми розвитку ВТБ, слід проводити на основі аналізу кількісних показників забезпеченості підприємства елементами ВТБ і робочою силою, а також якісного стану ВТБ, охоплюючи організацію території підприємства, характеристику будівель і споруд, організацію і технологію виробництва, оснащеність обладнанням тощо.

Відповідно, визначивши заходи технічного розвитку АТП, в поєднанні із необхідними трансформаційними змінами ми отримуємо сформовану ефективну стратегію розвитку АТП.

Висновки. В роботі запропоновано принципи формування перспективних стратегій розвитку АТП в сучасних умовах господарювання. Комплексна стратегія розвитку АТП формується на основі взаємопов'язаних стратегій трансформаційних змін та технічного розвитку АТП, що дозволяє підвищити його конкурентоспроможність та ефективність.

Лтература.

1. Філіпова С. В. Трансформаційні процеси в промисловому виробництві в умовах нестабільності : монографія / С. В. Філіпова. – Одеса : ОРІДУ НАДУ, 2005. – 416 с.
2. Геєць В. М. Трансформаційні процеси та економічне зростання в Україні / В. М. Геєць. – Х. : Форт, 2003. – 440 с.
3. Гордієнко Л. Ю. Управління організаційними трансформаціями: теоретико-методолічні засади та управлінський інструментарій : монографія / Л. Ю. Гордієнко. – Харків : вид. ХНЕУ, 2011. – 440 с.
4. Фрайлінгер К. Управление изменениями в организации / К. Фрайлінгер, Й. Фишер ; пер с нем. Н. П. Береговой, И. А. Сергеевой. – М. : Книгописная палата, 2002. – 264 с.
5. Бедняк М. Н. Управление научно-техническим прогрессом на автотранспортном предприятии / М. Н. Бедняк – Киев : Тэхника, 1989. – 135 с.
6. Панов С. А. Развитие производства в автотранспортных объединениях / С. А. Панов, А. М. Поляк, Ю. К. Поносов. – М. : Транспорт, 1986. – 200 с.
7. Варфоломеев В. Н. Управление техническим развитием предприятий автомобильного транспорта / В. Н. Варфоломеев. – К. : УМК ВО, 1989. – 116 с.
8. Курников И. П. Развитие производственно-технической базы АТП : [учеб. пособие] / И. П. Курников. – К. : УМК ВО, 1991. – 80 с.
9. Біліченко В.В. Виробничі системи на транспорті : стратегії розвитку : монографія / В. В. Біліченко. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 268 с.

Рецензент:

Савуляк В.І., доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет, завідувач кафедри технології підвищення зносостійкості, Вінниця, Україна.

УДК 656.025.2

В.В. Біліченко, С.В. Цимбал, В.Л. Крещенецький, Р.С. Лановий, Д.А. Шпирко

Вінницький національний технічний університет

ЗАСТОСУВАННЯ ЕКСПРЕСНОГО РЕЖИМУ РУХУ НА МІСЬКИХ МАРШРУТАХ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ У ВЕЛИКИХ І СЕРЕДНІХ МІСТАХ

Встановлено, що пасажиромісткість громадського транспорту, який використовують для міських маршрутних перевезень, залежить від режиму перевезення, міжзупинкової відстані і довжини поїздки одного пасажирів. Вибір транспортного засобу для маршрутних пасажирських перевезень у містах, за інших рівних умов, доцільно проводити на основі характеристик паливної економічності. Подальше вдосконалення маршрутної мережі доцільно проводити в напрямку збільшення кількості маршрутів руху, які працюють в звичайному і експресному режимах руху та використовувати автобуси великої місткості задля покращення якості транспортних послуг.

Ключові слова: організації руху, пасажирські перевезення, експресний режим руху, міський пасажирський транспорт, маршрут, якість обслуговування, екологічність, рухомий склад.

В.В. Биличенко, С.В. Цымбал, В.Л. Крещенецкий, Р.С. Лановой, Д.А. Шпирко

ПРИМЕНЕНИЕ ЭКСПРЕСНОГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ НА ГОРОДСКИХ МАРШРУТАХ ПАСАЖИРСКИХ ПЕРЕВОЗОК В КРУПНЫХ И СРЕДНИХ ГОРОДАХ

Установлено, что пассажироместимость общественного транспорта, который используют для городских маршрутных перевозок, зависит от режима перевозки, между остановочного расстояния и длины поездки одного пассажира. Выбор транспортного средства для маршрутных пассажирских перевозок в городах, при прочих равных условиях, целесообразно проводить на основе характеристик топливной экономичности. Дальнейшее совершенствование маршрутной сети целесообразно проводить в направлении увеличения количества маршрутов движения, которые работают в обычном и экспрессном режимах движения и использовать автобусы большой вместимости для улучшения качества транспортных услуг.

Ключевые слова: организации движения, пассажирские перевозки, экспрессный режим движения, городской пассажирский транспорт, маршрут, качество обслуживания, экологичность, подвижной состав.

V.V. Bilichenko, S.V. Tsymbal, V.L. Kreschenetsky, R.S. Lanovy, D.A. Shpirko

THE APPLICATION OF EXPRESS MODE OF TRAFFIC ON URBAN ROUTES OF PASSENGER TRAFFIC IN LARGE AND MEDIUM-SIZED CITIES

It is established that the passenger capacity of public transport used for urban route transportation depends on the mode of transportation, the inter-station distance and the length of travel of one passenger. The choice of a vehicle for passenger transportation in cities, in other equal conditions, should be carried out on the basis of fuel economy characteristics. It is expedient to further improve the route network in the direction of increasing the number of traffic routes operating in normal and express modes of travel and using large capacity buses to improve the quality of transport services.

Keywords: traffic organization, passenger traffic, express mode of movement, urban passenger transport, route, quality of service, environmental friendliness, rolling stock.

Постановка проблеми. Однією з гострих проблем індустріалізації суспільства є проблема перевезень населення, яка тісно пов'язана з економічними і соціальними аспектами розвитку суспільства, розселенням мешканців і містобудівними проблемами. Вивчаючи роботу міського транспорту, прагнучи поліпшити її за якими-небудь показниками, було відмічено, що недоліки, які мають місце у роботі міського пасажирського транспорту (МПТ), у даний час призводять до досить значних, на думку більшості компетентних фахівців, невиправданих витрат матеріальних, фінансових і трудових ресурсів, що несприятливо позначаються на наслідках суспільного виробництва.

Проблема полягає в перенасиченості пасажиропотоків певних зупинок, що може призвести до збою в роботі усієї транспортної мережі, так як до наступних зупинок транспорт буде підходити перенаповненим і не зможе у повному обсязі виконати свою функцію по перевезенню жителів міста. Також проблемою буде моральне незадоволення населення у якості наданих йому послуг.

У зв'язку з цим **метою роботи** є обґрунтуванні ефективності експресних маршрутних перевезень пасажирів у великих та середніх містах

Технологія міських автобусних перевезень включає сукупність методів використання ресурсів і провізних можливостей міського автобусного транспорту, які застосовуються для раціональної організації руху рухомого складу на маршрутах. Завданнями технологічної організації перевезень є виявлення і використання технічних, експлуатаційних, економічних, організаційних та інших закономірностей перевезень пасажирів автобусами в містах з метою

повного і своєчасного задоволення потреб у перевезеннях при дотриманні діючих законодавчих норм, що стосуються якості транспортного обслуговування пасажирів, у тому числі екологічної безпеки, безпеки дорожнього руху, а також організації праці персоналу.

Виділення окремих задач з комплексу технологічної організації перевезень визначається: інформаційною, структурною і логічною послідовністю прийняття управлінських рішень; наявністю функціональної самостійності кожної задачі; існуванням для кожної задачі критерію оптимальності її вирішення. Поділ комплексу на окремі задачі дозволяє формувати для кожної з них технічні вимоги і методики вирішення до виробничих ситуацій. Основною вимогою до комплексу є можливість заміни однієї методики вирішення якої-небудь із задач іншою, більш досконалою методикою. При заміні повинна забезпечуватися наступність по вхідній і вихідній інформації, точності одержуваних результатів, своєчасності одержання розрахунків, використовуваним критеріям і технологічним обмеженням.

Для аналізу використовують: кількість транспортних засобів на маршруті; середня кількість рейсів за годину; середній інтервал руху; кількість пасажирів в години пік; фактична робота за годину; середня потужність пасажиропотоку за годину; середня відстань поїздки пасажира; та інші.[3]

На сьогоднішній день однієї з актуальних задач технологічної організації міських автобусних перевезень, з погляду нових методів оцінки, є організація експресного сполучення на маршруті.

Цілями організації експресного руху на міських автобусних маршрутах є підвищення ефективності використання рухомого складу і праці водіїв, зниження витрат часу пасажирів на поїздки, збільшення екологічності та економічності під час рейсів громадського транспорту. Застосовувані форми організації експресного руху визначаються специфікою пасажирських кореспонденцій на маршруті і можуть змінюватися в різні періоди доби. Експресний рух автобусів може бути введений на діючих маршрутах поряд зі звичайним режимом руху, що в сукупності утворює комбінований режим руху або самостійні маршрути.

Основною перевагою запровадження експресного режиму руху міського транспорту на маршрутах великих та середніх міста являється зменшення пасажирообігу зупинок в години «пік». Запровадження експресного режиму руху транспорту дозволяє зменшити навантаження міського транспорту, що в свою чергу дозволяє зменшити та частково уникнути скупчень пасажирів на зупинках, час очікування маршрутного таксі та суттєво скорочує час проходження маршруту за рахунок того, що в експресному режимі руху перевезення пасажирів автобусами на маршруті загального користування, на якому є звичайний режим руху, з дотриманням зупинок, кількість яких за розкладом руху не перевищує 25% кількості зупинок при звичайному режимі руху. Запроваджувати експресні режими на маршруті доцільно тоді, коли значна кількість пасажирів, які користуються маршрутом, переміщуються між кінцевими пунктами.

Перспективність впровадження експресного режиму руху транспортних засобів на міських маршрутах пов'язана з можливістю забезпечити високі швидкості сполучення при дотриманні режиму праці й відпочинку водіїв, в другу чергу значно підвищити перевізні можливості маршрутного транспорту, знизити собівартість перевезень, значно зменшити екологічне забруднення міста, адже на експресному маршруті обслуговується певна частина зупинок зазначених в паспорті маршруту, на який накладається маршрут з експресним режимом руху. Це досягається завдяки тому, що автотранспорту не потрібно зупинятись на кожній зупинці, відповідно до чого, не потрібно кожного разу розпочинати рух ТЗ, адже як відомо найбільша кількість викидів відбувається під час початку руху. Вдається зменшити викиди вихлопних газів приблизно на 75%.

Як видно з рисунку 1, пасажирообіг зупинок істотно відрізняється на протязі маршруту. Згідно з «Правилами надання послуг пасажирським автомобільним транспортом» експресний маршрут організовується з кількістю зупинок, що не перевищує 25% від їх кількості в звичайному режимі руху. В якості зупинок в експресному режимі руху приймаються зупинки, які мають найбільший пасажирообіг

Організація експресних і швидкісних маршрутів дає можливість підвищити швидкість на 20-30% і забезпечити економію палива на 10-12% на кожен пасажирокілометрів. Перспективність впровадження експресного режиму руху транспортних засобів на міських маршрутах пов'язана з можливістю, по-перше, забезпечувати високі швидкості сполучення при дотриманні режиму праці й відпочинку водіїв. По-друге, підвищити перевізну здатність автомобільного транспорту. По-третє, знизити собівартість перевезень, по-четверте, підняти рівень транспортного обслуговування

населення, по-п'яте, зменшити екологічне забруднення міст. На шляху реалізації цього напрямку удосконалення міських пасажирських перевезень виникають труднощі, що виявляються у відсутності характеристик транспортного процесу, критеріїв ефективності, які відповідають ринковим умовам, недостатності теоретичних розробок з організації експресних перевезень.[1]

Для проведення експерименту, в якості вихідних даних використовуються наступні фактори:

- 1) довжина маршруту;
- 2) пасажиропоток між кінцевими зупинками;
- 3) марка рухомого складу, що рекомендується;
- 4) технічна швидкість руху транспортних засобів на маршруті;
- 5) тариф на перевезення пасажирів на маршруті;
- 6) коефіцієнт змінюваності пасажирів на маршруті.

Для обґрунтування доцільного варіанту використання комбінованого режиму руху на основних маршрутах використовується оптимізаційний метод. Цей метод заснований на використанні даних про вхід і вихід пасажирів на зупиночних пунктах маршруту. Він враховує закономірності імовірнісних зв'язків між пасажирообігом зупиночних пунктів і міжзупиночними кореспонденціями. Змінною, що підлягає оптимізації, є доля автобусів N_k , які зупиняються у k -му зупиночному пункті. Для забезпечення обмеження на максимально допустимий інтервал руху автобусів, як в звичайному, так і в експресному режимах, повинна виконуватись нерівність:

$$0.5 < N_k < 0.8$$

При інтервалі руху в звичайному режимі більше 11 хв. комбінований режим використовувати недоцільно.

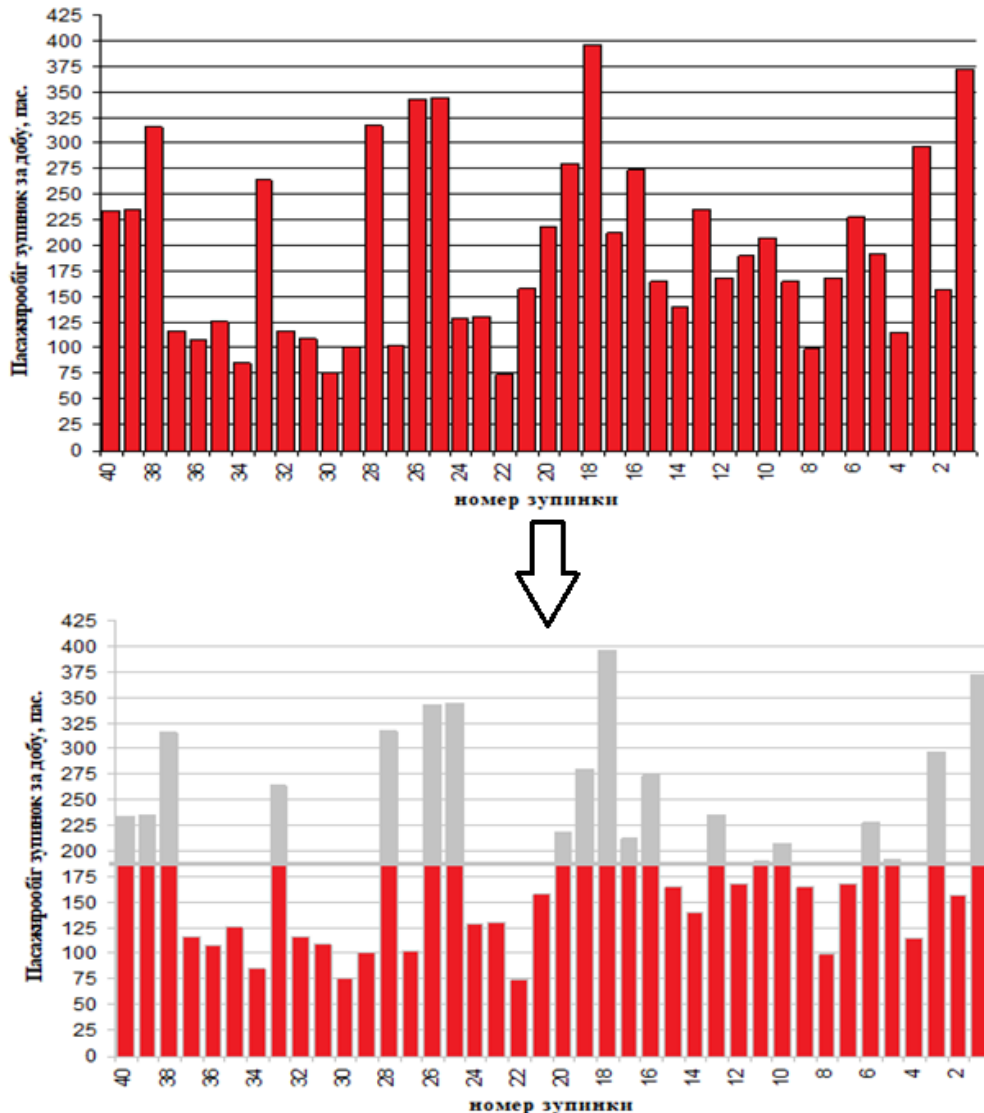


Рис. 1 – Результат введення експресного режиму руху

Висновки. Отже, пасажиромісткість громадського транспорту, що використовуються для міських маршрутних перевезень залежить від режиму перевезення, міжзупинкової відстані і довжини поїздки одного пасажера. Вибір транспортного засобу для маршрутних пасажирських перевезень у містах, за інших рівних умов, доцільно проводити на основі характеристик паливної економічності. У зв'язку з ефективнішим використанням автобусів більшої місткості доцільно розглянути питання про їх впровадження у структуру міського пасажирського транспорту, що враховуватиме вартісні характеристики перевезень.

Подальше вдосконалення маршрутної мережі доцільно проводити в напрямку збільшення кількості маршрутів руху, що працюють в звичайному і експресному режимах руху при використанні автобусів великої місткості задля покращення надання якості транспортних послуг населенню міст.

Література.

1. Яновський П.О. Пасажирські перевезення / Яновський П.О. – Київ: НАУ, 2008 – 469с.
2. Горбачев П.Ф. Основи теорії транспортних систем/ Горбачев П.Ф., Дмитрієв І.А. – Харків: ХНАДУ, 2002. – 202 с.
3. Кристопчук М.С. Приміські пасажирські перевезення/ Кристопчук М.С., Лобашов О.О. – Харків: НТМТ. 2012 – 223с.

Рецензент:

Макаров В.А., доктор технічних наук, професор, професор кафедри «Автомобілів та транспортного менеджменту», Вінницького національного технічного університета. Вінниця. Україна.

УДК 656.13

В.В. Біліченко, С.В. Цимбал, В.Л. Крещенецький, В.Ю. Мальченко
Вінницький національний технічний університет
**ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ФОРМУВАННЯ ПОТУЖНОСТІ
ЗОНИ ПОТОЧНОГО РЕМОНТУ АВТОМОБІЛІВ**

Розроблений вдосконалений варіант методики формування потужності зони поточного ремонту автомобілів з урахуванням структуризації та типорозмірності постів поточного ремонту.

Ключові слова: поточний ремонт, імітаційне моделювання, кількість постів, виробничо-технічна база, несправність.

В.В. Биличенко, С.В. Цымбал, В.Л. Крещенецкий, В.Ю. Мальченко
**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ФОРМИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ ЗОНЫ
ТЕКУЩЕГО РЕМОНТА АВТОМОБИЛЕЙ**

Разработан усовершенствованный вариант методики формирования мощности зоны текущего ремонта автомобилей с учетом структуризации и типоразмерности постов текущего ремонта.

Ключевые слова: текущий ремонт, имитационное моделирование, количество постов, производственно-техническая база, неисправность.

V.V. Bilichenko, S.V. Tsymbal, V.L. Kreschenetsky, V.Y. Malchenko
**IMPROVING THE METHOD OF FORMING THE POWER OF THE RANGE OF CARBON
REPAIR**

An improved version of the method of forming the power of the area of current repair of cars is developed, taking into account the structuring and standard size of the posts of the current repair.

Keywords: current repair, simulation modeling, number of posts, production and technical base, malfunction.

Постановка проблеми. Визначальним видом технічного впливу на рухомий склад є постовий поточний ремонт, який виконується з метою відновлення втраченої працездатності автомобілів при усуненні виникаючих в процесі експлуатації відмов і несправностей. Постовий поточний ремонт виконується шляхом проведення контрольно-діагностичних, розбірно-складальних, зварювальних, електротехнічних та інших видів робіт з заміною окремих агрегатів автомобіля, що вимагають ремонту, а також деталей вузлів і агрегатів. Обсяг постових робіт залежить від безвідмовності, ремонтпридатності і довговічності агрегатів, вузлів і деталей автомобілів і за діючими нормами становить до 50% обсягу робіт ПР, і до 30% загальних робіт по ТО і ПР на підприємстві. Зона ПР являє собою сукупність ремонтних постів, оснащених різним технологічним обладнанням. Пости ПР займають найбільшу питому вагу в обсязі виробничих потужностей АТП - вони складають до 80% від загального числа постів. З цієї причини пости ПР займають близько 70% площі виробничого корпусу АТП, а їх кількість визначає забезпеченість автомобіле-місцями в опалюваних приміщеннях. В даний час на великих підприємствах ремонтні роботи вкрай рідко виконуються на потокових лініях, тому пропускна здатність постів ПР є визначальним фактором у забезпеченні технічної готовності рухомого складу. Наявність спеціалізованих ділянок визначається технологічною необхідністю, а їх потужності в реальності практично завжди є в надлишку. Саме пости ПР стають «вузьким місцем» в разі вкрай небажаних затримок автомобілів в очікуванні. Визначення їх необхідної кількості вимагає особливої уваги і узгодження з практичними реаліями, дана задача є найважливішим питанням технологічного проектування АТП.

Отже, можна вважати, що одним із пріоритетних напрямків ТЕА сьогодні є збільшення показників надійності і технічної готовності транспортних засобів як за рахунок визначення оптимальних розмірів, так і структурного складу зони ПР.

Основна частина. Технологічне проектування АТП має на меті обґрунтування розмірів елементів ВТБ підприємств автотранспорту, що забезпечують максимальну технічну готовність рухомого складу при мінімальних витратах на її будівництво, реконструкцію та експлуатацію. Дана проблематика історично існувала протягом тривалого часу, тому зараз склалося кілька підходів в її вирішенні. В області розробки теоретичних і практичних питань вдосконалення ВТБ, а також методологічних основ технологічного проектування АТП.

У технічній літературі і численних навчальних посібниках найбільш широко представлений детермінований підхід. Сутність його полягає в тому, що визначення потужності зони ПР

проводиться в залежності від сумарного річного обсягу ремонтних впливів, отриманого на підставі нормативних трудоемкостей ПР, встановлених для автомобілів різних класів:

$$x = \frac{T^p \cdot \varphi}{\Phi^p \cdot c \cdot \eta \cdot P}$$

де T^p – річний обсяг постових робіт, люд.-год.;

φ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність надходження заявок;

Φ^p – річний фонд робочого часу посту, год.;

c – число змін;

P – число робочих у зміну;

η – коефіцієнт використання робочого часу посту.

Нестаціонарний характер вхідного потоку вимог враховується за допомогою коефіцієнта нерівномірності (φ , який варіюється в досить широких межах (1,2-1,5). Втім, значення φ не має належного обґрунтування в довідковій літературі. До незаперечних переваг даного підходу слід віднести загальновідомість, універсальність, простоту розрахунків, безумовну придатність для знову проєктованих підприємств, забезпеченість великою нормативною базою. Однак, в сучасних економічних умовах прийняті на основі даного підходу рішення все частіше виявляються далекі від по-справжньому оптимальних за цілою низкою причин. По-перше, тут за замовчуванням передбачається постійний потік вимог і рівномірне завантаження постів, що в реальності не зустрічається практично ніколи. По-друге, існуюча нормативна база застаріла і в значній мірі не відповідає реаліям часу.

Інтенсивний розвиток автомобільної промисловості призвів до появи більш надійної і конструктивно досконалої продукції. Разом з тим, нормативи по значній частині сучасного рухомого складу, особливо зарубіжного виробництва, просто відсутні. При розрахунку доводиться приймати свідомо завищені значення трудоемкостей, орієнтовані на морально застарілі автомобілі. По-третє, детермінований підхід взагалі не має на увазі рішення задачі оптимізації, тому результати виходять однаковими для підприємств із всілякою специфікою роботи. Все це призводить до того, що навіть правильність розрахунків не є гарантією оптимальності прийнятих інженерних рішень.

Тому з деяких пір дослідники все більшу увагу приділяють ймовірнісному підходу. Останній до недавнього часу базувався виключно на положеннях фундаментальної теорії масового обслуговування (ТМО). У спробі обійти протиріччя між лінійними припущеннями і реальною практикою приймається, що вхідний потік з низкою припущень зводиться до Пуассонівського. Тобто, що задовольняє умовам стаціонарності, ординарності і відсутності наслідків. Також приймається, що час обслуговування заявки розподілено по показовому закону. В такому випадку математична модель надходження заявок набирає вигляду:

$$P_t(k) = (\lambda t)^k \cdot e^{-\lambda t} / k!$$

де $P_t(k)$ – ймовірність надходження k заявок за проміжок часу t ;

λ – середнє число заявок за одиницю часу.

Для вирішення завдань організації, планування і оптимізації роботи АТП використовуються ряд оціночних показників роботи ТМО, які визначаються за формулами, виведеним в математичній частині теорії. Імовірність ($P(k)$) того, що на x постів ПР надійде k вимог, визначається наступним чином:

$$P_k = \frac{A}{x^{k-x} \cdot x! (A-k)!} \cdot \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^k \cdot P_0$$

де A – число автомобілів, які підлягають обслуговуванню;

k – число вимог на ПР автомобілів;

x – число постів у зоні ПР;

λ – інтенсивність надходження заявок, авт./год.;

μ – інтенсивність роботи постів, авт./год.;

P_0 – ймовірність того, що всі пости вільні, визначається за формулою:

$$P_0 = \left[\sum_{k=0}^x \frac{A!}{k! \cdot (A-k)!} \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^k + \sum_{k=0}^A \frac{A!}{x^{k-x} \cdot x! (A-k)!} \left(\frac{\lambda}{\mu}\right)^k \right]^{-1}$$

Теоретична проробленість питання і наявність потужного математичного апарату для розв'язання задач - безперечні плюси даного методологічного підходу. Втім, він також не позбавлений недоліків. Аналіз характеру надходження звернень в ремонт показує, що припущення

про стаціонарний характер потоку не знаходить підтвердження в реальності, а в класичній теорії масового обслуговування відсутні підходи, пов'язані з оцінкою варіації потоку заявок.

Рішення завдання в умовах нестационарного потоку викликає значні аналітичні складності. Цим обумовлені невизначеність результатів розрахунків і неузгодженість теоретичних рішень і практичних реалій, що також змушувало дослідників шукати альтернативні шляхи вирішення даної проблеми.

Застосування методів імітаційного моделювання складних технічних систем зародилося в другій половині ХХ століття і історично було пов'язано з появою ЕОМ. Однак, в умовах планової економіки їх розвиток в нашій країні носило декларативний характер і не отримувало належного господарського впровадження. Ситуація стала змінюватися, коли з одного боку, ринкові умови висунули нові вимоги до роботи суб'єктів транспортної системи, з іншого - швидкий розвиток обчислювальної техніки забезпечило широкий доступ інженерів і науковців до програмних ресурсів. Під імітаційним моделюванням в сучасному розумінні мається на увазі математичне дослідження складних стохастичних процесів, при якому експеримент ставиться не на реальній системі, а на комп'ютерній програмі. При цьому оптимальний варіант визначається не строгими детермінованими залежностями, а шляхом послідовних ітерацій, перебираючи ті чи інші структури і чисельні значення факторів.

Визначення оптимального числа постів починається з мінімальної технологічно необхідної кількості, причому в процесі роботи програми на кожному кроці послідовно збільшується на один. При цьому визначаються і виводяться у вигляді звіту параметри завантаження системи і продуктивності роботи. Процес моделювання повторюється до тих пір, поки значення сумарних втрат питомої доходу W не досягне мінімально можливого значення.

Корисними властивостями програм є можливість поряд з визначенням загальної потужності зони ПР і оптимізувати її режим роботи, а також паралельно оптимізувати виробничі потужності з діагностування.

Загальна методика створення імітаційної моделі визначення потужності зони ПР АТП представлена у вигляді схеми на рис. 1.



Рис. 1 – Загальна методика розробки імітаційної моделі

Відзначимо, що рішення задачі перевірки моделі на адекватність не має типової формалізованої методики, тому тут застосовуються неформальні методи - експертні оцінки, (зокрема, узгодження результатів моделювання з даними виробничо-технічної служби обстежуваного підприємства), дотримання принципів «здорового глузду» і відповідності динаміки реальної системи і її моделі, тощо. При цьому вкрай складно створити вдалу модель відразу, тому даний процес є ітеративним, який передбачає верифікацію різних блоків в моделі, її налагодження і коректування.

Також необхідно вирішити задачу розробки моделі багатоканальної системи масового обслуговування з наступними класифікаційними ознаками:

1. Відсутність втрат. На відміну від СТО, покидання черги очікують ремонту автомобілями та звернення на інше підприємство неможливі.

2. Наявність пріоритету. Очевидно, що для максимізації числа задоволених заявок доцільно в першу чергу приймати в ремонт автомобілі з меншою трудомісткістю робіт.

3. Замкнутий характер системи. Обумовлений порівняльним постійністю чисельності та складу парку обслуговуваних автомобілів.

4. Наявність взаємозв'язку між обслуговуючими апаратами. Деякі заявки, можуть бути обслужені як на одному, спочатку призначеному для них каналі обслуговування, так і на можливому альтернативному. Наприклад, ряд робіт, що вимагають для свого проведення підйомник, в разі виробничої необхідності можуть бути виконані на канавних постах і навпаки.

5. Відсутність обмеження по довжині черги. Всі заявки на ПР, незалежно від їх фактичної кількості, чекають обслуговування на постах підпору або, в разі необхідності, поза виробничого корпусу.

6. Однофазовий характер обслуговування. Кожне звернення в зону ПР задовольняється в повному обсязі в межах одного обслуговуючого пристрою.

Висновки. Основними переважними відмінностями розробки від аналогів є можливість обліку при моделюванні більшого числа вхідних змінних, а також вичерпна інформація про результати моделювання. Побудова прогнозу на підставі статистичних даних (передісторії відмов) і прийняття рішення про використання в машинному експерименті адитивної або мультиплікативної моделі автоматизовано. Віртуальний потік відмов відтворюється окремо по кожній марці рухомого складу і виду робіт, що вносить в процес ясність і визначеність, забезпечує адекватність моделі і верифіковані результати.

Література

1. Лудченко О.А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: Підручник / О.А. Лудченко. - К.: Вища ШК., 2007. - 527 с.

2. Лудченко О.А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Організація і управління: Підручник / О.А. Лудченко. К.: Знання, 2004. - 478 с.

3. Имитационное моделирование производственных систем / Под ред. А. А. Вавилова. М.: Машиностроение, 1983. - 416 с.

Рецензент:

Макаров В.А., доктор технічних наук, професор, професор кафедри «Автомобілів та транспортного менеджменту», Вінницького національного технічного університету. Вінниця, Україна.

УДК 621.314

В.І. Бодак, М.В. Бодак*Луцький національний технічний університет***ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ В УКРАЇНІ**

Проаналізовано тенденції на світовому ринку електромобілів. Приведено недоліки в експлуатації існуючих електромобілів. Наведено та обґрунтовано дії щодо збільшення привабливості придбання електромобіля в Україні.

Ключові слова: автомобіль, електромобіль, двигун внутрішнього згорання, літій-іонний акумулятор, викиди CO₂, час зарядки акумулятора.

В.И. Бодак, М.В. Бодак**ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ В УКРАИНЕ**

Проанализированы тенденции на мировом рынке электромобилей. Приведены недостатки в эксплуатации существующих электромобилей. Приведены и обоснованы действия по увеличению привлекательности приобретения электромобиля в Украине.

Ключевые слова: автомобиль, электромобиль, двигатель внутреннего сгорания, литий-ионный аккумулятор, выбросы CO₂, время зарядки аккумулятора.

V. Bodak, M. Bodak**PERSPECTIVES OF USE OF ELECTRIC CARS IN UKRAINE**

The tendencies in the world market of electric vehicles are analyzed. The short comings in the operation of existing electric vehicles are given. The actions to increase heat tractiveness of electric vehicle urchase in Ukraine are presented and grounded.

Keywords: car, electric car, internal combustion nengine, lithium ion battery, CO₂ emissions, battery charging time.

Постановка проблеми. Господарська діяльність людини, особливо за останні 100 років, призвела до змін клімату на Землі. Ці зміни клімату породжують природні катаклізми, призводять до людських жертв та наносять великі фінансові збитки. Розвинені країни світу об'єднали свої зусилля для нормалізації ситуації. Заходи, спрямовані на оптимальне використання обмежених природних ресурсів і впровадження екологічних енергозберігаючих технологій стають все більш актуальними питаннями міжнародної політики.

У 2009 році Всесвітній Форум розглянув можливі перспективи розвитку автомобілебудування в напрямку щодо зменшення викидів CO₂ і виробив наступну стратегію[1]:

- короткострокове завдання включає підвищення енергоефективності автомобілів шляхом зменшення витрати палива і використання біопалива;
- середньострокове завдання передбачає впровадження гібридних автомобілів;
- довгострокове завдання ставить за мету розробку і впровадження на ринок електромобілів, а також автомобілів з водневими двигунами.

Дана стратегія повинна перевести автомобільний транспорт з палива, виробленого з нафти, на водень та електрику. У зв'язку з цим, електрифікація особистого пасажирського транспорту є сьогодні однією з найбільш обговорюваних тем в світі. На конференції з питань клімату в Парижі в грудні 2015 року, що відбулася під егідою ООН, прозвучали заяви про заборону експлуатації автомобілів з двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ) до 2050 року в Норвегії, Німеччині, Великобританії, Нідерландах, в восьми штатах США і канадській провінції Квебек. В Німеччині вже впроваджено нормативно-правові акти, які дозволяють німецьким містам забороняти в'їзд автомобілів на дизельному паливі з нормами викидів шкідливих речовин нижче Євро-5 [2].

Так як за обсягами продажів автомобілів Німеччина займає четверту позицію в світі, Великобританія перебуває на шостій позиції, штат Каліфорнія лідирує по продажу легкових автомобілів в США, то така заборона є додатковим стимулятором до подальших розробок в сфері електрифікації для автоконцернів світової автомобільної галузі. Активним щодо виробництва електромобілів є Китай. Станом на кінець 2016 року кількість електромобілів в Китаї перевищило 600 тисяч, це вдвічі більше ніж в 2015 році. До 2030 року уряд Китаю розраховує збільшити обсяг електрокарів до 15 мільйонів машин. Крім того, в довгостроковому плані розглядається істотне збільшення мережі зарядних станцій: 5 мільйонів до 2020 року, 20 мільйонів до 2025 року і 80 мільйонів до 2030 року. У той же час, скептики розвитку електромобілів акцентують увагу на те, що потужностей електростанцій Землі не вистачить для забезпечення електроенергією світового парку автомобілів, якщо їх всіх перевести на електрику.

Екологи констатують, що велика частина електроенергії планети виробляється тепловими електростанціями, які також забруднюють повітря і виробляють CO₂. Нажаль в світі не так багато країн з великою часткою відновлюваних джерел енергії. Наприклад, в Норвегії значна частина електроенергії поновлюється за рахунок гідроелектростанцій, і тут електромобілі можна дійсно назвати екологічно чистим транспортом. Розвиток інфраструктури зарядних станцій для країни з невеликою територією і високими доходами населення є цілком реальним завданням. Однак, незважаючи на те що попит значно виріс, частка електромобілів в загальному обсязі продажів складає всього близько 1%.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Особливі результати щодо створення електромобілів показують невідомі раніше підприємства. Так, компанія Tesla Motors презентувала легковий електромобіль Tesla Roadster 2, що за 1.8 с розвиває швидкість 100 км/год, пробіг без підзарядки 800 км. В 2017 році ця ж компанія презентувала електричний тягач автопоїзда Tesla Semi, який в максимальній комплектації здатен подолати 800 км.

Попри блискучі характеристики автомобілі Tesla становлять невелику частку ринку, оскільки всі моделі до 2017 року коштували від 80 000\$, найпопулярнішим електромобілем у світі є Nissan Leaf. А автомобіль не вражає своїми характеристиками: 200-300 км на одному заряді, залежно від комплектації, 8 секунд до 100 км/год [3]. Але даний автомобіль став надзвичайно популярним завдяки співвідношенню ціна та якість – від 30 000\$ [4]. Також на ринку існує багато інших, менш популярних електромобілів від відомих автоконцернів: VWe-Golf, Ford Fusion SE, Renault Zoeta Kangoo SE.

Поряд з електромобілями дедалі більшої популярності набувають гібридні автомобілі. Гібридна силова установка – це поєднання ДВЗ і електродвигуна. Даний автомобіль розподіляє навантаження між електричним двигуном та ДВЗ. На малих швидкостях у автомобіля з ДВЗ велика витрата палива, тому кожен старт зі світлофора або прискорення в пробці здійснюється за допомогою електродвигуна. У той же час при поїздки на далекі відстані і на швидкісних трасах використовується ДВЗ.

Мета роботи. Виявити причини низьких продажів електромобілів в Україні, запропонувати заходи, що призведуть до їх збільшення.

Матеріали та результати досліджень.

Як показує практика, електромобілі мають суттєві недоліки. Запас ходу середньостатистичного легкового електромобіля не перевищує 400 км, підзарядка триває від 0,5 год до 6 годин і, найважливіше, - вони значно дорожчі своїх аналогів з двигуном внутрішнього згоряння. Так, Renault пропонує електричну модель Zoe за 23000євро, тоді як Clio такого ж класу з бензиновим двигуном коштує 12000 євро.

Економія на вартості палива не покриває різницю в ціні на придбання нового електрокара. Окрім того, через 5-6 років літій-іонний акумулятор втратить від 10% до 50% своєї ємності. Новий акумулятор коштує 4500 євро.

Середньостатистичний пробіг електрокара Nissan Leaf становить 17 000 км в рік [5]. Витрати на електроенергію становлять 2000 грн. Аналогічна витрата палива автомобіля з ДВЗ в міському циклі становить біля 9л на 100 км. Тобто 1530 літрів палива в рік. Ціна палива становить 26 грн/літр (0.8 Євро), а в Європі 40 грн/літр (1.2 Євро). Тому середньостатистичний водій в Україні може економити близько 40 000 грн в рік, а в Європі близько 62 000 грн (2000 євро).

Шляхом збільшення податків на транспорт, який має суттєві викиди вуглекислого газу, автомобілістів підштовхують на придбання електромобілів.

В Україну заборонили ввіз автомобілів, що не відповідають вимогам викидів Євро-5. Одночасно, з 1 січня 2016 року зняли ввізне мито на електромобілі.

В результаті на дорогах України з'явилися електромобілі. Згідно даних Головного сервісного центру МВС в Україні на кінець 2017 року зареєстровано майже 3000 електромобілів [6]. Лідерами в придбанні електромобілів є великі міста – Київ, Одеса, Харків, а також Дніпропетровська, Львівська Київська, Запорізька області. Найменшу кількість придбаних електромобілів зареєстровано а Луганській, Закарпатській, Житомирській та Чернівецькій областях.

Волинська компанія WOG заявила про наміри на своїх автозаправках збільшити кількість заправних станцій для електромобілів до 300 одиниць. Всього компанія WOG налічує близько 500 автозаправок. Тобто, зарядити електромобіль можна буде на більшості автозаправок. Зарядка батареї на швидкісній заправці триватиме приблизно 0,5 год. Стандартні зарядні станції будуть

безкоштовними, а за користування швидкісними Supercharge-модулями треба буде платити. Кошти в даний проект WOG інвестує одна з фірм-імпортерів електромобілів в Україні.

Висновки. Показники продажів електромобілів значно нижчі очікуваних. Частка електромобілів на сьогодні становить нижче 1%.

Основними перешкодами до купівлі електромобілів є:

1. Висока вартість електромобілів;
2. Не достатня автономність;
3. Довгий час зарядки;
4. Швидка амортизація батареї і як наслідок ще менша автономність;

Попри ці недоліки багато аргументів за купівлю електрокара:

1. Екологічність;
2. Комфортність при поїзді завдяки низькому центру ваги;
3. Динамічне керування, майже миттєвий відклик педалі акселератора;
4. Витрати на паливо-мастильні матеріали та ТО значно нижчі.

Для подальшого стимулювання продажів електромобілів необхідно не тільки зменшувати різницю в ціні між вартістю електромобіля і його аналога з двигуном внутрішнього згорання. Необхідно вирішувати проблеми з заряджанням батареї. Якщо власник електромобіля проживає в приватному будинку то за ніч батарея буде повністю заряджена. Проблеми з заряджанням батареї є у власників, що проживають у багатоповерхівках. Для створення умов комфортної експлуатації електромобілів необхідно не тільки дообладнувати автозаправки, а й будувати паркінги з можливістю підзарядки електромобілів.

Література

1. United Nations Climate Change Conference: [Електронний ресурс] // Wikipedia.org – Режим доступу: https://en.wikipedia.org/wiki/2009_United_Nations_Climate_Change_Conference
2. Заборона дизельних авто у Німеччині: про що насправді йдеться [Електронний ресурс] / Микита Жолквер / DW.com – Режим доступу: <http://www.dw.com/uk/заборона-дизельних-авто-у-німеччині-про-що-насправді-йдеться/a-42772674>
3. Nissan Leaf ціни та характеристики: [Електронний ресурс] // Nissan.co.uk – Режим доступу: <https://www.nissan.co.uk/vehicles/new-vehicles/leaf/prices-specifications.html>
4. Nissan Leaf статистика продажів: [Електронний ресурс] // Carsales Base.com – Режим доступу: <http://carsalesbase.com/us-car-sales-data/nissan/nissan-leaf/>
5. Nissan Leaf середньостатистичний пробіг електромобіля за рік: [Електронний ресурс] // Newsroom.nissan.europe.com – Режим доступу: <https://newsroom.nissan-europe.com/uk/en-gb/media/pressreleases/128282/nissans-electric-car-drivers-cover-more-miles-than-the-average-petrol-or-diesel-vehicle1>
6. Скільки їздити на електромобілі в Україні, щоб ціна компенсувала себе?: [Електронний ресурс] // texty.org.ua – Режим доступу: http://texty.org.ua/pg/news/textynewseditor/read/78033/Skilky_jizdyty_na_jelektromobili_v_Ukrajini_shhob

УДК 658.516

М.В. Бойків, О.В. Житенко, О.В. Діхтяр
Національний університет «Львівська політехніка»
**ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ РІВНЯ ТРАНСПОРТНОГО ШУМУ НА ВУЛИЦЯХ МІСТА
ЛЬВОВА**

У роботі наведено результати оцінки шумового забруднення від транспорту в міському середовищі шляхом проведення експериментальних досліджень на вулично-дорожній мережі м. Львова. Рівень транспортного шуму визначається залежно від швидкості руху транспортних засобів з урахуванням покриття автомобільної дороги. За результатами досліджень встановлено, що на автомобільних дорогах з покриттям, де дорожнім покриттям є бруківка, усі види транспортних засобів створюють більше шуму, ніж ті самі ТЗ на дорогах з асфальтобетонним покриттям, що негативно впливає на функціональний стан усіх учасників руху та мешканців міста.

Ключові слова: рівень транспортного шуму, швидкість руху, тип покриття, прискорення руху, автомобільна дорога.

М.В. Бойків, О.В. Житенко, А.В. Діхтяр
**ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ УРОВНЯ ТРАНСПОРТНОГО ШУМА НА УЛИЦАХ
ГОРОДА ЛЬВОВА**

В работе приведены результаты оценки шумового загрязнения от транспорта в городской среде путем проведения экспериментальных исследований на улично-дорожной сети г. Львов. Уровень транспортного шума определяется в зависимости от скорости движения транспортных средств с учетом покрытия автомобильной дороги. По результатам исследований установлено, что на автомобильных дорогах с покрытием, где дорожным покрытием является брусчатка, все виды транспортных средств создают больше шума, чем те же ТС на дорогах с асфальтобетонным покрытием, негативно влияет на функциональное состояние всех участников движения и жителей города.

Ключевые слова: уровень транспортного шума, скорость движения, тип покрытия, ускорение движения, автомобильная дорога.

M. Boykiv, O. Zhytenko, O. Dichtyar
**INVESTIGATION OF CHANGES IN THE LEVEL OF TRAFFIC NOISE ON THE STREETS
OF THE CITY OF LVIV**

The paper presents results of estimation noise pollution from transport urban environment by conducting experimental research on streets and roads network. The level of transport noise was determined depends of speed vehicles, taking into account the coverage of the motorway. According to results of the research, it has been established that on road-covered roads with road pavement there is a pavement, all types of vehicles create more noise than the same vehicles on roads with asphalt concrete coating, which negatively affects the functional state of all participants and citizen.

Keywords: level of transport noise, speed, type of coverage, acceleration of movement, road.

Постановка проблеми. Інтенсивність транспортних потоків збільшується кожного року та значно посилює техногенне навантаження на населення та природне середовище великих міст. Автомобільний транспорт забруднює 70 % усього навколишнього середовища. В Україні посилення шумового забруднення є дуже актуальною проблемою, тому що це сприяє великому навантаженню на навколишнє середовище та призводить до незворотних змін в організмах людей. Інтенсивність транспортних потоків і підвищення густини забудови призводить до зростання шуму на 3 – 4 дБ кожного року.

Шум – це сукупність усіх неприємних та небажаних звуків різної частоти, які заважають нормальній життєдіяльності людини. Шум можна визначити як суперпозицію різних звукових частот. Шуми поділяють на низькочастотні (нижче 350 Гц), середньої частоти (від 350 до 800 Гц) і високочастотні (вище 800 Гц) [1].

Шум, як звук взагалі, викликає коливальну енергію пружних тіл. Утворені в пружному повітряному середовищі звукові хвилі внаслідок фізичних і фізіологічних перетворювань досягають слухового аналізатора, розташованого в корі головного мозку. Тут і відбувається сприйняття звуку і шуму [2].

Шуму, який створюється на автомобільних дорогах пересічній людині, уникнути неможливо. Шумове забруднення середовища автотранспортом має локальний характер та з кожним роком збільшується, що негативно впливає на навколишнє середовище у районах найбільших транспортних магістралей. Створюється транспортний шум за рахунок моторів, коліс та аеродинамічних особливостей окремих транспортних засобів, а залежить безпосередньо від швидкості та інтенсивності руху, а також від типу дорожнього покриття.

Шум автомобільного транспорту може призвести до серйозних наслідків для здоров'я, таких як високий артеріальний тиск, інфаркти, інсульты та діабет, що викликають погіршення здоров'я та можуть призводити до передчасної смерті.

Надмірний рівень шуму негативно впливає на здоров'я людини і спричиняє тимчасові та постійні зміни в її організмі. За сучасними уявленнями шум уражає найважливіші системи людського організму: центральну і вегетативну нервову, ендокринну, серцево-судинну, імунну тощо [4]. Шум перешкоджає мовному зв'язку, сну, вражає органи слуху, викликає фізіологічні, психологічні проблеми, впливає на соціальну поведінку людей, може знецінити нерухоме майно, земельні ділянки, негативно впливає на тварин [1].

У зв'язку з цим **метою роботи** є оцінка шумового забруднення від транспорту в міському середовищі шляхом проведення експериментальних досліджень рівнів шуму на міських вулицях з різним типом дорожнього покриття.

Результати досліджень. На найбільш шумних територіях перевищення над допустимим рівнем шуму досягає 20 дБ. Беручи до уваги цей показник, зниження шуму до нормативних значень є комплексною екологічною, економічною та соціальною проблемою, проте при належному та раціональному використанні методів зниження шуму, а також інструментів контролю шумового забруднення можливо значним чином знизити рівні шумового навантаження на населення міст. Можна констатувати факт, що при плануванні житлової забудови території міст транспортний шум не брався до уваги належним чином і, як результат, значна частина міського населення потрапила під вплив шуму від автомобільних шляхів міста.

Для оцінки рівня шуму та порівняння його з існуючими нормами було обрано 5 різних за своїми характеристиками вулиць м. Львова. Місця проведення рівня шуму на ділянках вулиць наведено на рис.1. Натурні дослідження рівня шуму проведено на вулицях Городоцька, Степана Бандери, Шевченка, Сяйво та Луганська за допомогою шумоміра моделі SL-814, який вимірює рівень шуму у діапазоні від 40 до 130 дБ. Вулиці обиралися в залежності від типу покриття, відстані до житлової забудови, інтенсивності та швидкості руху. Вулиця Городоцька є найдовшою магістральною вулицею Львова, її довжина сягає близько 8,4 км. Свій початок вулиця Городоцька бере біля Оперного театру, який знаходиться у центрі міста, а закінчується на під'їзді до с. Зимна Вода, Пустомитівського району Львівської області. На рис.1.а. зображено фото місця, де проводились вимірювання на вулиці Городоцька.

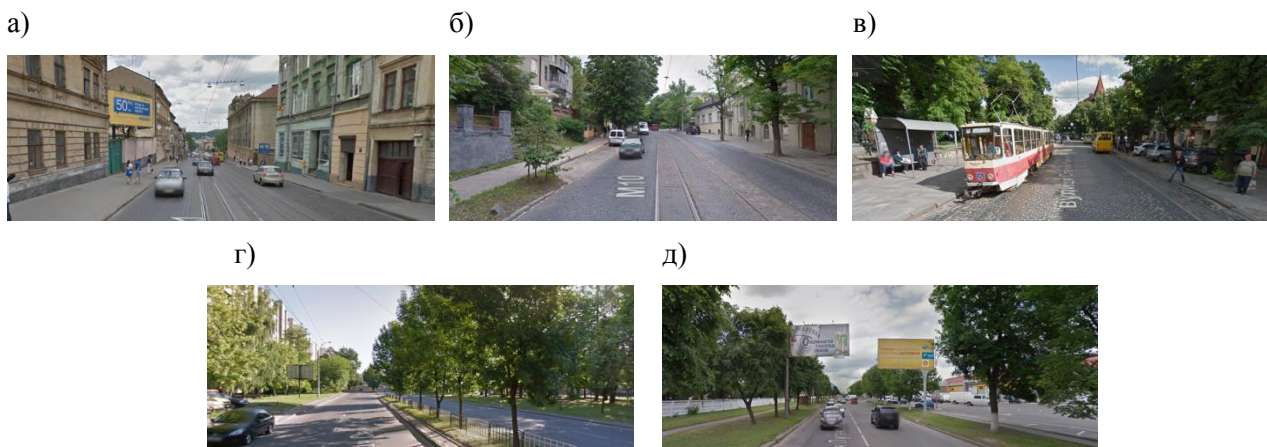


Рис. 1. Місця проведення дослідження рівня транспортного шуму на ділянці вулиці:

а) Городоцька; б) Шевченка; в) Ст.Бандери; г) Сяйво; д) Луганська.

На ділянці вулиці (рис.1.а), де проведено вимірювання рівня шуму, знаходяться невисокі будинки (до 5 поверхів) по обидва боки вулиці. На посередині ділянки вулиці розташовані колії, по яким курсує трамвай № 6, в обидві сторони. Також вулицею курсує велика частка громадського транспорту. Смуги руху для автомобілів мають ширину по 3 м та розташовані по обидва боки від трамвайних колій, біля краю проїзної частини розташований тротуар шириною 3 м, огорожі та зелені насадження відсутні, покриття – бруківка.

Вулиця Шевченка (рис.1.б) є однією з головних магістральних вулиць Львова. Вона бере свій початок від перехрестя з вул. Городоцькою та простягається до мікрорайону Рясне та складає

біля 8 км. На рис. 3.13 зображено місце проведення дослідження на вулиці Шевченка. Важливим є те, що частина вулиці покрита бруківкою, а частина має покриття – асфальтобетон. Вулицею курсує багато вантажного транспорту, що безумовно впливає на стан покриття автомобільної дороги та рівень шуму. Смуги для руху автомобілів мають ширину 3,5 м. Покриттям автомобільної дороги – є бруківка, якість покриття є дуже низькою, наявні вибоїни та ями. Зелені насадження відділяють тротуар від проїзної частини. Житлова забудова є малоповерховою.

Вулиця Ст. Бандери (рис.1.в) знаходиться на межі Франківського та Галицького району м. Львова. Довжина вулиці складає 1,3 км, а починається вона на перетині з вулицею Коперника та простягається до вулиці Городоцька. Проведення вимірювання проводилось на ділянці, де з обох країв проїзної частини знаходяться трамвайні колії, по яких здійснюють рух трамваї № 1 та 9. Покриття на вулиці Степана Бандери – бруківка, якість покриття – низька, наявні вибоїни та значні нерівності.

Вулиця Сяйво (рис.1.г) знаходиться у Залізничному районі Львова. З'єднує вулиці Городоцьку та Повітряну та має протяжність приблизно 1,3 км. На рис. 3.15 зображено ділянку вулиці, де проводилось вимірювання транспортного шуму. Вулиця Сяйво має по 2 смуги руху в обидві сторони, шириною по 3,5 м. Покриттям проїзної частини є асфальтобетон, стан покриття – задовільний, відсутні великі вибоїни та ями. Посередині проїзної частини є розділова смуга, на якій наявні дерева та паркетна огорожа. З одного боку вулиці знаходяться промислові об'єкти, натомість з іншого боку вулиці багатоповерхова житлова забудова. Між проїзною частиною та тротуаром наявні зелені насадження, а відстань до житлових будинків складає біля 12 м.

Вулиця Луганська (рис.1.д) знаходиться у Сихівському районі та сполучає між собою вулиці Стрийську та Зелену, її довжина складає приблизно 3,2 км. На вулиці Луганській розташовані автостанція № 5 та багато промислових об'єктів. На вулиці Луганська є по 1 смузі руху в обидві сторони, шириною по 3,75 м. Рух по вулиці здійснює автобус № 13, трамваї та тролейбуси відсутні. По обидва боки від проїзної частини є зелені насадження, які розділяють тротуар та проїзну частину. Житлова забудова відсутня.

На рівень шуму значний вплив має швидкість руху, доведено, що чим більшу швидкість розвиває автомобіль, тим більший шум він створює. Це обумовлено тим, що збільшується рівень шуму двигуна, трансмісії, кузова та коліс автомобіля. Шумове забруднення визначають за 12-бальною системою (табл.1) [5].

Таблиця 1

Характеристика зон і рівні шумового забруднення у містах

Бал	Характеристика зони шумового забруднення	Рівень шуму, дБ
1	Шумове забруднення відсутнє	35 і менше
2	Дуже слабке	40
3	Слабке	45
4	Незначне	50
5	Мале	55
6	Помірне	60
7	Велике	65
8	Значне	70
9	Сильне	75
10	Небезпечне	80
11	Дуже небезпечне	85
12	Особливо небезпечне	90 і більше

Проведено дослідження зміни рівня транспортного шуму, з врахуванням руху громадського транспорту. Максимально фіксована швидкість при цьому була 40 км/год, бо автобуси та трамваї по місту більшої швидкості розвинути не можуть. На вулицях з типом покриття – асфальтобетон,

відсутні такі транспортні засоби, як трамваї, у зв'язку з тим, що по вулицях Сяйво та Луганська вони відсутні.

На рис. 2 наведено результати дослідження транспортного шуму, який створюють ТЗ на вулицях міста Львова та швидкість, яку вони при цьому розвивають. Шум, який створюють автобуси близький до шуму від двоосевих вантажних автомобілів. Тобто, якщо при швидкості 10 км/год шум від вантажних автомобілів та автобусів відрізнявся на 4 – 5 дБА, то при швидкості 40 км/год ця різниця скоротилася і стала 1,5 дБА. З рис. 2 видно, що трамвай створює найбільше шуму серед досліджуваних транспортних засобів. Різниця транспортного шуму на автомобільних дорогах покритих асфальтобетоном та бруківкою становить 5 – 7 дБА.

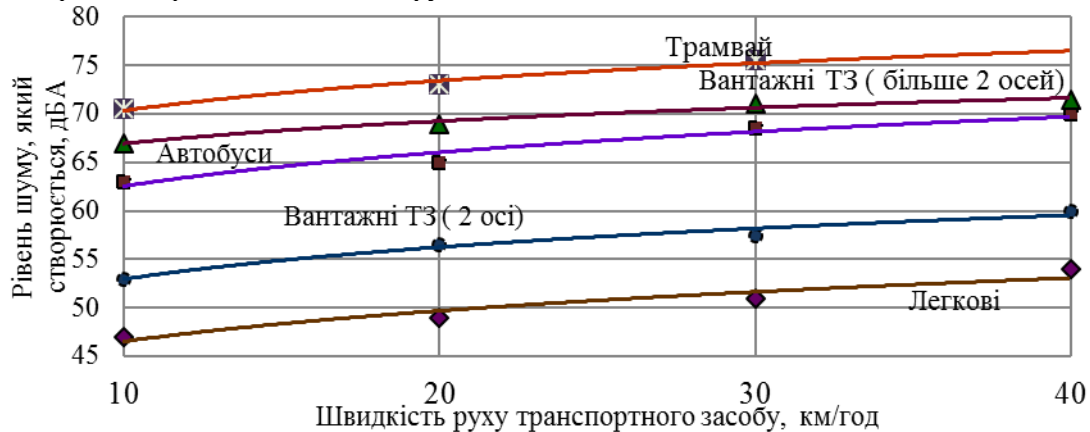


Рис. 2. Зміна рівня транспортного шуму залежно від швидкості руху транспортних засобів

Враховуючи якість укладеної бруківки та її властивості, можна зробити висновок, що тип покриття автомобільної дороги значно впливають на шум створюваний транспортом. Межа допустимого рівня шуму становить 70 дБА, а комфортний та не шкідливий рівень шуму складає 55 дБА. На досліджуваних вулицях ситуація є критичною, тому вони потребують реконструкції, ремонту, тощо.

Для порівняння рівня шуму, який існує біля доріг, дослідження рівня шуму здійснено також залежно відстані від краю проїзної частини. Результати досліджень транспортного шуму на вулицях з різним типом покриття наведено на рис.3. Так, можна встановити величину транспортного шуму, який безпосередньо впливає на стан водіїв та пішоходів в процесі їх руху.

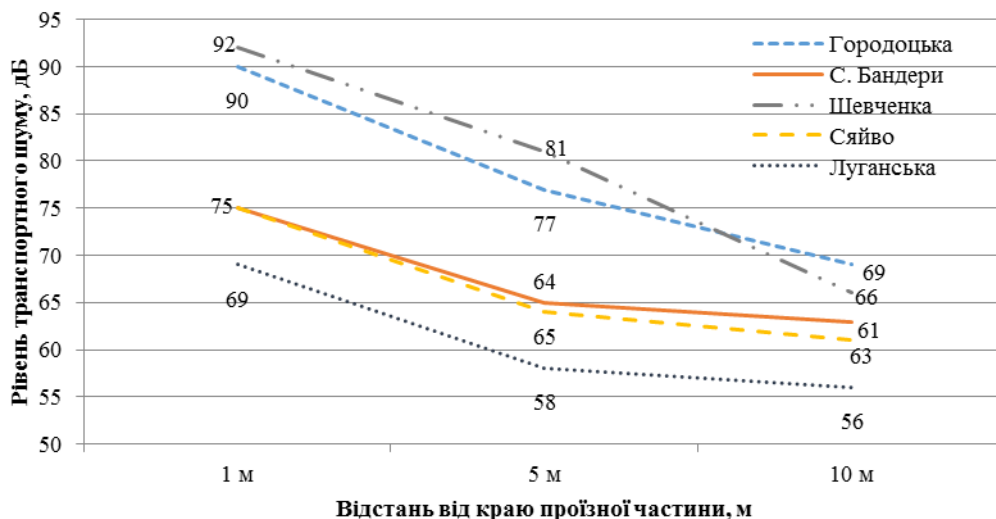


Рис. 3. Зміна рівня шуму залежно від відстані до краю проїзної частини вулиць

З рис. 3 видно, що найбільше шуму створюється на вулицях Городоцька, С. Бандери та Шевченка. Це пов'язано з тим, що у транспортному потоці наявні трамваї, які самі по собі є найбільшим джерелом шуму серед типів транспортних засобів, також типом дорожнього покриття є бруківка, яка має значні вибоїни та покладена неякісно. Такий вплив шуму впливає негативно на мешканців цих вулиць, адже відстань до забудови є надзвичайно малою. І якщо мешканцям

верхніх поверхів, «звукову тінь» створюють крони дерев, то перші поверхи залишаються незахищеними.

Показник рівня шуму у нормі спостерігався лише на вул. Луганській, але це промисловий район і фактично шум впливає лише на пішоходів. На вул. Сяйво спостерігалися теж відносно невеликі показники, враховуючи що відстань до забудови є досить великою, а на розділовій смузі та по обидва боки дороги наявні зелені насадження, то шкідливий шум не здійснює впливу на мешканців.

Таким чином середнє значення рівня шуму, який створюють транспортні засоби рухаючись по бруківці становить 75 дБ, що є вище допустимого рівня, а рухаючись по асфальтобетону він є значно меншим – 64 дБ та має рівень який не шкодить життєдіяльності людини.

По вул. Городоцька рівні шуму становлять від 72 до 83 дБА, це значно перевищують норму та заважає нормальній життєдіяльності людини. Житлова забудова знаходиться у 3 м від автомобільної дороги, тому щоденний вплив шуму на мешканців, зокрема, на тих чий вікна або балкони виходять на автомобільну дорогу є надзвичайно високим. По вул. Ст. Бандери шум становить від 60 до 79 дБА – це означає, що шум перевищує норму, але це перевищення становить 10 дБА у близькості до автомобільної дороги 1 м. Важливим є те, що крона дерев «захищає» від шуму починаючи з висоти 3 – 5 м, тому перехожі та мешканці перших поверхів залишаються абсолютно незахищеними. На вул. Шевченка перевищення рівня транспортного шуму становить 20 дБА, дерева не значно зменшують вплив шуму (на 7 дБА), рівень шуму, який «доходить» до житлових будинків становить 83 дБА – це перевищує норму на 13 дБА.

Аналізуючи проведені дослідження можна стверджувати, що рівень шуму на вулицях міста Львова у чотирьох з п'яти випадків перевищує допустиму норму, яка становить 70 дБ. Це спричинено високою інтенсивністю руху та наявністю трамвайних колій, адже трамваї створюють значно більший рівень шуму ніж легкові автомобілі. Також на рівень шуму впливає якість та тип дорожнього покриття, адже бруківка покладена на вул. Шевченка та Ст. Бандери покладена неякісно, на дорозі наявні вибоїни, які впливають на швидкість руху автомобілів. Як відомо, найбільший шум створює автомобіль який рухається на першій передачі, а на усіх ділянках, де наявні трамваї та бруківка немає можливості розвинути більшу швидкість руху.

Висновки. Встановлено, що рівень шуму на вулицях міста Львова перевищує допустиму норму. Це спричинено високою інтенсивністю руху на вулицях викладених бруківкою, наявністю трамвайних колій та рухом трамвайних вагонів у загальному транспортному потоці. Значний вплив на «шумність» автомобільних доріг створює частка вантажних транспортних засобів у транспортному потоці. За результатами досліджень можна стверджувати, що вулиці, які мають малоповерхову забудову, на яких відсутні зелені насадження, а житлові будинки знаходяться у безпосередній близькості до автомобільної дороги з типом покриття – бруківка, мають найбільші рівні шуму, які перешкоджають нормальній життєдіяльності мешканцям цих вулиць та негативно впливають на їх функціональний стан.

Для зменшення рівня шуму у містах та підвищення комфорту всіх учасників дорожнього руху необхідно встановлювати шумопоглинальні екрани та озеленювати вулиці і пішохідні зони.

Література

1. Дідковський В. С. Основи акустичної екології / В. С. Дідковський, В. Я. Акименко, О. І. Запорожець. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ "Імекс ЛТД", 2001. – 520 с.
2. Кучерявий В. П. Урбоекологія / В. П. Кучерявий. – Львів: Світ, 2001. – 440 с.
3. Набиуллин Д. Н. Шум автотранспорта как экологическая проблема городов [Електронний ресурс] / Д. Н. Набиуллин // Учебные материалы. – 2007. – Режим доступу до ресурсу: http://works.doklad.ru/view/GeXeB_1M3GI.html.
4. Шандала М. Г. Окружающая среда и здоровье населения / М. Г. Шандала, Я. И. Звиняцковский. – Киев: Здоровье, 1988. – 152 с.
5. Апостолук С. О. Промислова екологія [Текст: навч. пос. / С. О. Апостолук, В. С. Джигирей, І. А. Соколовський та ін.; під ред. С. О. Апостолук. – 2-е вид. – К.: Знання, 2012. – 456 с.

Рецензент:

ВІКОВИЧ І.А., доктор технічних наук, професор, Національний університет «Львівська політехніка», професор кафедри транспортних технологій, Львів, Україна.

УДК 621.43+621.43.016.4-57+536.421+541.6:541.183

В.С. Вербовський¹, І.В. Грицук², М.М. Скалига³, Є.В. Белоусов¹, М.В. Рудинець³¹ Інститут Газу Національної Академії Наук України² Херсонська державна морська академія³ Луцький національний технічний університет**ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОВОЇ ПІДГОТОВКИ ДВИГУНА СТАЦІОНАРНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕПЛОВИХ АКУМУЛЯТОРІВ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДУ**

В статті розглянуто особливості побудови системи теплової підготовки двигуна стаціонарної енергетичної установки за допомогою теплових акумуляторів фазового переходу. Представлені результати використання системи теплової підготовки для забезпечення температурних параметрів стану двигуна внутрішнього згорання в різних кліматичних умовах експлуатації з урахуванням впливу комплектації системи.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання, система, тепла підготовка, тепловий акумулятор, фазовий перехід.

**В.С. Вербовский, И.В. Грицук, Н.Н. Скалыга, Е.В. Белоусов, Н.В. Рудинец
ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ ДВИГАТЕЛЯ СТАЦИОНАРНОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ С ПОМОЩЬЮ ТЕПЛОВЫХ АККУМУЛЯТОРОВ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДА**

В статье рассмотрены особенности построения системы тепловой подготовки двигателя стационарной энергетической установки с помощью тепловых аккумуляторов фазового перехода. Представлены результаты использования системы тепловой подготовки для обеспечения температурных параметров состояния двигателя внутреннего сгорания в различных климатических условиях эксплуатации с учетом влияния комплектации системы.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, система, тепловая подготовка, тепловой аккумулятор, фазовый переход.

**V. Verbovsky, I. Gritsuk, M. Skalyga, E. Belousov, M. Rudinets
FEATURES OF THERMAL PREPARATION OF THE ENGINE OF A STATIONARY POWER PLANT WITH THE HELP OF THERMAL ACCUMULATORS OF A PHASE TRANSITION**

In the article features of construction of system of thermal preparation of the engine of a stationary power installation with the help of heat accumulators of a phase transition are considered. The results of the use of the thermal preparation system for providing the temperature parameters of the state of the internal combustion engine in various climatic conditions of operation are considered taking into account the effect of system integration.

Key words: internal combustion engine, system, thermal preparation, heat accumulator, phase transition.

Вступ. Для забезпечення теплової підготовки стаціонарного газового двигуна розмірності 6Ч 12/14 була розроблена система теплової підготовки (СТП) на основі теплових акумуляторів фазового переходу.

Актуальність досліджень. Ефективність теплової підготовки двигуна стаціонарної енергетичної установки за допомогою теплових акумуляторів (ТА) фазового переходу залежить від їх конструктивних особливостей, параметрів технічного стану двигуна, кліматичних умов тощо [1]. У зв'язку з цим виникає задача керування процесами теплової підготовки стаціонарного двигуна [1, 2] при різних комплектаціях системи теплової підготовки. Розв'язанню цієї проблеми присвячені численні роботи багатьох авторів [1, 2].

Постановка задачі. Розробка СТП ставила за мету забезпечити теплову підготовку стаціонарного двигуна, на першому етапі, в частині системи мащення, а, на другому етапі – в частині комплексної дії одночасно на систему мащення і сорочку системи охолодження двигуна.

Результати досліджень. СТП стаціонарного газового двигуна К-159 М2 (6Ч 12/14) складається з підсистем (рис. 1): прискореного прогріву (СППД), утилізації теплової енергії ВГ тепловим акумулятором (ТА) фазового переходу (СУТТА), контактного теплового акумулятора (КТА), накопичувача моторної оливи з тепловим акумулятором (НМОТА). СТП конструктивно входить, як складова частина, до систем мащення (СМ) і охолодження (СОД) газового двигуна і виконує частину їх функцій та здійснює визначальний вплив на протікання робочого процесу газового двигуна [3].

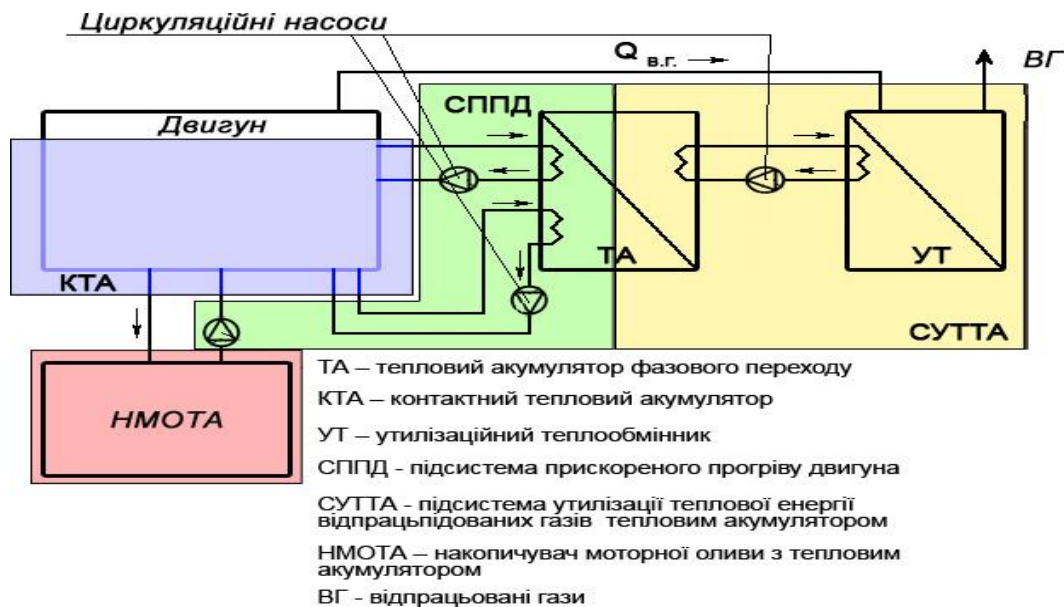


Рис. 1. Схема системи теплової підготовки на сонові теплових акумуляторів фазового переходу

Складові СТП газowego двигуна, а саме СППД, СУТТА і КТА входять як складові елементи в систему охолодження двигуна, а СППД, СУТТА, КТА і НМОТА - в систему мащення двигуна. СТП забезпечує передпусковий і післяпусковий прогрів МО і ОР газowego двигуна до температури, при якій можливо здійснювати навантаження двигуна, а потім до робочої температури та довготерміново підтримує їх у межах, обумовлених робочим процесом та конструкцією двигуна. Підсистеми СТП можуть працювати спільно у складі та за алгоритмом роботи системи, або окремо одна від одної з виконанням властивих їм функцій [2, 3]. Принцип роботи КСПП в цілому полягає в накопиченні ТА фазового переходу теплової енергії ВГ, яка утворюється при згоранні палива та не використовується на корисну роботу, а викидається в атмосферу з ВГ.

Накопичення теплової енергії в ТА фазового переходу СУТТА стає можливим завдяки встановленню паралельно глушнику в випускному трубопроводі газowego двигуна утилізаційного теплообмінника (УТ), який пов'язаний з ТА фазового переходу СУТТА трубопроводом, за допомогою якого, завдяки циркуляційному насосу з модульованою подачею і з власною системою керування, відбувається циркуляція теплоносія СУТТА. Теплоносій проходячи через УТ в випускному трубопроводі розігрівається від теплової енергії ВГ до температури 150...190 (200) °С (в якості теплоносія в процесі досліджень використовувалась технічна рідина з температурою кипіння 220 °С). Таке конструктивне рішення прийнято для того, щоб забезпечити можливість відключення УТ після того, як ТА фазового переходу СУТТА буде повністю заряджений. Теплоносій з УТ потрапляє в ТА фазового переходу СУТТА, який заповнений фазоперехідним теплоакмулюючим матеріалом (ТАМ) і представляє собою теплоізолюваний резервуар з трьома теплообмінниками (для заряджання та розряджання ТА відповідно в СОД і СМ газowego двигуна).

Теплоносій в СУТТА, при проходженні від УТ до ТА СУТТА, охолоджується та віддає накопичену теплову енергію ТАМ. В процесі накопичення теплової енергії ТАМ найбільшу ефективність являє собою процес фазового переходу речовини – наповнювача ТА, тобто зміна його агрегатного стану, на яку потрібна велика кількість теплової енергії ВГ. Попередній нагрів ТАМ в ТА, до значень температури фазового переходу, та подальший, після досягнення значень температури фазового переходу, в процесі фізичного накопичення теплової енергії ТАМ, є не таким енергоємним, як безпосередньо процес фазового переходу в ТАМ. Особливості процесу роботи ТА фазового переходу СУТТА в різних періодах накопичення і віддачі теплової енергії детально описані в [1, 3].

Контактний тепловий акумулятор (КТА) ДВЗ (рис. 1) являє собою багат шаровий чохол, закріплений ззовні на оболонці блока циліндрів та піддоні двигуна, так щоб забезпечити щільне прилягання [3]. Особливістю конструкції КТА 17 ДВЗ є наявність секцій-контейнерів з ТАМ на основі фазоперехідного матеріалу, що закріплені ззовні на поверхнях блока циліндрів і піддона газowego ДВЗ, зверху закритих теплоізоляційним чохлом, що складається з декількох шарів

теплоізоляційного матеріалу [3]. Застосування КТА ДВЗ не вимагає внесення яких-небудь істотних змін у конструкцію двигуна та його систем, він легко монтується, простий в обслуговуванні і не вимагає додаткового джерела енергії. Робота КТА заснована на виділенні й поглинанні теплоти блоку циліндрів і піддону газового двигуна при зміні фазового стану теплоакмулюючого матеріалу, який входить до складу його конструкції. Завдяки його використанню досягається мінімальна втрата теплоти, що виділяється газовим двигуном протягом часу його роботи, оскільки він виконує теплоізолюючу функцію, а також вдається уникнути появи термічних напруг у двигуні при його прогріві, тому що робочий процес КТА полягає в довготривалій підтримці температури ОР і МО двигуна на відміну від відомих ТА, де здійснюється нагрівання ДВЗ після зупинки [3].

Особливістю конструкції НМОТА є наявність в оболонці ємності додаткового контактного теплового акумулятора, що аналогічний за конструкцією і принципу дії КТА, але встановлений на корпусі сосуда для зливу МО. Завдяки використанню НМОТА досягається мінімальна втрата теплоти, що виділяється МО, після її зливання в теплоізолюваний посуд, під час довготривалої зупинки газового двигуна, а також при зворотному закачуванні МО двигуна вдається додатково прискорено прогріти елементи СМ двигуна, а саме зону колінчастого валу, головної масляної магістралі і зону масляної оболонки ДВЗ. Температура МО двигуна в НМОТА контролюється за допомогою вбудованого датчика температури МО.

Передпусковий і післяпусковий прогрів МО і ОР двигуна можливий при штатному прогріві ДВЗ і (або) в наступних варіантах роботи СТП газового двигуна: при роботі тільки підсистеми СППД, при роботі підсистеми СППД з ТА фазового переходу СУТТА, поєднанні КТА (НМОТА) або КТА + НМОТА і ТА фазового переходу СУТТА. Зберігання теплової енергії МО і ОР двигуна можливо при штатній комплектації ДВЗ і (або) в наступних варіантах роботи СТП газового двигуна: при роботі підсистеми СППД з ТА фазового переходу СУТТА, при роботі тільки КТА або НМОТА, поєднанні КТА (НМОТА) або КТА + НМОТА і ТА фазового переходу СУТТА.

Отримавши теплову енергію від МО і ОР елементи ДВЗ передають її камері згорання, що позитивно впливає на процес пуску ДВЗ, який відбувається після того, як датчики СТП ДВЗ зафіксують температуру МО і ОР на рівні $+40...60$ °С. Після цього відбувається запуск газового ДВЗ та є можливість навантаження двигуна. Після запуску двигуна СТП продовжує свою роботу та сприяє більш швидкому та ефективному прогріву працюючого двигуна до температури МО і ОР на рівні $+85$ °С. Після досягнення температури МО і ОР $+85$ °С СТП переходить в режим підтримання її в заданих межах, тобто 85 ± 5 °С, а після цього підключає ШС двигуна. Функціонування розробленої СТП газового ДВЗ побудовано на аналізі температурних значень теплоносіїв МО і ОР [3].

За допомогою розроблених математичних моделей [4] було виконано дослідження процесів теплової підготовки з фазоперехідними тепловими акумуляторами (ТА) в процесі виконання циклу їх розрядки – зарядки у складі дослідної системи для газового двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) К-159 М2 (6Ч 12/14). В математичних моделях були враховані особливості конструкції дослідного двигуна, фазоперехідних ТА, систем охолодження (СОД) і мащення (СМ), при здійсненні прогріву моторної оливи (МО) в процесі забезпечення теплової підготовки.

Розроблені методики і математичні моделі [4, 5] розрахунку роботи ТА, контактної теплового акумулятора (КТА), накопичувача моторної оливи з ТА (НМОТА) фазового переходу СТП в процесі повного циклу їх розрядки – зарядки – зберігання теплової енергії у складі дослідної системи, як за рахунок фізичного охолодження – нагрівання, так і при здійсненні процесу кристалізації теплоакмулюючого матеріалу (ТАМ) в квазіізотермічному режимі. Для формування бази вихідних даних в математичній моделі СТП дослідного газового двигуна вихідні дані стосовно теплових параметрів при роботі ДВЗ в режимі холостого ходу були отримані за допомогою програмного комплексу Diesel-RK. За допомогою розробленої математичної моделі визначений вплив швидкості циркуляції МО газового двигуна на час його прогріву, який показав, що за рахунок збільшення швидкості циркуляції МО в СП до 0,22 м/с можливо скоротити час прогріву МО двигуна на 5,1 – 5,5 хв., тобто на 10,9 - 21%.

Виходячи з розроблених алгоритмів передпускового прогріву СМ газового двигуна були складені 6 основних варіантів для виконання аналізу можливостей використання складових ТА розробленої СТП. При цьому, для всіх означених варіантів, під час здійснення передпускового прогріву газового двигуна з СТП, оцінювались наступні режимні параметри: прогрів МО від T_{oc} до 50 °С, хв., підтримання в процесі зберігання $T_{MO} \approx 50$ °С, хв., прогрів МО від 50 °С до 85 °С, хв.

Аналіз параметрів роботи проводився для СМ двигуна при різних температурах оточуючого середовища в умовах експлуатації, а саме: 20 °С, 0 °С, -20 °С.

Оцінка впливу конструктивних параметрів та параметрів налаштування СТП на час передпускового прогріву та паливну економічність газового двигуна К-159 М2 (6Ч 12/14) підтвердила покращення термінових параметрів прогріву, паливної економічності при роботі газового двигуна за розробленим циклом прогріву із застосуванням системи прогріву, а також ефективність застосування СТП, як одного з дієвих напрямків покращення показників паливної економічності ДВЗ без суттєвого збільшення вартості СТП двигуна енергетичної установки.

Порівняння часу прогріву МО двигуна (рис. 2) показало, що СТП з ТА дозволяє суттєво покращити показники часу прогріву МО від температури оточуючого середовища T_{oc} до 50 °С на 8,3 – 15 хв. (до 25 - 41,3%) у порівнянні зі штатною системою двигуна. При цьому витрата палива на прогрів МО двигуна в аналогічних умовах (рис. 3) зменшується на 1,79 – 2,8 кг, або до 73,8 – 75,2%, у порівнянні з використанням штатної системи (ШС) мащення двигуна. Суттєвим позитивним моментом при здійсненні прогріву МО ДВЗ є додатковий прогрів зони колінчастого валу двигуна. Саме ця особливість є суттєвою для двигуна К-159 М2 (6Ч 12/14), як базового при його використанні на транспорті (залізничному і водному) і в стаціонарній енергетиці. При варіюванні використання комбінацій варіантів поєднання основних підсистем СТП найбільш доцільним залишається варіант з використанням фазоперехідного ТА для розглянутого випадку, тобто прогріву МО від T_{oc} до 50 °С, хв.

Висновки. В цілому використання СТП доцільно для забезпечення передпускової підготовки МО газового двигуна К-159 М2 (6Ч 12/14) в різних кліматичних умовах експлуатації, а особливості комплектації і технології використання вибираються в залежності від експлуатаційних потреб і призначення двигуна. В результаті проведеної роботи були розроблені основні рекомендації для створення СТП для газового двигуна, що враховують широкий спектр зовнішніх та внутрішніх факторів, які впливають на роботу системи, точність, надійність її роботи та зручність в експлуатації.

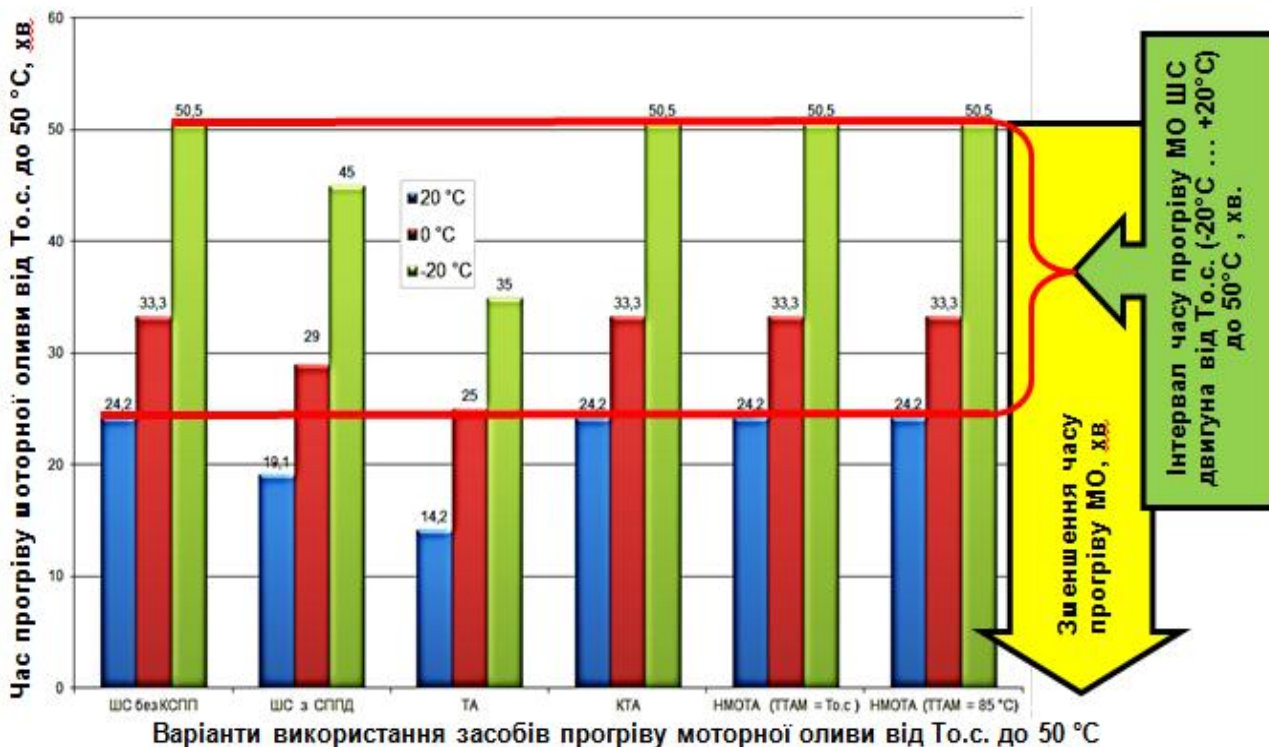


Рис. 2. Результати дослідження впливу основних варіантів комплектації системи теплової підготовки на час прогріву моторної оливи двигуна 6Ч 12/14 від T_{oc} до 50 °С

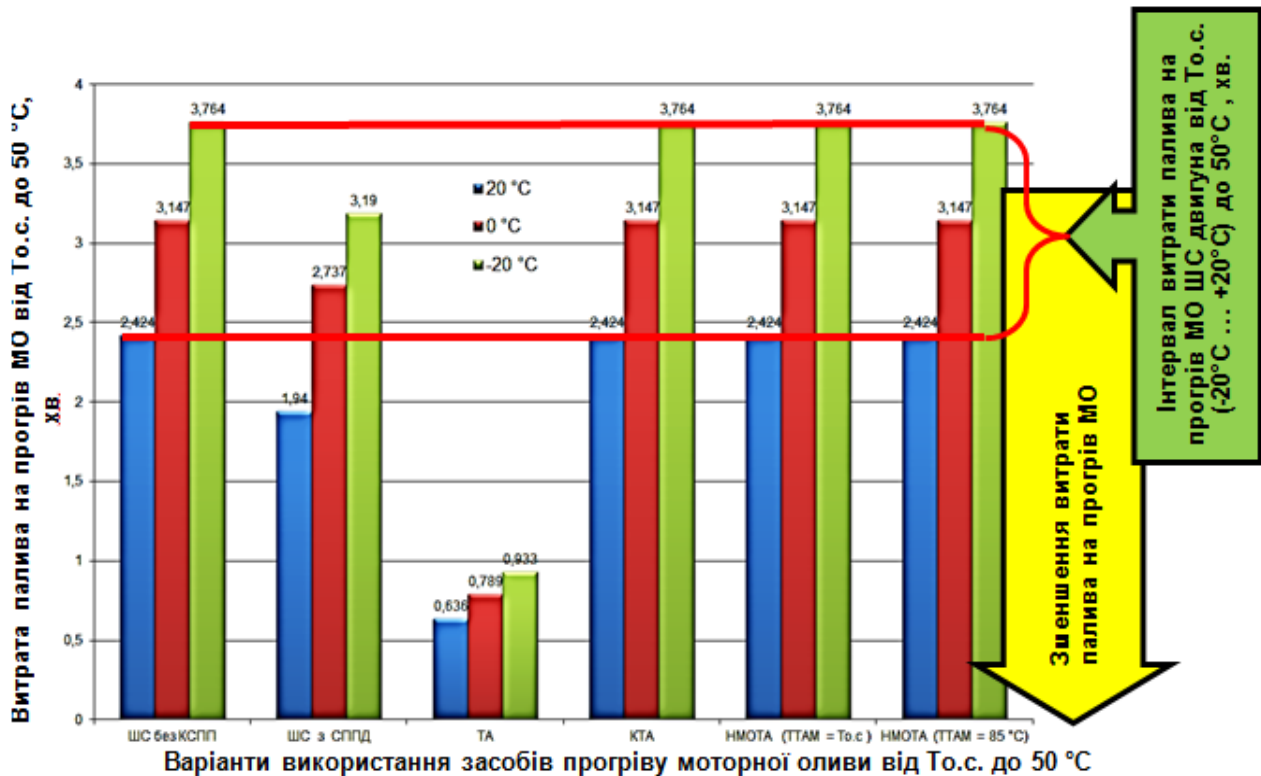


Рис. 3. Результати дослідження впливу основних варіантів комплектації системи теплової підготовки на витрату палива при прогріві МО двигуна 6Ч 12/14 від $T_{o.c}$ до 50 °C

Література

1. Волков В.П. Системи прогріву двигунів внутрішнього згорання: основи функціонування / В.П. Волков, І.В. Грицук, Ю.Ф. Гутаревич, В.Д. Александров, В.Й. Поддубняк, Ю.В. Прилепський, П.Б. Комов, Д.С. Адров, В.С. Вербовський, З.І. Краснокутська, Т.В. Волкова - Донецьк: ЛАНДОН-XXI, 2015.- 314 с.
2. Грицук І.В. Комплексний комбінований прогрів: системний підхід до формування схем забезпечення оптимального температурного стану тз в умовах експлуатації / І.В. Грицук // Вісник НТУ «ХП». 2015. № 10 (1119), с. 95-101.
3. Патент № 94641 Україна, МПК (2014.01) F01P 3/22 (2006.01), F01M 5/00, «Система регулювання температури охолоджуючої рідини, температури і тиску моторної оливи двигуна внутрішнього згорання з утилізацією теплоти тепловими акумуляторами» В.Й. Поддубняк, Ю.Ф. Гутаревич, О.І. П'ятничко, І.В. Грицук, В.С. Вербовський, М.І. Сергієнко, О.О. Зародов, Д.С. Адров, А.М.Гущин, Ю.В.Прилепський, Д.М. Трифонов, З.І. Краснокутська, А.В. Вербовський, А.І. Грицук / (Україна); Заявник і патентовласник: Донецький інститут залізничного транспорту, Національний транспортний ун-т, Інститут газу НАНУ, Державний № u2014 05701; заяв.27.05.2014; опубл. 25.11.2014, Бюл. №22.-14 с.:іл.
4. Вербовський В.С. Математична модель розрахунку показників роботи двигуна внутрішнього згорання з системою передпускового прогріву при здійсненні передпускового і післяпускового прискореного прогріву / В.С.Вербовський, І.В. Грицук, Д.С. Адров // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». - Луцьк: ЛНТУ, 2014. – Випуск №45, - с.64-71.
5. Вербовський В.С. Оцінка доцільності проведення передпускової і післяпускової підготовки газового двигуна К-159 М2 за допомогою комплексної системи передпускового прогріву / В.С. Вербовський // Збірник наук. праць ДонІЗТ УкрДАЗТ. - Донецьк: ДонІЗТ, 2014 – Випуск №39, с.93-99.

Рецензент:

Волков Володимир Петрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів, Харківський Національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна.

УДК 658.516

І.А. Вікович¹, Р.І. Радчук², М.М. Осташук¹¹Національний університет «Львівська політехніка»²Київський національний університет ім.Тараса Шевченка**ХАРАКТЕРНІ ОСОБЛИВОСТІ НАЙСУЧАСНІШИХ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ**

У роботі наведено головні особливості найсучасніших і перспективних моделей легкових електромобілів, сонцеомобілів, електроавтобусів та відзначено перспективні розробки електровантажівок, електротягачів, електровантажопідійомної і складської техніки та найрізноманітніших видів електротранспорту тощо.

Ключові слова: електромобіль, електрокар, сонцеомобіль, електровантажівка, електроавтобус

І.А. Викович, Р.И. Радчук, М.М. Осташук

ХАРАКТЕРНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СОВРЕМЕННЫХ ЭЛЕКТРОМОБИЛЕЙ

В работе приведены основные особенности современных и перспективных моделей легковых электромобилей, солнцемобилей, электробусов и отмечено перспективные разработки электрогрузовиков, электротягачей, электрогрузоподъемной и складской техники и различных видов электротранспорта Hyper loop, электрических средств, которые двигаются с помощью электротяги и содержатся в равновесии с помощью гироскопа и системы балансиров и тому подобное.

Ключевые слова: электромобиль, электрокар, солнцемобиль, электрогрузовик, электробус.

I.A. Vikovich, R.I. Radchuk, M.M. Ostashuk

CHARACTERISTIC FEATURES OF STATE-OF-THE-ART ELECTRIC VEHICLES

The main features of the most up-to-date and long-lasting models of passenger electric vehicles, suns electric vehicles, electric buses are presented in the work, and promising developments of electric traction trolleys, electric trolleys, electric hoisting and storage technology and the most diverse types of electric transport Hyperloop, electric vehicles powered by an electric motor and kept at equilibrium with gyroscopes and balance systems and more.

Key words: electric car, solar electric, electric truck, electric bus

Вступ. Електромобіль з'явився раніше, ніж автомобілі з двигунами внутрішнього згорання, ще у 1841 році [1]. Проте, із - за недосконалості, складності виготовлення й обслуговування та дороговизни акумуляторних батарей і малого пробігу на одній зарядці електромобілі не набували поширення понад 100 років. Але в останні роки у зв'язку з безперервним зростанням цін на нафту, газ та інші види палива, а також із значним забрудненням довкілля електромобілі знову стали набирати популярність.

Постановка проблеми. Основний чинник, який стримує, поки що, масове виробництво електромобілів — це малий попит, обумовлений високою вартістю та порівняно малим пробігом від однієї зарядки (100 – 400 км) і відсутність розгалуженої мережі зарядних станцій.

Найбільший відсоток(20%) електромобілів є в Норвегії і всього 1% у світі від загальної кількості автотранспортних засобів. За прогнозами IRENA, до 2030 року у світі буде 160 млн електромобілів. Світовим лідером електротранспорту сьогодні є Китай. У наступному десятилітті в Китаї та Індії повністю перейдуть на електромобілі з метою уникнення забруднення довкілля. Зокрема, Індія планує електрифікувати усі транспортні засоби в країні до 2032 року.

Результати досліджень. Серед нових легкових електромобілів 2018 р. слід виділити Hyundai Kona, Hyundai Kona electric із 400 км пробігом на одній підзарядці, електромобіль Hyundai Nexo на паливних осередках із запасом ходу 800 км і максимальною швидкістю 179 км/год. (рис. 1) та ті, що представлені нижче, а також Nissan Leaf, Nissan IMx, Jaguar I-Pace, GFG Sibylla Audi e-tron Quattro, Porsche Mission E Cross Turismo, SsangYong e-Siv EV, Cupra e-Racer та багато інших.



Рис.1. Електромобілі Hyundai Kona, Hyundai Kona electric та електромобіль Hyundai Nexo на паливних осередках

Серійне виробництво спортивних електромобілів Tesla New Roadster 4.0 почнеться з 2020 року, які матимуть один двигун спереду і два позаду та розвиватимуть максимальну швидкість 400 км/год., і завдяки новому режиму пришвидшення "MaximumPlaid", зможуть досягати швидкості 100 км/год за 1,9 с. (випуск заплановано з 2020 року, рис.2).



Рис. 2. Електромобілі Tesla New Roadster 4.0, Tesla Model 3 і TOYOTA SUPRA

Подібними до моделі Tesla Model 3 є Audi Q8, BMW X6, Maserati Levante, Mercedes-Benz, GLE Coupe тощо.

Новий електромобіль Tesla Model має задні двері «крила сокола» автопілот останнього покоління, який містить 8 камер кругового огляду, 12 оновлених ультразвукових датчиків, модифікований радар і оновлений «мозок» у вигляді суперкомп'ютера із збільшеним у 40 разів відносно поточної версії швидкодією. Запас ходу електромобіля Tesla Model - 370 км, а електричного кросовера Tesla Model X - 418 км і максимальна його швидкість 250 км/год, розганяється за 3,2 - 3,8 с.

У гібридній версії TOYOTA SUPRA бензиновий двигун приводить у рух задні колеса, електродвигун – передні.

Електрокар Volkswagen I.D. планують запустити у виробництво з 2019 року. Цей 4,1-метровий автомобіль оснастять 168-сильним електромотором і автопілотом. Він зможе розганятися до 100 км/год за 8 с, а його запас ходу становитиме приблизно 600 км.



Рис. 3. Електрокар Volkswagen I. D., Електровен Volkswagen I.D. Buzz та електричний кросовер MERCEDES-BENZ EQC із 408 к. с., 700 Н м

У салоні Volkswagen відсутні кнопки, оснащений автопілотом. Показання приладів виводяться на 10-дюймовий дисплей і проєктуються на лобове скло (рис.2). Замість дзеркал заднього виду встановлено камери. Для зручності посадки і висадки 4,1-метровий хетчбек оснащений зсувними дверцятами.

Безпілотний режим активується натисканням на логотип Фольксваген. У такому разі кермо ховається у приладову панель. Volkswagen I.D. Buzz створений спеціально для електрокарів, є восьмимісним і оснащений двома багажниками, а електричний кросовер MERCEDES-BENZ EQC в 408 к.с., 700 Нм

Демонструє новітні технології та майбутнє автоіндустрії Рено. Показаний на рис.4, електромобіль Renault TREZOR, потужність приводу якого 350 к.с. із двома модулями літій-іонних батарей, розміщених у передній і задній частинах та індивідуальними системами охолодження мас досконалий новий, динамічний і стильний дизайн з «ідеальною керованістю».



Рис. 4. Електромобіль Renault Trezor, електричний лімузин LVCHI Auto Vener і Хорватський електричний суперкар Rimac Concept_Two

Динамічні характеристики дають змогу електромобілю Renault TREZOR розганятися до 100 км/год. за 4 с. за рахунок геометрії фронтальної частини і низького коефіцієнта опору повітря 0,22.

Кузов його виготовлений із вуглеволокна, а шасі з легкосплавних матеріалів. Renault Trezor має довжину 4,7 метра і вагу 1,6 тонни. Потрапити у салон автомобіля можна тільки після підняття верхньої «кришки», що представляє собою цілісну верхню частину кабіни (рис. 4).

Перший у світі електролімузин має запас ходу 632 км, ємкість акумуляторної батареї 100 кВт год., потужність електродвигуна 1000 к. с., максимальну швидкість 286 км/год., розганяється до 100 км/год. за 2,5 с., а Хорватський електричний суперкар Rimac Concept_Two має запас ходу 650 км, ємкість акумуляторної батареї 120 кВт год., потужність електродвигуна 1408 кВт, максимальну швидкість 412 км/год., розганяється до 100 км/год. за 1,97 с.

Двомісний електромобіль – літак авіаційної компанії Lilium Aviation із вертикальним зльотом має 36 реактивних електродвигунів, максимальна швидкість польоту якого становить 300 км/год. і запас ходу 300 км на одному заряді.



Рис.5. Двомісний електромобіль – літак Lilium і його реактивний електродвигун та електромобіль – літакGF7

Автомобіль - літак GF7 на землі рухається завдяки роботі електродвигуна, який розганяє його до 160 км / год. Для зльоту необхідно розправити 7-метрові крила, під час польоту працює реактивний двигун, який пришвидшує GF7 до 885 км / год, заряджаючи при цьому батареї. Для зльоту і посадки необхідна злітна смуга завдовжки 2, 5км, максимально допустима висота польоту до 12 км. Електромобіль – літак Pop.Up авіабудівного концерну Airbus - це модульна конструкція, яка включає: шасі, двомісну пасажирську капсулу із високотехнологічного карбонового волокна та літальний апарат із двома електродвигунами по 17 кВт (рис. 6).



Рис.6. Електромобіль – літак Pop.Up для зльоту і руху дорогами

Подорож може здійснюватись як на землі, так і у повітрі. Система автоматично розраховує оптимальний маршрут з урахуванням потреб клієнта, часу, трафіку тощо.

Для руху дорогами загального користування капсула приєднується до чотириколісного візка-електрокара, виготовленого з вуглепластику, що має літій-іонну батарею енергоемністю 70 кВт-год. і на землі Pop.Up може їздити на відстань до 130 км, із максимальною швидкістю до 100 км/год.

Максимальна дальність польоту Pop.Up досягає 100 км, а серійний випуск заплановано на 2030 р.

Слід відзначити, що найпопулярніший у світі електромобіль "Мелекс" виготовляють у Польщі.

Малогабаритний передньопривідний електромобіль City Palіз синхронним двигуном на постійних магнітах, максимальною швидкістю 110 км/год. і запасом ходу 130 км оснащений кондиціонером та сучасною навігаційною системою, а також автоматичним безпілотним керуванням і зарядкою (рис.7).



Рис.7. Двомісний електромобіль City Pal і міський одномісний міні-електромобіль Step Deck та електромобіль, що рухається по рейках

Невеликі ділянки шляху електромобіль долає по звичайних дорогах, після чого в'їжджає на рейки й об'єднується у своєрідні поїзди і рух по рейках буде 120 км / год. Енергія для електромобілів подається безпосередньо по монорельсу, при цьому, заряджає акумулятори для нетривалої їзди по звичайних дорогах. Після прибуття до місця призначення водій виходить із машини і йде у своїх справах, а електромобіль самостійно автоматично відправляється на найближчу стоянку, звідки водій, за потреби, може викликати його для продовження руху.

Машини для транспортної системи RAF можуть бути будь-якими - "легковик", вантажівка, автобус, але для їзди по рейках в усіх у них повинен бути V-подібний канал, який проходить по днищу кузова електромобіля.

У середині минулого століття на одній із виставок компанія General Motors представила перший автомобіль на десяти сонячних селенових батареях, розміщених на його даху. Через 30 років, на початку дев'яностих років минулого століття, коли коефіцієнт корисної дії сонячної панелі піднявся до 15%, почався бум винаходів сонцемобілів. Недавно компанія Spektrolab концерну Boeing, розробила панелі з ефективністю близько 36%, що стало справжнім проривом у сфері використання енергії Сонця.

Мюнхенський стартап Sono Motors розробив сонцемобіль Sion, кузов якого суцільно покритий сонячними панелями, здатними заряджати тягові батареї навіть у похмуру погоду. Це - п'ятидверний компактвен, що вміщає шість пасажирів, включаючи водія (рис.8).



Рис.8. Сонцемобіль Sion, сонцемобіль Lightyear One та еспериментальний сонцемобіль

У дах, капот, двері і задні крила сонцемобіля Sion інтегровані високоефективні монокристалічні кремнієві елементи, які покриті 8-міліметровим шаром полікарбонату, що захищає їх від механічних пошкоджень і від несприятливих погодніх умов, забезпечують заряд акумулятора для пробігу 30 км на одній лише енергії сонця. Сонцемобіль Sion також має електродвигун потужністю 50 кВт, який здатний розігнати машину до 140 км/год., а 30-кіловатна батарея забезпечує запас ходу 250 км без підзарядки.

Сонцемобіль Lightyear One здатний пересуватись тільки за рахунок енергії сонця, дальність ходу 805 км. країнах з сонячним кліматом це дасть змогу йому їздити впродовж декількох місяців без підключення до мережі.

У комплекті автосонцеелектромобіля Sion буде поставлятися зарядний пристрій, що забезпечує заповнення ємності батареї на 80% за 30 хвилин.

Для кузовів електромобілів застосовують найлегші композитні матеріали високої міцності легкі електродвигуни постійного струму бесколлекторного типу із полюсами із рідкоземельних магнітних матеріалів.

Для повного виключення механічних втрат у трансмісії встановлюють мотор-колеса і автошини фірм Michelin, Dunlop тощо з дуже малим коефіцієнтом опору коченню 0,007. Коефіцієнт аеродинамічного опору електромобілів досягає мінімально можливої величини 0,1.



Рис. 9. Найшвидший сонцемобіль Eve і сонцемобіль Venturi Astrolabi Venturi Eclectic

Сонцемобіль Astrolabi французької фірми Venturi здатний проїхати 110 км без підзарядки з максимальною швидкістю 120 км/год.

Сьогодні на дорогах у Німеччині передбачено запуск руху електромобілів – безпілотників, яким дозволили їздити на загальних дорогах за умови, якщо водій буде перебувати за кермом, і повинен бути готовий у критичній ситуації, наприклад, у разі проколу колеса, взяти на себе керування.



Рис. 10. Німецький електромобіль – безпілотник, японський двомісний робототехнічний самокерований міні електромобіль ROPITS і електротрицикл без водія GoCar (Іспанія)

Загалом самокеровані автомобілі будуть безпечнішими, ніж водії за кермом, завдяки швидшому і розвиненому інтелекту автопілота у майбутньому. Самокерований автомобіль має бути обладнаний "чорною скринькою" як у літаках. Він записуватиме маршрут, визначатиме, коли саме автомобілем керував водій, а коли – штучний інтелект. У разі аварії це допоможе визначити, хто несе відповідальність – виробник автопілота чи водій. Використання автомобілів з автопілотом значно підвищить пропускну спроможність магістралей та середню швидкість руху. Особлива увага буде стосуватись кібербезпеки комп'ютерної системи автомобіля. До 2021 року в Гамбурзі з'являться автобуси без водіїв. Норвегія планує дозволити тестування самокерованих автомобілів.

У Сінгапурі курсують самокеровані автобуси з електричними двигунами для скорочення заторів на міських вулицях за допомогою роботизованих транспортних засобів, а у Парижі безпілотні мініавтобуси Arma (рис.11). Вони дозволяють швидко добиратися від офісу до метро або паркування.



Рис. 11. Самокеровані автобуси з електричними двигунами у Сінгапурі та безпілотні мініавтобуси Arma у Парижі

Міні - автобуси Arma із повністю електричним приводом обладнані камерами, високоточним GPS-приймачем і лідарми., вмістимістю 12 пасажирів.

Сьогодні особливо ширококого розповсюдження набули електроавтобуси, зокрема: ProterraCatalyst (40 foot) і ProterraCatalyst (35 foot), EBUSBYD, FlashShuttle, безпілотний автобус WEpod, TOSA та "Електрон" E19101, електробуси-амфібії (Амфібус) тощо.

Сьогодні також широко застосовують електровантажівки: Volvo, Mercedes-Benz UrbaneTruck, Renault Trucks, «розумну» систему сортування вантажу для Mercedes-Benz VisionVan, Електровантажівку Tesla Semi, Електричний 26-тонний тягач MAN Metropolis і 23-тонний електротягач E-FUSO Vision One, **електротягач АЕОS**, складський 28 тонний електротягач Jungheinrich, **безпілотну електровантажівку EinrideT-Pod**, шведські електровантажівки для карерів, електросамоскид Taylor Dunn EV 1000 electrotruck 2000 тощо.

Модель електровантажівки компанії із США Nikola Motor Company має запас ходу новинки 2000 км, а потужність силової установки 2000 к. с (рис.12).



Рис.12 . Електровантажівки Nikola Motor Company, Mercedes-Benz UrbaneTruck і Mercedes-Benz Vision Van

Повністю завантажена електровантажівка здатна розігнатись до 100 км/ч за 30 с, маючи низкий коефіцієнт чолового опору. 26 тонна електровантажівка Mercedes-Benz UrbaneTruck може проїжджати без підзарядки до 200 км, укомплектована телематичною системою, яка дозволяє розпланувати робочий день; камерами, які замінюють бічні дзеркала заднього виду; парою екранів у кабіні, один з яких розташовується на місці приладової панелі, а також планшетним комп'ютером, що дає змогу дистанційно відстежувати стан вантажівки.

У малотоннажній Mercedes-Benz Vision Van у кузові змонтована розумна система сортування вантажів, яка сама вибирає і висуває для розвантаження потрібний вантаж, коли фургон приїжджає за адресою.

Сьогодні набувають широкого розповсюдження найрізноманітніші види електротранспорту: Hyperloop— мережі "капсул" всередині герметичних трубоподібних тунелів, які рухаються без будь-яких рейок, електротранспортні засоби, які рухаються за допомогою електротяги і утримуються у рівновазі гіроскопами та системами балансірів: оригінальні електроскутери, джетролі, сучасні електровелосипеди і електромотоцикли, моно – і дуоколеса Segway Uno, уніцикли Ryno Micro-Cycle з одним колесом тощо.

Висновок. Безліч інших екологічних і високотехнологічних засобів руху покликані стати відмінною альтернативою традиційним способам пересування у великих містах, зокрема магнітні монорейкові «таксі» SkyTran, струнний і рейково-струнний Юнібус із двомісними капсулами SkyWay, ескалатори Central-Mid Levels тощо.

Література:

1. Жук А.З., Клейменов Б.В., Фортов В.Е., Шейндлин А.Е. Электромобиль на алюминиевом топливе. — М: Наука, 2012. — 171 с. — ISBN 978-5-02-037984-8.

Рецензент:

Харченко Євген Валентинович, доктор технічних наук, професор, Національний університет «Львівська політехніка», професор кафедри опору матеріалів і будівельної механіки, Львів, Україна.

УДК 629.114

Д.М. Гандзюк

Луцький національний технічний університет

СПОСОБИ ПІДВИЩЕННЯ ШВИДКОСТІ СПРАЦЬОВУВАННЯ ГАЛЬМОВОГО ПРИВОДА ТРИЛАНКОВИХ АВТОПОЇЗДІВ

У роботі розглянуто та проаналізовано способи підвищення швидкості спрацьовування гальмового привода триланкових автопоїздів.

Ключові слова: автопоїзд, гальмування, гальмовий привід, пневмопривід, швидкість спрацьовування

Д.Н. Гандзюк

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ СКОРОСТИ СРАБАТЫВАНИЯ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА ТРЕХЗВЕННЫХ АВТОПОЕЗДОВ

В работе рассмотрены и проанализированы способы повышения скорости срабатывания тормозного привода трехзвенных автопоездов.

Ключевые слова: автопоезд, торможение, тормозной привод, пневмопривод, скорость срабатывания.

D. Gandzyuk

METHODS FOR INCREASING THE SPEED OF OPERATION OF THE BRAKE DRIVE THREE-LINK ROAD TRAINS

The paper considers and analyzes ways to increase the speed of brake actuation of three-axle trains.

Keywords: road train, braking, brake drive, pneumatic drive, speed of operation.

Постановка проблеми. Гальмові властивості належать до одних із найважливіших експлуатаційних характеристик, які визначають активну безпеку дорожніх транспортних засобів (сукупність спеціальних конструктивних заходів, які забезпечують зниження ймовірності виникнення дорожньо-транспортних пригод).

Погіршення гальмових властивостей триланкових автопоїздів зумовлене, в першу чергу, зниженням швидкості спрацьовування гальмового пневмопривода, що є вагомим недоліком автопоїздів, сформованих з наявного рухомого складу без внесення в їх конструкцію необхідних змін для покращення гальмових властивостей. Збільшення часу спрацьовування гальмового привода призводить до збільшення гальмового шляху і погіршення стійкості автопоїзда при гальмуванні внаслідок асинхронного спрацьовування гальмових механізмів ланок автопоїзда.

Саме тому пошуку способів підвищення швидкості спрацьовування гальмового привода автопоїздів необхідно приділити велику увагу.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Основні теоретичні положення щодо процесу гальмування були запропоновані Н.А. Бухарінім [1], Б.Б. Генбомом [2]. Я.Е. Фаробінім [3] та іншими.

Дослідженню гальмових властивостей транспортних засобів та, зокрема, шляхів підвищення швидкості спрацьовування гальмового привода присвячені роботи Солнцева А. Н. [4], Сосика А.Ю. [5, 6, 7], Маргопця С.О. [8], Прогнія П.Б. [9], Холодова М.П. [10], Ревіна С.А. [11] та інших.

Нормативними показниками, що визначають ефективність роботи системи гальмування, є:

- гальмівний шлях;
- усталене сповільнення;
- коефіцієнт рівномірності розподілу гальмівного зусилля;
- час спрацьовування гальмового привода.

Правила №13 ЕСК ООН обмежують час спрацьовування гальмової системи не більше 0,6 с при тиску 75% від заданого (у стандарті США FMVSS 121 ця величина складає 0,35 с при тиску в гальмовій системі 60% від заданого), а нормативна гальмівна ефективність повинна досягатись без блокування коліс та відхилень від напрямку руху. Асинхронність спрацьовування (різниця між тривалостями спрацьовування гальмової системи, відповідно, наступної та попередньої ланок автопоїзда, безпосередньо сполучених між собою) робочої гальмової системи ланок автопоїзда не повинна перевищувати 0,3 с. Асинхронність у момент початку зростання тиску у гальмовій системі автомобіля-тягача та причепа (напівпричепа) повинна знаходитись у межах від -0,1 с до +0,2 с.

Для зменшення величини тривалості спрацьовування впроваджуються пневматичні, електрогідравлічні та електромеханічні приводи гальмової системи, де застосовуються

різноманітні додаткові опції автоматичного керування: EBS (Electronic Braking System), EBV (Elektronische Bremskraftverteilung), PBA (Predictive Brake Assist) та інші.

Матеріали та результати досліджень. На сьогодні існує багато нормативних документів, що регламентують гальмові властивості автопоїздів. Серед основних стандарт Швеції F-18, стандарт США FMVSS 121 (Federal Motor Vehicle Safety Standards), Правила ЄЕК ООН №13 «Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій M, N і O стосовно гальмування».

В Україні, відповідно до Закону України «Про стандартизацію» від 05.06.2014 № 1315-VII, Розпорядження Кабінету Міністрів України від 26.11.2014 № 1163-р, Програми робіт з національної стандартизації та Плану перевірки національних нормативних документів, Державним підприємством «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ») наказом №392 від 21.11.2016 року з 01.01.2017 року було скасовано національні нормативні документи, які регламентували вимоги до гальмових систем:

ДСТУ UN/ECE R 13-07,08:2002 «Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій M, N і O стосовно гальмування»;

ДСТУ UN/ECE R 13-09:2004 «Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій M, N і O стосовно гальмування»;

ДСТУ UN/ECE R 13-N-00:2004 «Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження легкових автомобілів стосовно гальмування».

На даний час у своїй діяльності Україна керується Правилами ЄЕК ООН №13 «Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій M, N і O стосовно гальмування».

Проте у всіх існуючих нормативних документах практично не приділено уваги багатоланковим (з трьома та більшою кількістю ланок) автопоїздам, які набувають все більшого поширення.

Аналіз експериментальних даних показує, що крім значного часу спрацьовування гальмових систем досліджуваних триланкових автопоїздів, не задовольняючого вимогам нормативних документів, при екстремому гальмуванні спостерігається також асинхронність спрацьовування гальмових механізмів ланок автопоїздів. При чому спочатку спрацьовують гальмові механізми автомобіля-тягача, потім першого причепа, другого причепа. При такому гальмуванні у зчіпних пристроях автопоїзда виникають значні зусилля стиску, що може призвести до втрати стійкості автопоїзда при гальмуванні, а також його складання. До того ж спостерігається залежність швидкості спрацьовування гальмового пневмопривода від довжини автопоїзда, а відповідно і від довжини повітряної магістралі. Більша довжина автопоїзда значно зменшує швидкість спрацьовування гальмового пневмопривода.

Для значного підвищення швидкості спрацьовування гальмового привода триланкових автопоїздів необхідна конструктивна модернізація їх гальмових систем. Перший спосіб підвищення швидкості спрацьовування гальмового пневмопривода полягає у зменшенні опору потоку повітря. Зменшення опору потоку повітря досягається шляхом усунення малих перетинів в приводі та крутих вигинів. Також необхідне випрямлення потоку повітря в сполучних головках та застосування прямолінійних трубопроводів з гладкими стінками. Другий спосіб полягає у підвищенні тиску повітря в гальмовій системі. При підвищенні тиску повітря в пневмосистемі збільшується швидкість проходження повітря внаслідок збільшення різниці тиску в ресивері, з якого виходить стиснене повітря, та у виконавчих апаратах, у які стиснене повітря потрапляє. Проте цей спосіб значно ускладнює конструкцію гальмової системи, підвищує її вартість та витрати енергії на стиснення повітря, тому даний спосіб не рекомендується. Також підвищення швидкості спрацьовування гальмового привода може бути досягнуто застосуванням додаткових прискорювальних клапанів [3].

На даний час найбільш ефективним варіантом покращення гальмових властивостей автопоїздів великої габаритної довжини може стати застосування електропневматичного гальмового привода, який повинен задовольняти нормативні вимоги до показників ефективності гальмових систем, мати просту конструкцію та бути надійним у роботі [4]. У таких приводах гальмові механізми приводяться в дію стисненим повітрям, а сигнал керування передається по електричному колу від спеціального пристрою. Такий привод в поєднанні з антиблокувальною системою (ABS) дозволяє значно підвищити ефективність гальмування та стійкість триланкового автопоїзда при гальмуванні.

Висновки. В результаті дослідження та аналізу способів підвищення швидкості спрацьовування гальмового привода триланкових автопоїздів великої габаритної довжини найбільш ефективним варіантом покращення їх гальмових властивостей може стати застосування електропневматичного гальмового привода.

Література

1. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей. / Николай Аркадьевич Бухарин - М.:Машгиз, 1950. - 292 с.
2. Генбом Б.Б. Тормозная диаграмма автомобиля / Б.Б. Генбом, В.А. Демьянюк // Сборник Труды ГСКБ по автобусам. - 1970. - №2. - С. 134-146.
3. Фаробин Я.Е. Трехзвенные автопоезда / Я.Е. Фаробин, А.М. Якобашвили, А.М. Иванов //— М.: Машиностроение, 1993. – 224 с.
4. Солнцев А.Н. Совершенствование процесса торможения автопоезда большой габаритной длины: дис. ... кандидата техн. наук: 05.05.03 / Солнцев Александр Николаевич. – Москва: МАДИ, 2004.– 169 с.
5. Сосик А.Ю. Шляхи зменшення тривалості спрацьовування гальмівної системи під час екстреного гальмування автомобіля / А.Ю. Сосик // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. - 2014. - №1. - С. 61-67.
6. Сосик А.Ю. Підвищення ефективності гідравлічного приводу гальмівної системи автомобілів категорії М1 / А.Ю. Сосик // Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту» (19-21 жовтня 2015року). - Вінниця: ВНТУ, 2015. - С. 234-235.
7. Сосик А.Ю. Підходи до визначення часу спрацьовування гальмівної системи з електромеханічним типом приводу / А.Ю. Сосик // Вісник КДУ імені Михайла Остроградського. – 2010. №1(60). - С. 157-159.
8. Магопєць С.О. Нова конструкція електропневмопривода гальм для автопоїздів / С.О. Магопєць, О.О. Золенко // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту: науково-виробничий збірник. - 2007. - № 1(4). - С. 77-80.
9. Прогній П.Б. Поліпшення стійкості автомобільного поїзда у гальмівному режимі: дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.02 / Прогній Павло Богданович. – Київ: НТУ, 2016. - 176 с.
10. Холодов М.П. Совершенствование методов расчета динамики торможения колесных тракторов и тракторных поездов: дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.02 / Холодов Михаил Павлович. – Харьков: ХНАДУ, 2015. - 153 с.
11. Ревин С.А. Повышение тормозных свойств малотоннажных автопоездов с АБС: дис. ... кандидата техн. наук: 05.05.03 / Ревин Сергей Александрович. – Волгоград: ВГТУ, 2003. – 133 с.
12. Regulation No 13 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking (Regulation No13 /E/ESE/324/E/ESE/TRANS/505/Rev.1/Add.12).
13. Стандарт США FMVSS-121. «Пневматические тормозные системы». Стандарт № 121 / ВЦП №Ц-45690. С. 28. Federal Motor Vehicle Safety Standards FMVSS 121, «Air Brake System», National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) requires.

Рецензент:

Кравченко Олександр Петрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі і транспортні технології», Житомирський державний технологічний університет, Житомир, Україна.

УДК 656.021.2

Е.М. Гецович², Г.К. Мустафаєв¹¹ Харківський національний автомобільно-дорожній університет² Сумський національний аграрний університет**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ ВОДИТЕЛЯ НА
НЕРЕГУЛИРУЕМЫХ ПЕРЕКРЕСТКАХ В ПРАВОПОВОРОТНЫХ ПОТОКАХ**

В статье предложен и исследован метод моделирования поведения водителя на нерегулируемых перекрестках в правоповоротных потоках. Выполнен анализ и обработка видеосъемки движения потоков с выездом на главную дорогу и левым поворотом на T-образном перекрестке выбранном на УДС города Харьков. Предложен по сути усовершенствованный способ «граничных интервалов» как «скользящий граничный интервал» для моделирования поведения водителя. Основной особенностью данного метода является то, что для каждого отдельного взятого водителя определяется свой граничный интервал исходя из присвоенного ему коэффициента решительности..

Ключевые слова: моделирование, транспортный поток, коэффициент решительности водителя, распределение вероятностей значений коэффициента решительности

Є.М. Гецович, Г.К. Мустафаєв**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОВЕДІНКИ ВОДІЯ НА НЕРЕГУЛЬОВАНИХ
ПЕРЕХРЕСТЯХ У ПРАВОПОВОРОТНІХ ПОТОКАХ**

У статті запропоновано і досліджено метод моделювання поведінки водія на нерегульованих перехрестях у правоповоротних потоках. Виконано аналіз і обробку відеоз-йомки руху потоків з виїздом на головну дорогу і правим поворотом на T-образному перехресті обраному на ВДМ міста Харків. Запропонований по суті удосконалений спосіб «граничних інтервалів» як «ковзаючих граничних інтервалів» для моделювання поведінки водія. Основною особливістю даного методу є те, що для кожного окремого взятого водія визначається свій граничний інтервал виходячи з присвоєного йому коефіцієнта рішучості.

Ключові слова: моделювання, транспортний потік, коефіцієнт рішучості водія, розподіл ймовірностей значень коефіцієнта рішучості.

E. Getsovich, G. Mustafayev**EXPERIMENTAL STUDY OF DRIVER BEHAVIOR AT UNREGULATED INTERSECTIONS
IN RIGHT-TURNING FLOWS**

In the article the method of modeling the behavior of the driver on unregulated intersections in right-turning flows is proposed and studied. The analysis and processing of the motion video of the streams with the exit to the main road and the right turn at the T-shaped intersection of the city of Kharkiv chosen by the VMM has been performed. An essentially improved method of "boundary intervals" as "sliding marginal intervals" for simulating driver behavior is proposed. The main feature of this method is that for each individual driver it is determined its limit interval based on its assigned coefficient of determination.

Keywords: modeling, traffic flow, driver determination coefficient, probability distribution of values of the coefficient of determination.

Постановка проблеми. При составлении моделей движения транспортных потоков через перекрестки улично-дорожной сети (УДС) наибольшую сложность представляет задача моделирования поведения водителя, поскольку оно не поддается сколь-нибудь точному математиче-скому описанию, зависит от практически не ограни-ченного числа факторов и даже у одного и того же водителя может существенно изменяться в течение достаточно короткого промежутка времени, напри-мер, одной поездки.

Известен ряд подходов к решению этой задачи:

- все водители ведут себя одинаково и дисциплинированно, т.е. моделируется «среднестатистический» водитель[1];
- водители ведут себя по разному в пределах каких-либо ограничений(например, метод граничных интервалов)[2];
- метод граничных интервалов, в котором для какой-то заранее заданой части водителей значения граничных интервалов изменяются[3].

Известные подходы позволяют лишь весьма приближенно моделировать поведение водителей, что приемлемо при решении ряда задач, например, при моделировании в процессе проектирования организации дорожного движения (ОДД) на отдельных перекрестках или сравнительно небольших участках УДС.

Ранее авторами был предложен способ моделирования поведения водителя с помощью коэффициента «решительности» вида

$$K_p = \frac{\tau_T}{\tau_\phi} \quad (1)$$

где τ_T – теоретически необходимый временной интервал для выполнения желаемого маневра, τ_ϕ – фактически выбранный и оцененный водителем как достаточный.

Результаты исследования. При этом каждому водителю автомобиля стоящего первым в очереди перед перекрестком значение K_p присваивается как случайная величина с учетом экспериментально полученного распределения вероятностей значений K_p для данного типа перекрестка и вида маневра.

По сути этот способ является «способом скользящих граничных интервалов», поскольку для каждого водителя определяется свой граничный интервал исходя из присвоенного ему коэффициента решительности как

$$\tau_{cp} = \tau_\phi = \frac{\tau_T}{K_p} \quad (2)$$

Очевидно, что при построении моделей движения транспортных потоков с учетом поведения водителей по предложенному способу наиболее трудоемким является получение экспериментальных распределений вероятностей значений K_p . Значение τ_T для (1) можно легко получить из геометрии перекрестка и траектории движения автомобилей при выполнении желаемого маневра из соотношения

$$l_{Tp} = \frac{j\tau_T^2}{2} \quad (3)$$

где l_{Tp} - длина траектории движения при выполнении маневра. j - ускорение автомобиля в процессе выполнения маневра.

Величина τ_ϕ для (1) может быть определена путем обработки видеосъемки движения потоков на перекрестках. Для пояснения методики обработки видеосъемки на рисунках 1,2,3 приведены стоп-кадры видеосъемки в момент начала движения автомобиля а (рис. 1) с выездом на главную дорогу и правым поворотом (Т-образный перекресток на УДС г.Харькова «ул.Свободы-ул.Пушкинская»), в момент завершения маневра автомобилем а (рис. 2) и в момент прибытия в точку завершения маневра автомобилем а автомобиля б, движущего по главной дороге (рис.3).



Рис.1. Стоп-кадр видеосъемки в момент начала движения автомобиля а с выездом на главную дорогу



Рис.2. Стоп-кадр видеосъемки в момент завершения маневра автомобилем а



Рис.3. Стоп-кадр видеосъемки в момент прибытия в точку завершения маневра автомобилем а автомобиля б

Для пояснения методики обработки видеосъемки на рисунках 1,2,3 приведены стоп-кадры видеосъемки в момент начала движения автомобиля а (рис. 1) с выездом на главную дорогу и правым поворотом (Т-образный перекресток на УДС г.Харькова «ул.Свободы-ул.Пушкинская»), в момент завершения маневра автомобилем а (рис. 2) и в момент прибытия в точку завершения маневра автомобилем а автомобилем б, движущего по главной дороге (рис.3).

Смещение изображений осуществляется по кадрово. Если от положения рис.1 до положения рис.3 изображение сместилось на n кадров, а частота съемки – 24 кадра/сек, то

$$\tau_{\phi} = \frac{n}{24} (\text{сек}) \quad (3)$$

Полученные из (1) с учетом (4) значений K_p сгруппированы по интервалам и построены гистограммы распределения вероятностей значений K_p для правоповоротного потока (рис.4).

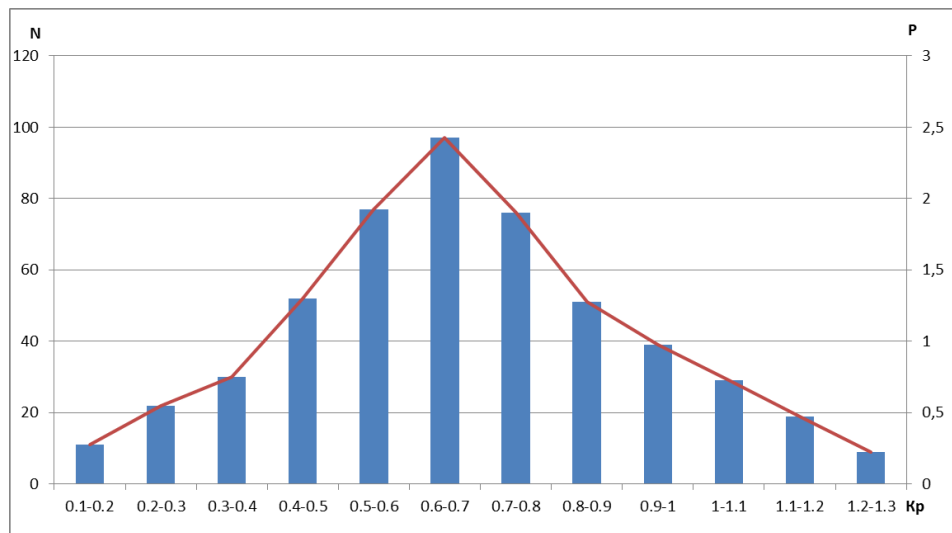


Рис.4. Гистограмма распределения вероятностей значений коэффициента решительности при правом повороте

По желанию разработчиков моделей движения транспортных потоков интервал K_p может быть уменьшен, например, до 0.05, 0.025 и т.д.

Аналогично по выше приведенной методике гистограммы вида рис.4 могут быть получены для других видов маневра: левый поворот, пересечение главной дороги, обгон и т.д. С помощью таких гистограмм значения K_p для каждого автомобиля в потоке могут быть заданы с помощью любого известного генератора случайных чисел.

Вывод. Предложенный способ имитации поведения водителя в моделях транспортных потоков позволяет приблизить точность имитации к реальному разнообразию поведения водителей, а следовательно, повысить адекватность моделей.

1. Гасников А. В. Введение в математическое моделирование транспортных потоков: книга./ А.В. Гасников. -Москва: МФТИ, 2010. – С. 74–78.

2. Швецов В.И. Математическое моделирование транспортных потоков/ В.И Швецов // Автоматика и телемеханика. - 2003. - №11. – С.102–122.

3. Клинковштейн Г.И. Организация дорожного движения: учеб. для вузов. / Г.И. Клинковштейн, М.Б. Афанасьев. – М: Транспорт, 2001 – 247 с.

Рецензент:

Шраменко Н.Ю., доктор технических наук, профессор, Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенка, Харьков, Украина.

УДК 629.45.027.35

О.З. Горбай, Б.М. Дівеєв, І.В. Коник, М.М. Осташук, Я.М. Пелех
Національний університет «Львівська політехніка»
УДАРОПОГЛИНАЧИЙ ДАХ ДЛЯ ПЕРЕКИДАННЯ АВТОБУСА

Обговорюються проблеми передачі удару пасажиром при перекиданні автобусів. Розглянуто дах, що поглинає удари та включає в себе енергопоглинаючі елементи. Елементи що поглинають енергію, виготовляються у вигляді просторової системи стержнів, що складається з стержнів, з'єднаних між собою ударопоглинаючим композитним стержнем з регульованим поглинанням енергії. Досліджено впливи параметрів ударного поглиначка на динамічні властивості автобусу. Визначено оптимальні параметри поглиначка удару

Ключові слова: перекидання автобуса, передача удару, поглинач удару, композит, оптимальні параметри

O. Horbay, B. Diveyev, I. Konyk, M. Ostashuk, Y. Pelekh
THE SHOCK-ABSORBING ROOF FOR BUS ROLLOVER

The problems of shock transition by the bus rollover to the passengers are discussed. The shock-absorbing roof of the bus comprising energy-absorbing elements is provided. The energy-absorbing elements are made in the form of a spatial rod system consisting of rods, interconnected by a power absorbing composite rod with adjustable energy absorption. The influences of impact absorber parameters on the dynamic properties for the bus are investigated. Optimal impact absorber parameters are determined

Key words: bus rollover, shock-absorbing element, composite, optimal parameters

О.З. Горбай, Б.М. Дівеєв, І.В. Коник, Н.Н. Осташук, Я.М. Пелех
УДАРОПОГЛОЩАЮЩАЯ КРЫША ДЛЯ ОПРОКИДЫВАНИЯ АВТОБУСА

Обсуждаются проблемы передачи удару пассажирам при опрокидывании автобусов. Рассмотрена крыша, которая поглощает удары и включает у себя энергопоглощающие элементы. Элементы что поглощают энергию, изготавливаются в виде пространственной системы стержней, которая состоит из стержней, соединенных между собой ударопоглинающим композитным стержнем с регулируемым поглощением энергии. Исследовано влияния параметров ударного поглотителя на динамические свойства автобусу. Определены оптимальные параметры поглотителя удара

Ключевые слова: опрокидывание автобуса, поглотитель удара, композит, оптимальные параметры

Вступ. Ступінь пошкоджень транспортного засобу та травматичність пасажирів при аваріях залежить від здатності структури поглинати максимальну кінетичну енергію, зберігаючи при цьому цілісність пасажирського салону. Для забезпечення структурної цілісності транспортного засобу та його здатності поглинати енергію удару, важливо вивчити характер руйнування, щоб зменшити пікові сили та покращити енергетичну здатність поглинання удару.

Аналіз останніх досліджень. Ці фактори можна зменшити за допомогою спеціальних енергопоглинаючих пристроїв. Перекидання автобуса – це одна із серйозних аварій. Риск фатальних наслідків при перекиданні більший від інших випадків. Визначено, що хоч частка аварій з перекиданням автобусів менша, та фатальних наслідків (31%) і серйозних пошкоджень (21%) більше ніж при інших аваріях [1].

З того часу небезпека при перевертанні автобусів лише зростає. Адже зросли швидкості та, особливо, висота автобусів, що сприяє збільшенню сили удару при перевертанні. Загроза для людини при цьому виді аварії навіть подібне до авіакатастроф. У випадку автобуса можливе значне зменшення загрози за допомогою ударозахисних пристроїв (хоча такі пристрої пропонують навіть для літаків).

Відомі різноманітні конструкції протиударних пристроїв Для колісних машин найширше застосування знайшли пристрої, принцип роботи яких полягає у пластичному деформуванні матеріалів, під час якого відбувається поглинання енергії удару за рахунок зм'яття конструкції [2]. Широко застосовуються композитні матеріали [3]. В останні часи як енергопоглинаючі застосовуються функціонально-градієнтні матеріали [4].

У аварійній ситуації під час зіткнення автомобіля з перешкодою енергія удару поглинається за рахунок пластичної деформації елементів кузова. Такі елементи спеціально передбачені у конструкції і до певного рівня навантаження виконують роль каркаса машини. При збільшенні навантаження понад передбачене порогове значення енергопоглинаючі елементи починають працювати як протиударні пристрої.

Проте, більшість цих пристроїв працює за рахунок сплюснення різного роду балок. Це не дає змоги рівномірно поглинати енергію удару. Не дають вони можливості поглинати енергію удару

при боковому перевертанні автобуса, що часто супроводжується масовим травмуванням пасажирів. Прикладом подібної ударопоглинаючої конструкції може служити ударопоглинаюча ферма для сидіння автомобіля [5] яка містить енергопоглинаючі елементи – стержні. Однак, у даному пристрої немає можливості використання кутових інерційних властивостей стержнів, що могло б значно покращити енергопоглинаючі властивості ферми, також не передбачена можливість регулювання ефективної ударопоглинаючої маси. При цьому ферма не виконує функції несучої конструкції (при навантаженнях менших за критичні), а вся енергія удару поглинається виключно в одному малогабаритному елементі, ефективність поглинання енергії – низька. В даній роботі досліджується новий тип енергопоглиначих пристроїв

Для дослідження механіки руйнування машин розроблено низку моделей [6]. Ці моделі прості, переважно одномасові. Для точнішого результату необхідно розглянути узагальнену дискретно-континуальну розрахункову схему [7-10].

Розрахунок та оптимізація ударопоглинаючого даху. В даному дослідженні поставлено завдання створення ударопоглинаючого даху автобуса, нове конструктивне виконання якого дозволило б підвищити ефективність поглинання енергії удару при боковому перевертанні, зберегти об'єм автобуса і тим самим – рівень безпеки.

Ударопоглинаючий дах автобуса, що містить енергопоглинаючі елементи, де енергопоглинаючі елементи виконані у вигляді несучої просторової стержневої системи, яка складається з несучих стержнів, один з яких шарнірно закріплений до бокової стійки, сполучених між собою енергопоглинаючим композитним стержнем з регульованим енергопоглинанням та ударопоглинаючими муфтами, встановлених в місцях кріплення несучих стержнів. Таке виконання пристрою забезпечує поглинання енергії в разі ударного навантаження несучої конструкції кузова при боковому ударі без істотної його деформації, так як реалізується механізм багатоточкового та керованого поглинання енергії, який характеризується високою ефективністю, дозволяє забезпечити мінімальну просторову деформацію кузова транспортного засобу і таким чином істотно підвищує рівень його безпеки в аварійних ситуаціях. За рахунок зміни площі композитного прошарку та його форми можна керувати процесом розсіяння енергії при адгезивному руйнуванні стержня.

Ударопоглинаючий дах автобуса містить (рис. 1): 1 – енергопоглинаючий композитний стержень, енергопоглинаючі елементи, які виконані у вигляді несучої просторової стержневої симетричної системи, яка складається з несучих стержнів 2, сполучених між собою розпираючим стержнем 3 та з'єднаної з одним ударопоглинаючим композитним стержнем 1 та ударопоглинаючі муфти 5. Ударопоглинаючий дах автобуса приєднується до основної конструкції – кузова автотранспортного засобу, наприклад, автобусу. На рис. 2 зображено конструкцію у деформованому (післяударному) стані.

Ударопоглинаючий дах автобуса працює так, що принцип роботи його передбачає наявність механізму багатоточкового поглинання енергії удару. Під час перекидання автобуса 1 у процесі ударного навантаження, наприклад, лівої стінки 1 (рис. 1) відбувається зім'яття оболонки лівої бічної або правої бічної стійки 4 і подальше переміщення лівого або правого несучого стержня 2, яке викликає переміщення композитного стержня 3, що, в свою чергу, викликає деформацію розтягу композитного стержня 4 (відшарування одного шару від другого) (рис. 2,4) та прокручування ударопоглинаючих муфт 5, зминаючи їх внутрішню забудову, та випучування всієї конструкції даху при повороті відносно шарніру 6 вгору, що суттєво підвищує ефективність поглинання енергії, забезпечує мінімальну просторову деформацію кузова автотранспортного засобу (у напрямку пасажирського салону) та підвищує рівень безпеки в аварійних ситуаціях.

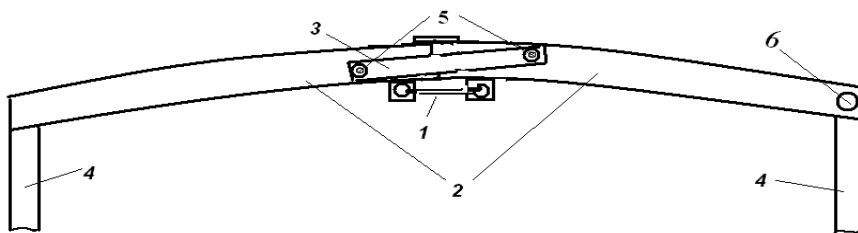


Рис. 1. Ударопоглинаючий дах автобуса (до зіткнення)

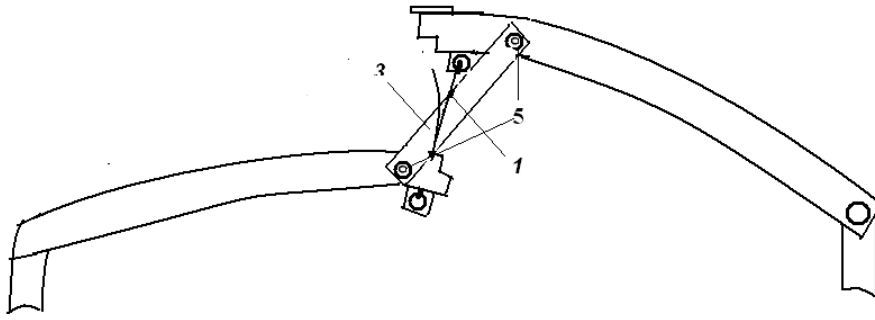


Рис. 2. Ударопоглинаючий дах автобуса (після досягнення критичного значення зусилля)

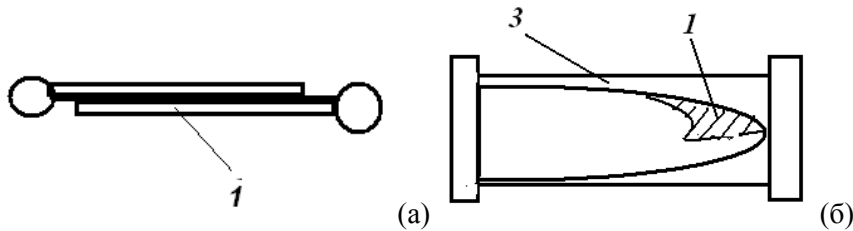


Рис. 3. Енергопоглинаючий композитний стержень, вид збоку – (а) і зверху – (б)

На рис. 4 показані розподіли напружень.

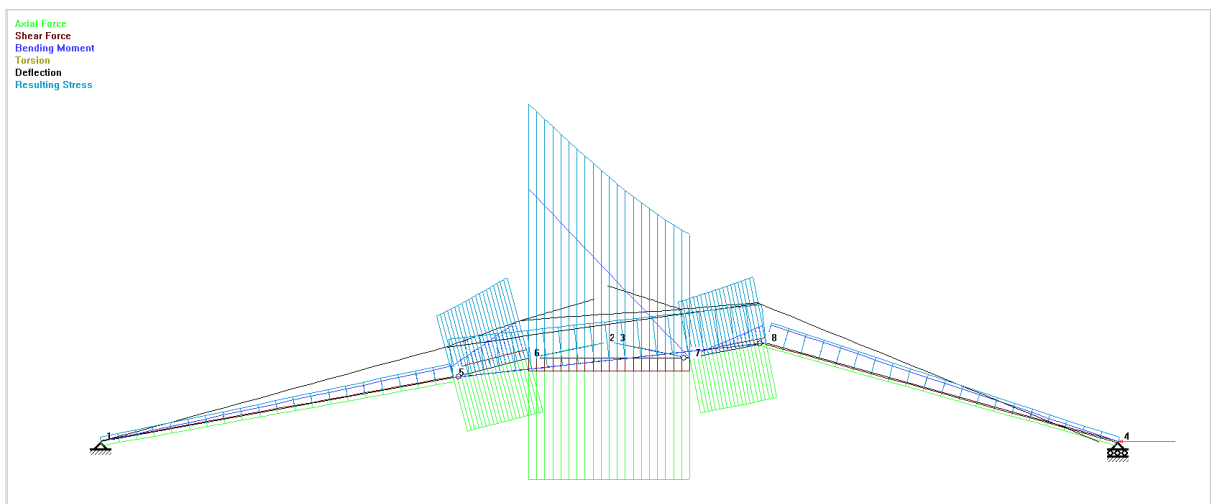


Рис. 4. Розподіли напружень

Центральний композитний стержень найбільш навантажений.

Для дослідження динаміки системи: базисна конструкція – пасажирів застосуємо відносно просту двомасову модель (рис. 5). Рівняння динаміки у цьому випадку будуть:

$$\begin{aligned}
 m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + k_1 x_1 + c_1 \frac{dx_1}{dt} - k_2 (x_2 - x_1) - c_2 \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) - c_{t2} \operatorname{sign} \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) &= \\
 = k_1 x_0 + c_1 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_0}{dt} \right) + c_{t1} \operatorname{sign} \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_0}{dt} \right) &, \\
 m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) + c_{t2} \operatorname{sign} \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) &= 0
 \end{aligned} \tag{1}$$

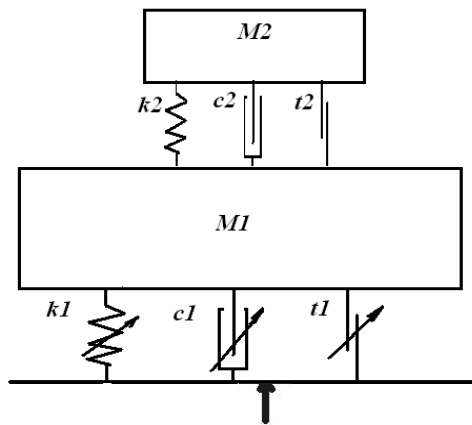


Рис. 5. Двомасова модель

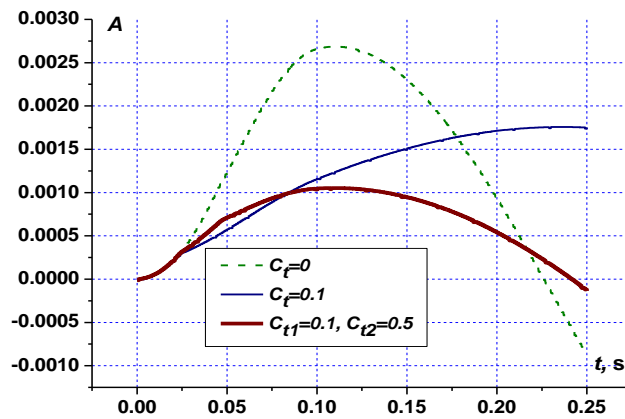


Рис. 6. Результати оптимізації з незмінним демпфуванням та з керованим тертям

Тут розглядається кінематичне збурення з деяким законом зміни $x_0 = A(t)$. Коефіцієнти k_1 , c_1 , c_{t1} тепер змінні по часу і змінюються по деяким правилам згідно механіки абсорбера

$$\text{sign}\left(x_1\left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt}\right)\right) > 0 \quad c_2 = c_{2A}, \quad \text{sign}\left(x_1\left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt}\right)\right) \leq 0 \quad c_2 = c_{2B}. \quad (2)$$

На рис. 6 показані результати оптимізації з незмінним демпфуванням та з керованим тертям.

Висновки. За допомогою ударопоглинаючого даху автобуса можна значно покращити безпеку пасажирів при боковому перекиданні. Дана конструкція даху не містить якихось габаритних елементів, наприклад, амортизуючих подушок. У докритичному режимі такий дах працює в звичайному режимі, як елемент міцності конструкції автобуса. Тертя, а особливо, кероване тертя у дисипативному елементі даху зменшують прискорення пасажирів, а тим самим і їх травматичність при перекиданні автобуса.

Література

1. Report FTA-002, "Mass Transit Crashworthiness Statistical Data Analysis" National Institute of Aviation Research, USA, 12 Dec 2005.
2. Zhe Yang, He Yan, Chenguang Huang, Xingzhong Diao, Xianqian Wu, Shaohua Wang, Lingling Lu, Lijuan Liao, Yanpeng Wei, Experimental and numerical study of circular, stainless thin tube energy absorber under axial impact by a control rod. *Thin-Walled Structures* 82(2014)24–32
3. Jovan Obradovic, Simonetta Boria, Giovanni Belingardi, Lightweight design and crash analysis of composite frontal impact energy absorbing structures *Composite Structures* 94 (2012) 423–430
4. Guangyao Li, Fengxiang Xu, Guangyong Sun, Qing Li, A comparative study on thin-walled structures with functionally graded thickness (FGT) and tapered tubes withstanding oblique impact loading, *International Journal of Impact Engineering* 77 (2015) 68-83
5. Патент WO 01/40015 A1 від 07.06.2001. – Shockabsorbing vehicle seat frame, автор Cröse, Corwin L.
6. Huang, M. (2002), *Vehicle Crash Mechanics*, CRC Press, Boca Raton, London & New York, p. 100 -320.
7. Дівеєв Б.М., Горбай О.З., Керницький І.С., Коник І.В., Пелех Я.М., Вібро- та шумозахисні пристрої з дгк для колісних машин Наукові нотатки. Міжвузівський збірник (за галузями знань «Технічні науки», вип. 55, 2016 р. Луцьк, С. 122-126.
8. Kernytskyu I., Diveyev B., Horbay O., Hlobchak M., Kopytko M., Zachek O. Optimization of the impact multi-mass vibration absorbers, *Scientific Review, Engineering and Environmental, Sciences*, Vol. 26 (3), 2017, Nr 77, 394-400.
9. Bohdan Diveyev, Orest Horbay, Ivan Kernytskyu, Roman Pelekh, Igor Velhan, Dynamic Properties and Damping Predictions for Laminated Micro-Beams by Different Boundary Conditions, *MEMSTECH*, 20-23 April, 2017, Polyana, Proceeding, 2017, 30-34.
10. Bohdan Diveyev. Impact and particle buffered vibration absorbers optimization and design. *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science*. Vol.1., №2 pp. 35-50.

УДК 621.436.004.5

Л.И. Гречихин¹, Н.Г. Куць²¹ Белорусская государственная академия связи.² Луцкий национальный технический университет**ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВИХРЕВОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА НА ТРАНСПОРТЕ**

Вихревой тепловой насос реализуется, когда в тыльной стороне лопастей ветрогенератора возникает срывное течение. Доказана возможность создания теплового насоса вихревого типа с высоким коэффициентом преобразования тепловой составляющей потока воздуха в электрическую энергию на транспорте.

Ключевые слова: тепловой насос, срывное течение, ветрогенератор, вентилятор, коэффициент преобразования

Л.І. Гречихін, Н.Г.Куць**МОЖЛИВОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВИХРОВОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСА НА ТРАНСПОРТІ**

Вихровий тепловий насос реалізується, коли в тильній стороні лопатей вітрогенератора виникає зривна течія. Доведено можливість створення теплового насоса вихревого типу з високим коефіцієнтом перетворення теплової складової потоку повітря в електричну енергію на транспорті.

Ключові слова: тепловий насос, зривна течія, вітрогенератор, вентилятор, коефіцієнт перетворення.

L.I. Gretchikhin, N.G. Kuts**POSSIBILITIES OF USING A VORTEX HEAT PUMP IN TRANSPORT**

The vortex heat pump is realized when in the back side of the vane blades there is a breakdown of the current of the generator. The possibility of creating a heat pump of a vortex type with a high coefficient of conversion of thermal component of the air flow into electric energy in transport.

Keywords: heat pump, felling current, wind turbine, fan, conversion factor.

Постановка проблемы. В работах [1-3] показано, что применение тепловых насосов на транспорте представляет интерес с точки зрения экономической эффективности. Теоретически рассмотрены три типа тепловых насосов, которые возможно применить на транспорте. Особой простотой обладает вихревой тепловой насос и в работе [3] убедительно показана высокая эффективность применение такого насоса в авиации. Однако разработка и широкое применение вихревых тепловых насосов на транспорте сдерживается отсутствием экспериментального подтверждения полученных теоретических выводов.

Цель и задачи исследования. Из-за отсутствия экспериментального подтверждения полученных теоретических выводов была поставлена **цель:** создать экспериментальную установку для проверки работы вихревого теплового насоса и провести на ней экспериментальные исследования.

Для реализации поставленной цели необходимо решить следующие **задачи:**

1. Сконструировать и изготовить экспериментальную установку для проверки работы вихревого теплового насоса.
2. Выполнить измерения потребляемых мощностей на холостом ходу электродвигателей вентилятора и электрогенератора.
3. Выполнить измерения потребляемой мощности электрогенератора в зависимости от мощности воздушного потока.
4. Произвести расчет коэффициента преобразования вихревого теплового насоса.
5. Определить оптимальные условия работы вихревого теплового насоса.

Анализ методов решения поставленных задач. Экспериментальная установка схематично представлена на рисунке 1. В корпусе 1 размещены исследуемый винт 2, который насажен на ось электромотора постоянного тока 3.

Форма лопастей и направление их вращения выбраны в виде удобным для теоретического анализа аэродинамики их обтекания.

Винт закреплен на оси коллекторного двигателя постоянного тока TRAXXAS 775 мощностью 350 Вт. Винт 2 с мотором 3 по существу являются электрогенератором. Электрогенератор закреплен внутри жесткого цилиндрического корпуса 1. Поток воздуха перпендикулярно плоскости вращения исследуемого винта создавался высокоскоростным винтом

APS 7X6E, который приводился во вращение коллекторным электромотором TRAXXAS 380 мощностью 100 Вт.

Такой винт с мотором выполнял роль вентилятора. Вентилятор 4 с исследуемым винтом закреплен внутри жесткого цилиндра, который установлен на массивной платформе 5.

На этой же платформе размещены панель управления и измерительные приборы. Принципиальная электрическая схема экспериментальной установки с измерительными приборами показана на рисунке 2.

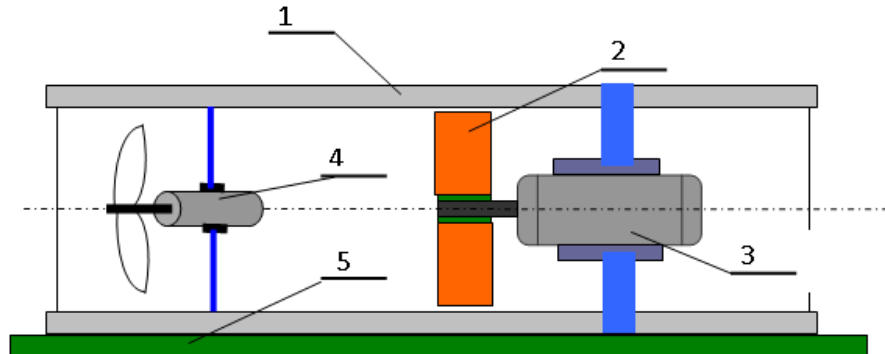


Рис. 1 - Принципиальный вид экспериментальной установки:
1 – корпус; 2 – исследуемый винт;
3 – электромотор постоянного тока; 4 – вентилятор; 5 – платформа

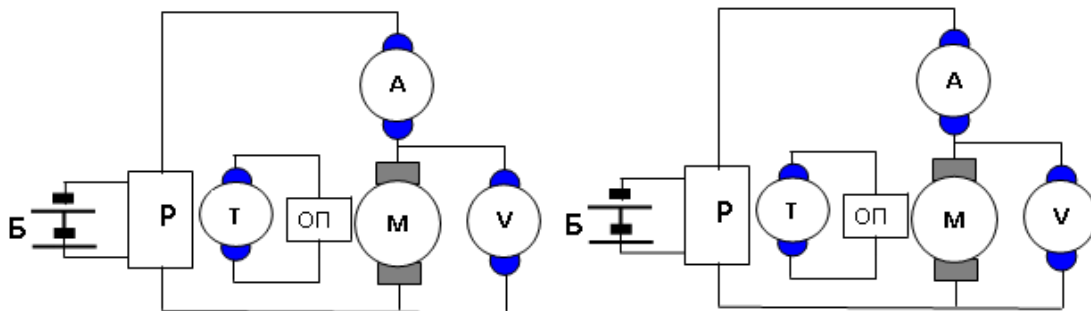


Рис. 2 - Принципиальная электрическая схема установки

Если лопасти ветрогенератора, конструкция которых позволила бы создать эффективное срывное течение, то в этом случае реализуется тепловой насос со сравнительно большим коэффициентом преобразования. Для проверки такого предположения рассмотрим работу лопасти ветрогенератора наиболее простой формы, изображенной на рисунке 3 с соответствующими обозначениями.

Лопать формируется тремя плоскостями – сферической радиуса R и двумя плоскими поверхностями под углом α шириной L_4 и длиной L_5 . Количество лопастей задаются. Ширина L_3 , ограничивающая сферический сектор, определяется теоремой косинусов, т.е.,

$$L_3 = \sqrt{L_4^2 + L_5^2 - 2L_4L_5 \cos \alpha} \quad (1)$$

Площадь сечения лопатки

$$S = \frac{L_x L_y}{2} - \frac{L_y}{2} (L_x - L_4) - \frac{\beta R^2}{2} + \frac{L_3}{2} \sqrt{4R^2 - L_3^2}, \quad (2)$$

где

$$L_x = L_5 \cos \alpha, \quad L_y = L_5 \sin \alpha \quad \text{и} \quad \beta = 2 \arctg \left(\frac{L_3}{\sqrt{4R^2 - L_3^2}} \right). \quad (3)$$

Зная плотность материала ρ_0 , из которого изготовлена лопатка, легко определить момент инерции трехлопастного винта

$$J = \frac{\rho_0 S}{3} (L^3 - d^3 / 8) + \frac{\rho_0 d^4}{32} L_x. \quad (4)$$

Электропитание лабораторной установки осуществлялось от аккумуляторов. Для изменения скорости вращения электродвигателей и направления их вращения использовался специально разработанный регулятор.

Электрический ток на электродвигателях измерялся амперметром, а падение напряжения - вольтметром. Частота вращения моторов контролировалась тахометрами с применением оптопары на отражении.

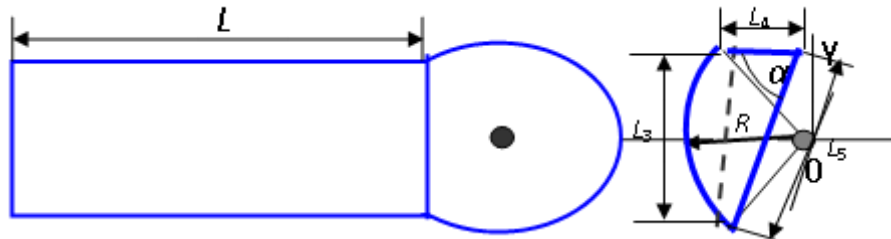


Рис. 3 - Общий вид лопасти

Используемые приборы контроля параметров работы электродвигателей позволили выполнить измерения потребляемой мощности двигателями в зависимости от частоты вращения электродвигателей.

В такой лабораторной установке винт с электродвигателем представляет открытую систему, на которую воздействует аккумулятор и внешний воздушный поток, формируемый вентилятором. На рисунке 4 изображена открытая система, на которую воздействует электрический аккумулятор и ветровой поток воздуха.



Рис. 4 - Воздействие на открытую систему

Электродвигатель, подключенный к аккумулятору, при вращении потребляет мощность

$$N = I \cdot V, \quad (5)$$

где I – потребляемый электрический ток и V – падение напряжения на якоре электродвигателя. Ветровой поток воздуха пропорционален кубу скорости движения потока, т.е.

$$\Delta N = k v_p^3. \quad (6)$$

Этот поток воздействует на лопасти винта. Скорость вращения якоря электродвигателя изменяется и на его статоре дополнительно наводится ЭДС, которое в зависимости от направления вращения винта либо увеличивает падение напряжения на якоре электродвигателя, либо уменьшает. Тогда

$$N' = I' \cdot (V \pm \text{ЭДС}). \quad (7)$$

При этом скорость вращения якоря электродвигателя возрастает или уменьшается. Так как внутреннее трение изменяется, то и электрический ток также должен несколько измениться. В этом случае коэффициент преобразования в такой замкнутой системе определяется отношением вида

$$\eta = \frac{N' - N}{\Delta N}. \quad (8)$$

Дополнительный механический момент на валу электродвигателя создавался аэродинамикой обтекания каждой лопасти воздушного винта. Принципиальная картина обтекания лопасти винта приведена на рисунке 5.

При такой конструкции лопасти винта тяговые усилия равны нулю, а воздействие внешнего потока воздуха влияет только на срывное течение в тыльной области лопасти с образованием вихрей, что и приводит к заметному увеличению коэффициента преобразования вихревого насоса.

Для учета потерь на трение при вращении якорей электродвигателей были выполнены измерения мощности потерь в зависимости от подаваемого напряжения в режиме холостого хода. Мощность холостого хода, потребляемая электродвигателем, зависит линейно от приложенного напряжения. Это позволило при компьютерном моделировании постоянно учитывать мощность потерь, расходуемых на трение, по линейной зависимости.

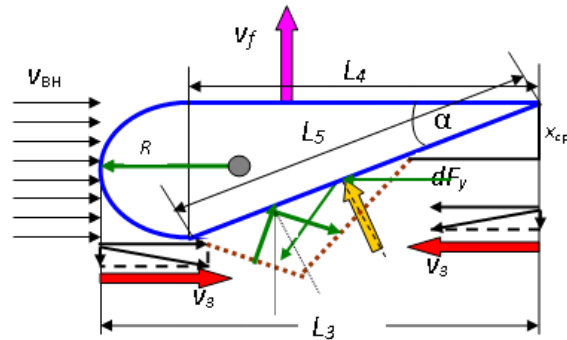


Рис. 5 - Схема взаимодействия воздушного потока с лопастью ветрогенератора

Измерение мощности потребления электродвигателем ветрогенератора в зависимости от частоты вращения производилось в прямом и обратном направлении вращения винта. Потребляемая мощность электродвигателем с трехлопастным винтом в зависимости от частоты при прямом и обратном направлении вращения практически мало отличаются. Это понятно, так как потребляемая мощность пропорциональна кубу частоты вращения, а возмущающаяся масса воздуха и момент инерции не изменяются.

Чтобы теоретический расчет полностью совпадал с экспериментальными данными необходимо коэффициент разлета воздуха вращающимся винтом полагать вариационным параметром. При этом полученное значение коэффициента разлета не должно выходить за рамки граничных значений, определяемых аэродинамикой обтекания. Для вытянутых лопастей винта этот коэффициент не должен превышать 0.5. Если учесть, что вдоль лопасти также имеет место некоторое течение воздуха, то разлет уплотненного воздуха должен совершаться равновероятно по всей окружности и не должен быть меньше 0.159. При малых скоростях вращения винта граница уплотнения за счет диффузии может совершать движение в направлении вектора линейной скорости, и тогда определенная доля возмущенного воздуха будет исключаться из процесса формирования зоны разрежения в тыльной стороне вращающейся лопасти. В этом случае коэффициент рассеяния должен быть меньше 0.159. Начиная с 20 Гц и выше, диффузионные процессы и разлет воздуха вдоль лопасти несколько ослабевают, и поэтому коэффициент разлета превышает граничное значение 0.159.

В тыльной области каждой лопасти только небольшая кромка испытывает ударное действие уплотненной воздушной средой вследствие заполнения зоны разрежения практически со скоростью звука, т.е., когда не сформировался поток воздуха за счет возникшей разности давлений в соответствии с законом Бернулли в тыльной зоне. Результат такого воздействия приводит к возрастанию коэффициента преобразования теплового потока воздуха и показан на рисунке 6.

Быстрое уменьшение коэффициента преобразования получается вследствие деформации воздушного потока в тыльной стороне, где возникает срывное течение, которое не заходит в зону разрежения. Оптимальные условия работы ветрогенератора, как теплового насоса, реализуются, когда вентилятор создает поток воздуха со скоростью от 1.5 до 2 м/с.

Полученные экспериментальные данные свидетельствуют, что разработанная молекулярно-кинетическая модель достаточно адекватно описывает динамику аэродинамического обтекания воздушным потоком лопастей ветрогенератора.

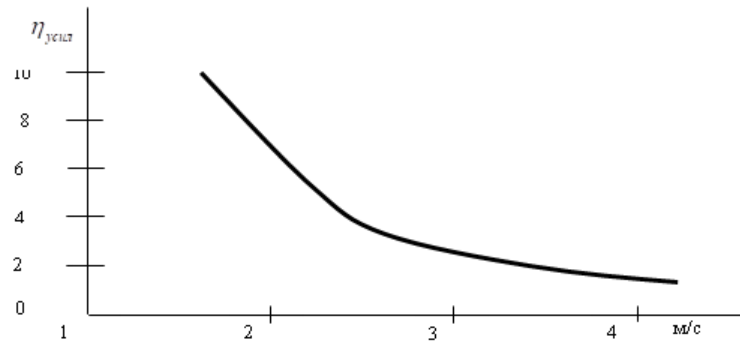


Рис. 6 - Залежність коефіцієнта преобразования від швидкості повітряного потоку, формованого вентилятором

Проведені експериментальні дослідження виникнення срывного течія, яке формує умови роботи ветрогенератора, як вихревого теплового насоса дозволили:

1. Розробити молекулярно-кінетичну теорію роботи вихревого теплового насоса.
2. Установити, що вихревий тепловий насос реалізується, коли з тильної сторони лопастей ветрогенератора виникає срывное течіє.
3. Доказати, що зовнішній потіє повітря при малих швидкостях повітряного потоку коефіцієнт преобразования зростає, а при більших швидкостях срывной потіє в зону разреження лопастей винта ветрогенератора не заходить і припиняється робота теплового насоса.
4. Доказати можливість створення теплового насоса вихревого типу з високим коефіцієнтом преобразования теплової складової потоку повітря в електричну енергію.

1. Гречихин Л. И., Куць Н., Г. Энергетические комплексы на транспорте /Л. И. Гречихин. – Минск: Право и экономика, 2013. – 259 с.

2. Куць Н. Г. Двигатели и энергетические комплексы на транспорте / Н. Г. Куць – Луцк: ЛНТУ, 2014. – 252 с.

3. Gretchikhin L. I., Kuts N. G. Heat Pump with the Mobius Screw /Proceedings: The fifth world Congress "Aviation in the XXI-st century September 25-27, 2012. – Kyiv: NAU. 2012. V.1, P. 1.3.22-1.3.32

УДК 621.43.016.4(031)

Г.С. Гудз, М.В. Глобчак, О.Й. Коцюмбас, О.Р. Клипко

Національний університет "Львівська політехніка"

ВПЛИВ ВІДНОВЛЕННЯ ГІЛЬЗ ЦИЛІНДРІВ ДВЗ РЕМОНТНИМИ РОЗМІРАМИ НА ЙОГО ЗОВНІШНЮ ШВИДКІСНУ ХАРАКТЕРИСТИКУ

Описано математичну модель зміни зовнішньої швидкісної характеристики автомобільного двигуна ЗМЗ-511.10 та отримано показники його роботи внаслідок застосування способу ремонтних розмірів стосовно гільз циліндрів.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання (ДВЗ), гільза циліндрів, ремонтні розміри, зовнішня швидкісна характеристика ДВЗ.

G. Gudz, M. Globchak, O. Kotsjumbas, O. Clypko

IMPACT OF RENOVATION OF INTERNAL COMBUSTING ENGINE CYLINDER LINER BY REPAIR SIZE UPON ITS EXTERNAL VELOCITY CHARACTERISTIC

The mathematical model of external velocity characteristic change of ZMZ 511.10 car engine is described. Indexes of its work due to application of repair sizes method to cylinder liners are obtained.

Key words: internal combusting engine, cylinder liner, repair sizes, external velocity characteristic of internal combusting engine.

Постановка проблеми. Статистичні дані свідчать, що до 70 % деталей автомобілів, які відпрацювали один цикл експлуатації, можна відновити за собівартістю, яка не перевищує 30 % від нових [1], що економічно виправдано в сучасних умовах. З огляду на це відновлення деталей слюсарно-механічним обробленням, зокрема застосуванням способу ремонтних розмірів, є важливим чинником не тільки підвищення ресурсу ДВЗ, але й зміни його зовнішньої швидкісної характеристики (ЗШХ).

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Про застосування ремонтних дій з гільзами циліндрів ДВЗ йдеться в багатьох роботах, але в них в основному розглядаються питання зміни максимальних енергетичних показників роботи ДВЗ [2] та теплофізики процесів, що супроводжують ремонт [3, 4, 5]. Тому актуальним постало питання визначення впливу ремонтних дій з гільзами циліндрів на зміну ЗШХ ДВЗ.

Мета статті. Метою статті є дослідження впливу ремонтних дій з гільзами циліндрів на зміну зовнішньої швидкісної характеристики двигуна ЗМЗ-511.10.

Матеріали та результати дослідження. В результаті ремонтних дій з гільзами циліндрів ДВЗ збільшуються їхні діаметри, що призводить до змін не тільки температурного режиму, а й характеристик двигуна. Внаслідок цього змінюються тягово - швидкісні та паливно - економічні властивості автомобіля, що визначаються насамперед перебігом зовнішньої швидкісної характеристики двигуна. З огляду на це необхідно скоректувати математичні залежності ефективних потужності N_e та обертового моменту T_e від частоти обертання n_e (кутової швидкості ω_e) колінчастого вала. Найчастіше у даному випадку апроксимують результати стендових випробувань. Початковими даними слугують точки екстремумів (максимумів) дослідних кривих: $N_{e\max}$ за кутової швидкості ω_N та $T_{e\max}$ за ω_T . Далі застосовують загальновідомі залежності завдання потужності у вигляді кубічного, а обертового моменту — квадратного тричленів виду [6, 7]

$$N_e = N_{e\max} [a_1(\omega_e/\omega_N) + a_2(\omega_e/\omega_N)^2 + a_3(\omega_e/\omega_N)^3], \text{ кВт} \quad (1)$$

$$T_e = T_N [a_1 + a_2(\omega_e/\omega_N) + a_3(\omega_e/\omega_N)^2], \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2)$$

де T_N — значення обертового моменту на режимі номінальної потужності за кутової швидкості ω_N , $T_N = \frac{N_{e\max}}{\omega_N}$, Н·м;

a_1, a_2, a_3 — безрозмірні емпіричні коефіцієнти апроксимації.

Для бензинових ДВЗ зазвичай пропонують прийняти $a_1 = a_2 = -a_3 = 1$ [6]. Тоді з умови $dT_e/d\omega_e = 0$ за $\omega_e = \omega_T$ випливає, що $\omega_T = 0,5\omega_N$, а максимальний обертовий момент $T_{e\max} = 1,25T_N$. Перевірка достовірності наведених співвідношень для двигуна ЗМЗ-511.10 з номінальними розмірами циліндрів показує невиконання обох умов: $\omega_T = \frac{n_T}{n_N} \omega_N = \frac{2200}{3200} \omega_N = 0,6875\omega_N$, $T_{e\max} = \frac{284}{252} T_N = 1,127T_N$, причому в розрахунках за формулою (2), внаслідок зміщення максимуму моменту в область менших частот, похибка за яких сягає 20-27 %.

Скоректувати значення a_1 , a_2 , a_3 можна за методикою, розробленою МАДИ [6, 8], через застосування коефіцієнтів пристосовуваності за моментом і частотою відповідно

$$k_T = \frac{T_{e\max}}{T_N}; \quad k_\omega = \frac{n_N}{n_T}. \quad (3)$$

Тоді коефіцієнти a_1 , a_2 , a_3 знаходять із співвідношень

$$a_1 = \frac{1 - k_T k_\omega (2 - k_\omega)}{(k_\omega - 1)^2}, \quad a_2 = \frac{2k_\omega (k_T - 1)}{(k_\omega - 1)^2}, \quad a_3 = \frac{k_\omega^2 (1 - k_T)}{(k_\omega - 1)^2}; \quad (4)$$

їх числові значення для двигуна з номінальними розмірами циліндрів

$$k_{T_H} = 1,1265; \quad k_{\omega_H} = 1,4545; \quad a_{1_H} = 0,5142; \quad a_{2_H} = 1,7814; \quad a_{3_H} = -1,2955.$$

Порівняння експериментальних значень потужності N_{eH} та обертового моменту T_{eH} стендової ЗШХ з обчисленими за формулами кубічного і квадратного тричленів (табл. 1) показує, що вирази (1) і (2) необхідно скоректувати в інтервалі низьких частот. Для цього використано запропоновану у роботі [9] апроксимацію шляхом розбивання кривої обертового моменту на окремі інтервали.

Таблиця 1

Експериментальні та розрахункові параметри зовнішньої швидкісної характеристики двигуна з номінальними розмірами гільз

Значення потужності N_{eH} та обертового моменту T_{eH} , отримані								
Частота обертання n_e , хв ⁻¹	Стендовими випробуваннями [6]		Тепловим розрахунком [2], Δ – відносна похибка			За формулами (1) та (2), Δ – відносна похибка		
	N_{eH} , кВт	T_{eH} , Н·м	N_{eH} , кВт	T_{eH} , Н·м	Δ , %	N_{eH} , кВт	T_{eH} , Н·м	Δ , %
$n_{T\min} = 900$	22,74	241,2	22,77	241,6	-0,15	21,72	230,4	4,70
1600	46,13	275,3				45,73	272,9	0,88
2000	59,36	283,4				59,30	283,1	0,10
$n_T = 2200$	65,52	284,4	65,52	284,4	0	65,52	284,4	0
2500	73,94	282,4				73,70	281,5	0,32
3000	82,57	262,8				82,92	264,0	-0,43
$n_N = 3200$	84,60	252,5	84,60	252,5	0	84,60	252,5	0
$n_{\max} = 3300$	83,54	241,7	83,56	241,8	-0,02	84,93	245,8	-1,64

У даному випадку область можливих режимів роботи двигуна розбита на три інтервали (ділянки). За частот обертання від $n_{T\min} = 900$ хв⁻¹ до $n_\Delta \approx 0,5(n_{T\min} + n_T) \approx 1600$ хв⁻¹ відхилення між розрахованими і експериментальними значеннями потужності та моменту спадає відповідно з 4,7 % до 0,88 %. Якщо вважати прийнятним відхилення менше 1 %, то на даній ділянці значення силових параметрів скоректовано у припущенні лінійного зменшення відхилення за зростання

частоти від $n_{T \min}$ до n_{Δ} . Максимальне відхилення за $n_{T \min}$ позначено як Δ_{\max} . Тоді коефіцієнт коректування для даного інтервалу

$$\kappa_n = 1 + \Delta_{\max} \cdot \frac{n_{\Delta} - n_e}{n_{\Delta} - n_{T \min}} = (1 + 2,2857 \cdot \Delta_{\max}) - \frac{\Delta_{\max}}{700} \cdot n_e = \kappa_1 + \kappa_{2n} \cdot n_e. \quad (5)$$

Якщо ж аргументом слугуватиме кутова швидкість $\omega_e \text{ c}^{-1}$, то цей коефіцієнт

$$\kappa_{\omega} = (1 + 2,2857 \cdot \Delta_{\max}) - \frac{\Delta_{\max}}{73,31} \cdot \omega_e = \kappa_1 + \kappa_{2\omega} \cdot \omega_e, \quad (6)$$

де $\kappa_1 = 1 + 2,2857 \cdot \Delta_{\max}$, $\kappa_{2n} = -\frac{\Delta_{\max}}{700}$; $\kappa_{2\omega} = -\frac{\Delta_{\max}}{73,31}$.

Для інтервалу від $n_{\Delta} = 1600 \text{ хв}^{-1}$ до $n_N = 3200 \text{ хв}^{-1}$ чинні вирази (1) та (2).

На ділянці від n_N до n_{\max} (зона дії регулятора частот обертання) математично за формулою (1) потужність зростає, що не відповідає реальним умовам. Справа в тому, що абсциса максимуму кубічної параболи, використаної у даній залежності, не співпадає з реальним значенням n_N . Тому логічно в цьому інтервалі прийняти спадання моменту за лінійною залежністю від T_N до $T_{n \max}$

$$\frac{T_{n \max} - T_N}{n_{\max} - n_N} = \frac{T_e - T_N}{n_e - n_N}, \quad (7)$$

де $T_{n \max}$ — значення обертового моменту за максимальної частоти обертання.

Після нескладних перетворень (7) отримано

$$T_e = \frac{T_N \omega_{\max} - T_{n \max} \omega_N}{\omega_{\max} - \omega_N} + \frac{T_{n \max} - T_N}{\omega_{\max} - \omega_N} \omega_e, \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (8)$$

$$N_e = \frac{T_N \omega_{\max} - T_{n \max} \omega_N}{\omega_{\max} - \omega_N} \omega_e + \frac{T_{n \max} - T_N}{\omega_{\max} - \omega_N} \omega_e^2, \text{ Вт}. \quad (9)$$

Зрештою, для подальшого кількісного аналізу тягово – швидкісних властивостей автомобіля отримані залежності зовнішньої швидкісної характеристики (1) та (2) з урахуванням коректуючих виразів (6) – (9) в межах кожного інтервалу (вирази (10) – (15)).

За $n_{T \min} = 900 \leq n_e \leq n_{\Delta} = 1600 \text{ хв}^{-1}$, тобто $\omega_{T \min} = 94,2 \leq \omega_e \leq 167,55 \text{ c}^{-1}$

$$N_e = (\kappa_1 + \kappa_{2\omega} \cdot \omega_e) (N_1 \cdot \omega_e + N_2 \cdot \omega_e^2 + N_3 \cdot \omega_e^3), \text{ Вт}; \quad (10)$$

$$T_e = (\kappa_1 + \kappa_{2\omega} \cdot \omega_e) (N_1 + N_2 \cdot \omega_e + N_3 \cdot \omega_e^2), \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (11)$$

За $n_{\Delta} = 1600 \leq n_e \leq n_N = 3200 \text{ хв}^{-1}$ або $167,55 \leq \omega_e \leq \omega_N = 335,1 \text{ c}^{-1}$

$$N_e = N_1 \cdot \omega_e + N_2 \cdot \omega_e^2 + N_3 \cdot \omega_e^3, \text{ Вт}; \quad (12)$$

$$T_e = N_1 + N_2 \cdot \omega_e + N_3 \cdot \omega_e^2, \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (13)$$

За $n_N = 3200 \leq n_e \leq n_{\max} = 3300 \text{ хв}^{-1}$ або $\omega_N = 335,1 \leq \omega_e \leq \omega_{\max} = 345,6 \text{ c}^{-1}$

$$N_e = N_4 \cdot \omega_e + N_5 \cdot \omega_e^2, \text{ Вт}; \quad (14)$$

$$T_e = N_4 + N_5 \cdot \omega_e, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (15)$$

$$\text{де } N_1 = \frac{10^3 N_{e \max} a_1}{\omega_N}; N_2 = \frac{10^3 N_{\max} a_2}{\omega_N^2}; N_3 = \frac{10^3 N_{\max} a_3}{\omega_N^3}; N_4 = \frac{T_N \omega_{\max} - T_{n \max} \omega_N}{\omega_{\max} - \omega_N}; N_5 = \frac{T_{n \max} - T_N}{\omega_{\max} - \omega_N}.$$

Розраховані коефіцієнти у формулах (10)–(15) за номінальних розмірів гільз, $92^{+0,06}$, мм

$$\Delta_{\max \text{H}} = 0,047; \quad \kappa_{1\text{H}} = 1,1074; \quad \kappa_{2\omega\text{H}} = -6,4077 \cdot 10^{-4} \text{ с}; \quad N_{1\text{H}} = 129,81 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad N_{2\text{H}} = 1,342 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с};$$

$$N_{3\text{H}} = -2,9126 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2; \quad N_{4\text{H}} = 593,87 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad N_{5\text{H}} = -1,0188 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с};$$

за збільшених (ремонтних) розмірів гільз, $93,5^{+0,06}$, мм

$$\Delta_{\max \text{B}} = 0,0669; \quad \kappa_{1\text{B}} = 1,1529; \quad \kappa_{2\omega\text{B}} = -9,12435 \cdot 10^{-4} \text{ с}; \quad N_{1\text{B}} = 126,09 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad N_{2\text{B}} = 1,4742 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с};$$

$$N_{3\text{B}} = -3,199 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2; \quad N_{4\text{B}} = 622,47 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad N_{5\text{B}} = -1,0792 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}.$$

Аналогічно з виразів (10)–(15) визначені параметри ЗШХ потужності і обертового моменту двигуна з відновленими циліндрами. Початкові дані отримані тепловими розрахунками (табл. 1):

$$N_{e \max \text{B}} = 87,4 \text{ кВт за } n_N = 3200 \text{ хв}^{-1}; \quad T_{e \max \text{B}} = 295,9 \text{ Н}\cdot\text{м за } n_T = 2200 \text{ хв}^{-1};$$

$$\text{за } n_{T \min} = 900 \text{ хв}^{-1} \quad T_{n T \min \text{B}} = 252,4 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad \text{за } n_{\max} = 3300 \text{ хв}^{-1} \quad T_{n \max \text{B}} = 249,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Коефіцієнти пристосовуваності за моментом і частотою та апроксимації у формулах (1), (2)

$$k_{T\text{B}} = 1,1345; \quad k_{\omega} = 1,4545; \quad a_{1\text{B}} = 0,4834; \quad a_{2\text{B}} = 1,894; \quad a_{3\text{B}} = -1,3775.$$

Максимальне відхилення моменту (потужності) за $n_{T \min}$ результатів теплового розрахунку від обчислень за формулою (2) (для потужності (1))

$$\Delta_{\max \text{B}} = (252,4 - 236,6)/236,6 = (23,79 - 22,3)/22,3 = 0,0669.$$

У табл. 2 зведені розрахункові значення потужності та моменту зовнішніх швидкісних характеристик двигуна з циліндрами номінального та збільшеного діаметрів. Графічні відображення цих характеристик представлені на рис. 1.



Рис. 1. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна з розмірами циліндрів:
 ————— — номінальним та — — — — ремонтним

Таблиця 2

Розрахункові значення зовнішньої швидкісної характеристики двигунів

	$\omega_{T \min}$				ω_T			ω_N	ω_{\max}
$\omega_{e_2}, \text{с}^{-1}$	94,2	135	165	200	230,4	265	300	335,1	345,6
$N_{e_{N_2}}, \text{Вт}$	22740	35540	45350	56340	65520	74440	81090	84600	83560
$T_{e_{N_2}}, \text{Н м}$	241,2	263,2	274,9	281,7	284,4	280,9	270,3	252,5	241,8
$N_{e_{B_2}}, \text{Вт}$	23790	37110	47330	58590	68170	77400	84120	87400	86230
$T_{e_{B_2}}, \text{Н м}$	252,4	274,9	286,8	292,9	295,9	292,1	280,4	260,8	249,5

Висновок. В результаті проведених аналітичних розрахунків збільшення діаметрів циліндрів ДВЗ, внаслідок ремонтних дій, показало, що збільшення ступеня стиску на 2,8 % зумовлює у комплексі із збільшенням робочого об'єму на 3,3 % [2] зростання обертового моменту та потужності за низьких обертів на 4,6 %, за середніх – на 4 %, а за максимальних – на 3,3 %; зокрема, максимальний обертовий момент за частоти обертання 2200 хв⁻¹ збільшився від 284,4 до 295,9 Н·м (4 %), максимальна потужність за 3200 хв⁻¹ – від 84,6 до 87,4 кВт (3,3 %).

Ці дані слід мати на увазі у випадку розрахунку тягово – швидкісних властивостей автомобілів категорії N₂, оснащених капітально відремонтованими ДВЗ.

Література.

1. Восстановление деталей машин / Ф. Н. Пантелеенко, В. П. Лялякин, М. В. Байцур. – М.: Машиностроение, 2003. – 672 с.
2. Немий С. В. Вплив ремонтних змін діаметрів циліндрів автомобільних двигунів на їх характеристики / С. В. Немий, О. Й. Коцюмбас // Вісник Національного університету "Львівська політехніка" Серія "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". - Львів, 2016. - № 138. - С. 212-216.
3. Сиволапов В. А. Исследование процессов теплопередачи в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания / А. В. Сиволапов, А. Г. Тарапон // Зб. наук. пр. ІПМЕ НАНУ ім. Г. Є. Пухова: Моделювання та інформаційні технології. – К., 2000. – Вип. 3. – С. 10 – 15.
4. Форнальчик Є. Ю. Про тепловий режим двигуна після його ремонту / Є. Ю. Форнальчик, О. Я. Подопрігора // Машинознавство. – Львів, 2004. – № 4 (82). – С. 43 – 45.
5. Немий С. В. Влияние ремонтных изменений размеров цилиндров двигателей на их температурное состояние / С. В. Немий, О. Й. Коцюмбас // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). – М., 2014. - Вып 1 (36). - С. 27 – 32.
6. Бортницкий П. И. Тягово – скоростные качества автомобилей / П. И. Бортницкий, В. И. Задорожный. – К.: Вища школа, 1978. – 176 с.
7. Гришкевич А. И. Автомобили: Теория / А. И. Гришкевич. – Минск: Высшая школа, 1986. – 208 с.
8. Литвинов А. С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
9. Корпач О. А. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автомобіля при зміні потужності двигуна в широких межах: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.02 "Автомобілі та трактори" / О. А. Корпач. – К.: НТУ, 2014. – 20 с.

Рецензент:

Крайник Л.В., доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобілебудування, Національний університет «Львівська політехніка», Львів, Україна.

УДК 621.867.82

О.В. Гуцин¹, Р.І. Рыбалко²¹Східно-Український національний університет ім. В. Даля²Приватне виробничо-комерційне підприємство «Фірма «РІФ»ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ФОРМУВАННЯ СТРУКТУРИ АЕРОСУМІШЕЙ
У ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОМУ ПРИСТРОЇ

У статті розглянуто особливості формування структури аеросуміші у завантажувальному пристрої під впливом повітряних потоків та її течії на ділянці входу в пневматичний трубопровід. Результати досліджень свідчать про перспективність використання дії повітряних променів на сипкий матеріал при розробці нових типів завантажувальних пристроїв для пневмотранспортних установок, що працюють при структурованих режимах течії аеросуміші

Ключові слова: аеросуміш, завантажувальний пристрій, пневмотранспорт, живильник, струмінь, сипкий матеріал.

О.В. Гуцин, Р.И. Рыбалко

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФОРМИРОВАНИЯ СТРУКТУРЫ АЭРОСМЕСЕЙ В
ЗАГРУЗОЧНОМ УСТРОЙСТВЕ

В статье рассмотрены особенности формирования структуры аэросмеси в загрузочном устройстве под воздействием воздушных потоков и ее течения на участке входа в пневмотранспортный трубопровод. Результаты исследований свидетельствуют о перспективности использования действия воздушных струй на сыпучий материал при разработке новых типов загрузочных устройств для пневмотранспортных установок, работающих при структурированных режимах течения аэросмеси.

Ключевые слова: аэросмесь, загрузочное устройство, пневмотранспорт, питатель, струя, сыпучий материал.

O. Guschin, R. Rybalko

INVESTIGATION OF THE FORMATION OF THE STRUCTURE OF AEROSOMESIN THE
LOADING DEVICE

The features of structure formation of fuel mixture in the boot device under the influence of air flow and its flow at the site entrance of the pneumatic conveying pipeline.

The research results show the availability of the action of the air jets on the bulk material in the development of new types of loading devices for pneumatic conveying systems operating under framed mode aeromixture flow.

Keywords: aerosmese, charging device, pneumatic transport, feeder, jet, the bulk material.

Постановка проблеми. Вивчення режимів руху аеросумішей в пневмотранспортному трубопроводі наочно свідчить, що при режимі руху часток матеріалу суцільним потоком в аерованому стані об'ємна, а, отже, й масова їх концентрація практично досягає своїх граничних значень. Дослідні перевірки довели неприйнятність традиційних завантажувальних пристроїв для установок, працюючих при порційному та хвильовому режимах руху суміші. Тому розробку нових високоефективних енергозберігаючих засобів переміщення сипких матеріалів з використанням нетрадиційних режимів руху аеросуміші в транспортному трубопроводі можна рахувати одним з напрямків подальшого розвитку та удосконалення пневматичного транспорту [1-3]. Трансформація структури течії аеросумішей шляхом керованої генерації вихрових структур дозволяє інтенсифікувати процеси масопереносу [4]. Основою розробки нових типів завантажувальних пристроїв для установок з порційним і хвильовим рухом аеросуміші є використання явища надтекучості сипких матеріалів, що має місце при впливові на них потоків та струменів, ефекту вібрації або об'єднаної дії цих факторів [5, 6].

У живильнику, що досліджується, передача енергії двох додаткових повітряних потоків основному повздовжньому потоку аеросуміші здійснюється шляхом їх турбулентного змішування. Механіка турбулентного змішування для пристроїв із центральним соплом достатньо докладно розглянуто в роботах Абрамовича Г.Н. [7, 8]. Втрати кінетичної енергії при турбулентному змішуванні повітряних потоків для даних типів установок оцінено Соколовим Ю.Я. і Зінгером М.М. в роботі [9]. Питання дослідження кута взаємодії газових потоків при їх змішуванні у кільцевому ежекторі з урахуванням конструктивних і технологічних параметрів розглянуто в роботі [10]. Аналіз виконаних досліджень виявив невивченість даних процесів стосовно завантажувальних пристроїв пневматичного транспорту сипких матеріалів. Дослідження процесів, що протікають в області камери змішування, входження аеросуміші в трубопровід та її руху на початковій ділянці є актуальною задачею. Розширення камери змішування дозволить створити ряд

завантажувальних пристроїв нового типу, що загалом дозволить підвищити ефективність пневмотранспорту сипких матеріалів.

Метою даної статті є дослідження механіки взаємодії повітряних струменів і формування потоку аеросуміші у живильнику – змішувачі інжекційного типу з додатковим повітряним побудником.

Особливістю конструкції аераційно-ежекційного живильника (рис.1) є використання двох повітряних струменів (горизонтального і похило-вертикального) для створення ефекту надтекучості або псевдозрідження сипкого матеріалу в області камери змушування и формування стійкої структури аеросумішей. В області камери змішування на сипкий матеріал впливають два струменя, що аерують та спрямовують його в транспортний трубопровід із властивістю над сипучості. Один спрямований вздовж осі змішувальної камери і матеріалопроводу, інший під кутом γ до їх повздовжньої осі. Живильний пристрій, що досліджується, складається із завантажувального бункера 1, до якого подається надлишковий тиск через канал 2, камери змішування 3, яка з'єднана з розвантажувальним патрубком 4, стисле повітря потрапляє в живильник крізь горизонтальний 5 та допоміжний нахилений 6 повітряпідвідні патрубки, на кінцях яких встановлено сопла 7. Таким чином, вирішується задача зменшення коефіцієнту внутрішнього тертя сипкого матеріалу та підвищення його рухомості для поліпшення умов його руху в змішувальній камері з метою підвищення продуктивності у порівнянні з існуючим зразком.

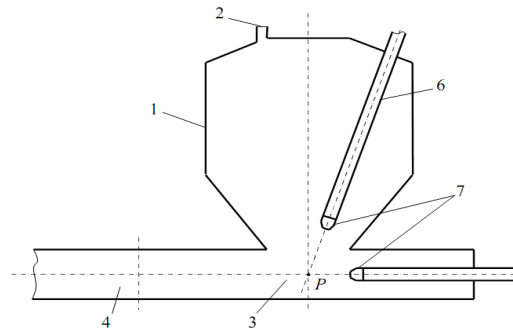


Рис. 1. Схема камерного ежекційного живильника, що обладнаний додатковим повітряним соплом-збудником:

1 – завантажувальний бункер; 2 – канал для надлишкового тиску; 3 – камера змішування; 4 – розвантажувальний патрубок; 5 – горизонтальний повітряпідвідний патрубок; 6 – допоміжний нахилений повітряпідвідний патрубок; 7 – сопла

Робота живильника розглядається як та, що складається з двох послідовних етапів. Перший етап – вихід сипкого матеріалу з бункера, його входження до змішувальної камери. Другий етап – формування аеросуміші в камері змішування двома повітряними струменями та її входження в транспортний трубопровід. Відстань сопла від камери змішування визначається з умови, що при розрахунковому коефіцієнті інжекції кінцевий переріз вільного струменю дорівнює вхідному перерізу камери змішування. Вибір положення робочого сопла визначається двома розмірами вільного струменю (рис.2): довжиною робочого струменю l_{c1} та діаметром вільного струменю d_4 на відстані l_{c1} від вихідного перерізу сопла.

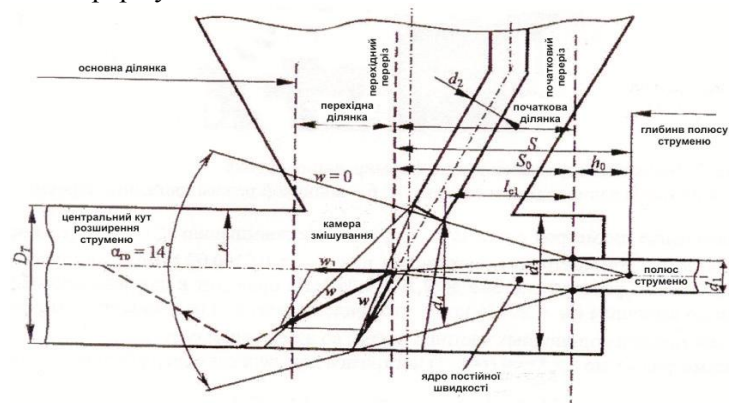


Рис. 2. Схема взаємодії повітряних потоків на ділянці входження аерованого потоку в пневмотранспортний трубопровід

Довжина струменю l_{c1} може бути визначеною наступними наближеними залежностями:

– при коефіцієнті інжекції $u \leq 0,5$, тобто коли вільний струмінь не виходить за межі початкової ділянки:

$$l_{c1} = \left[\sqrt{0.083 + 0.7u} - 0.29 \right] \frac{d_1}{2\alpha}; \quad (1)$$

– при коефіцієнті інжекції $u > 0,5$, тобто коли вільний струмінь включає не тільки початкову, але й частково, основну ділянку:

$$l_{c1} = \frac{0.37 + u}{4.4\alpha} d_1, \quad (2)$$

де d_1 – вихідний діаметр робочого сопла; α – дослідна константа, що знаходиться в межах 0,07-0,09.

Діаметр вільного струменю d_4 на відстані l_{c1} від вихідного перерізу сопла:

$$– \text{при коефіцієнті інжекції } u \leq 0,5 \quad d_4 = 3,4d_1 \sqrt{0.083 + 0.76}; \quad (3)$$

$$– \text{при коефіцієнті інжекції } u > 0,5 \quad d_4 = 1.55d_1(1 + u). \quad (4)$$

Складання двох взаємодіючих струменів представляється як результат складання двох відомих течій [7]. Вектор швидкості \vec{w}_1 нової течії визначається як складання векторів \vec{w}_1 і \vec{w}_2 двох потоків $\vec{w} = \vec{w}_1 + \vec{w}_2$.

Максимальне значення швидкості вздовж осі струменю:

$$w_m = 0.45433 \sqrt{\frac{I_0^2}{\rho^2 v x}}. \quad (5)$$

Експериментально на моделі досліджено: рух сипкого матеріалу в камері змішування при впливові на нього двох повітряних потоків, спрямованих під визначеним кутом один відносно іншого; вплив подачі надлишкового тиску в частину бункеру, що звільняється, на процес витікання; вплив діаметру сопел та місця установки горизонтального та вертикального сопел на процес витікання; змінення масової концентрації в залежності від величини надлишкового тиску; оцінка загальних втрат тиску в завантажувальному пристрої.

Початкові зрушення матеріалу в камері змішування і початковій ділянці трубопроводу спостерігалися при надлишковому тиску 0,01-0,012 МПа. При тиску близько 0,02 МПа має місце стійкий рух аеросуміші. При цьому в безпосередній близькості від камери змішування сипкий матеріал на початковій ділянці трубопроводу рухається у щільному керованому стані (рис.3а), а на деякій відстані – формується стійкий хвильовий рух аеросуміші (рис.3б), що далі переходить в порційний режим.

Збільшення діаметрів сопел d_1 і d_2 призводить до підвищення продуктивності витікання. Масова концентрація досягається при $P_{\text{над.}} = 0,01-0,02$ МПа. Збільшення надлишкового тиску в робочій системі до 0,03-0,04 МПа призводить до падіння масової концентрації до величини ($\mu = 20-25$ кг/м), що свідчить про перехід роботи установки в режим переміщення одиночних часток у польоті в зваженому стані.

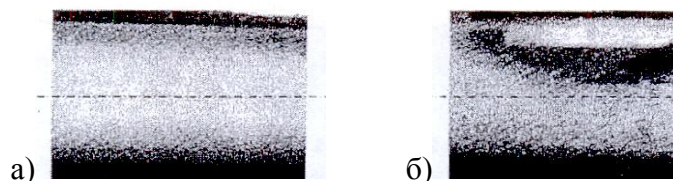


Рис. 3. Рух аеросуміші в зоні формування потоку:
а – у щільному керованому стані; б – хвильовий режим руху аеросуміші

Збільшення діаметрів сопел d_1 і d_2 призводить до підвищення продуктивності витікання. Масова концентрація досягається при $P_{\text{над.}} = 0,01-0,02$ МПа. Збільшення надлишкового тиску в робочій системі до 0,03-0,04 МПа призводить до падіння масової концентрації до величини ($\mu = 20-25$ кг/м), що свідчить про перехід роботи установки в режим переміщення одиночних часток у польоті у зваженому стані.

Графіки, що розглядаються (рис.4), побудовані для двох випадків роботи живильника. Криву 1 отримано для випадку, коли у верхню частину бункеру, що звільнилася, в процесі витікання не

подається стисле повітря, тобто у верхній частині бункера $P_{\text{над}} = 0$ МПа; криву 2 отримано, коли у верхню частину бункеру, що звільняється, подається стисле повітря, тиск якого дорівнює величині надлишкового тиску у робочій системі.

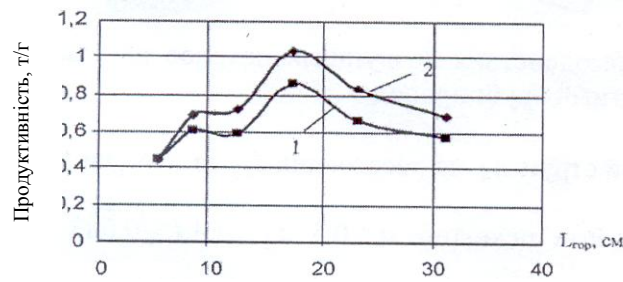


Рис. 4. Вплив $L_{\text{гор}}$ на продуктивність витікання сипкого матеріалу:
1 – $P_{\text{над}} = 0$ МПа; 2 – $P_{\text{над}} = 0,02$ МПа

Графіки (рис.5), побудовані при надлишковому тиску (а – $P_{\text{над}} = 0$ МПа; б – $P_{\text{над}} = 0,02$ МПа) у залежності від відстані установки горизонтального сопла до вісі камери змішування ($L_{\text{гор}}$) для різних діаметрів, носять аналогічний характер. Підтримання $P_{\text{над}} > 0$ зберігає ті ж 15-20% збільшення продуктивності.

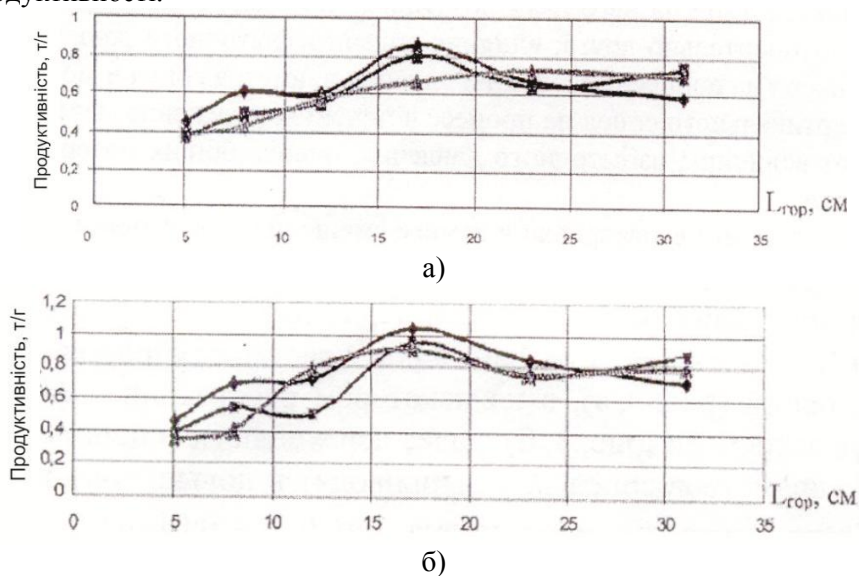


Рис. 5. Змінення продуктивності витікання сипкого матеріалу для різних діаметрів горизонтальних насадок:
а – $P_{\text{над}} = 0$ МПа; б – $P_{\text{над}} = 0,02$ МПа

Аналіз кривих демонструє, що максимальних значень продуктивність досягає при величині $L_{\text{гор}} = 170$ мм від осі камери змішування.

Збільшення діаметрів сопел d_1 і d_2 призводить до підвищення продуктивності витікання. Графік змінення масової концентрації $\mu=f(\Delta P)$ (рис.6) показує, що її максимальне значення для випадку, що розглядається, отримуються при $P_{\text{над}} = 0,01-0,02$ МПа.

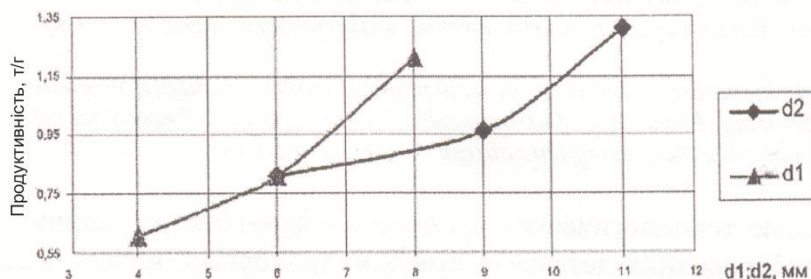


Рис. 6. Вплив діаметру горизонтального (d_1) і (d_2) вертикального сопел на продуктивність живильника при $d_1 = 11$ мм, $d_2 = 8$ мм, $L_{\text{гор}} = 170$ мм, $L_{\text{верт.}} = 0$ мм

Збільшення надлишкового тиску в робочій системі до 0,03-0,04 МПа приводить до падіння масової концентрації до величини $\mu = 20-25$ кг/кг.

Висновки. Дослідження поведінки сипкого матеріалу в камері змішування при впливі на нього двох взаємодіючих повітряних струменів, вплив величини діаметрів сопел (ежекторів) та їх відстань від камери на процес витікання сипких матеріалів з випускного отвору бункера на ділянці його введення в матеріалопровід, показали, що в безпосередній близькості від камери після його виходу в матеріалопровід сипкий матеріал рухається у двох режимах: у щільному аерованому потоці або хвильовому режимі, який далі в трубопроводі трансформується в порційний режим руху. Експериментальні дослідження ежекційного живильника з додатковим повітряним побудником, що виконано на моделі, підтвердили його добру працездатність. Застосування живильників даного типу в нових високоєфективних пневмотранспортних установках з хвильовим та порційним режимами руху аеросуміші дозволить вирішити задачу подальшого розвитку та удосконалення пневмотранспорту сипких матеріалів.

Список літератури.

1. Волошин А.И., Механика пневмотранспортирования сыпучих материалов / А.И. Волошин, Б.В. Пономарев. – К: Наук. думка, 2001. – 519с.
2. Математическое моделирование на транспорте: процессы и структуры: монография / П.Б. Комов, А.Б. Комов, И.В. Грицук, Ю.В. Прилепский, В.М. Гуцин, Р.И. Рыбалко, В.В. Коломиец. – Донецк: Изд-во «Ноулидж» (Донецкое отделение), 2012. – 328с.
3. Гуцин В.М. Движение частиц сыпучего материала в пневмотранспортном трубопроводе при вращательном режиме перемещения аэросмесей / В.М. Гуцин, Р.И. Рыбалко, О.В. Гуцин. – Промислова гідраліка і пневматика. – 2011, – №3 (33). – С.41-46.
4. Гуцин В.М. Управление и интенсификация процессов пневматического транспортирования сыпучих материалов струйным воздействием воздушного потока / В.М. Гуцин, О.В. Гуцин. // Теорія і практика будівництва. – 2009, – №5. – С.6-15.
5. Гуцин В.М. Интенсификация процессов пневматического транспортирования сыпучих материалов / В.М. Гуцин. // Промислова гідраліка і пневматика. – 2004, – №2 (4). – С.29-32.
6. Програмний комплекс для досліджень та розробки пневмотранспортних установок з переміщення сипких матеріалів. / Гуцин В.М., Рибалко Р.І., Гуцин О.В. – Св-во про внесення відомостей до Реєстру виробників та розповсюджувачів програмного забезпечення (Державна служба інтелектуальної власності України). Серія ВР, № 01582.
7. Абрамович Н.Г. Теория турбулентных струй / Н.Г. Абрамович. – М.: Гл. ред. физ-мат. лит-ры., 1984. – 716с.
8. Разумов И.М. Псевдооживление и пневматический транспорт сыпучих материалов / И.М. Разумов. – М.: Химия, 1984. – 346с.
9. Соколов Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.Г. Зингер. – М.: Энергия, 1970. – 278с.
10. Пономаренко С.Н., Исследование угла взаимодействия газовых потоков при их смешивании в кольцевом эжекторе / С.Н. Пономаренко // Вісник ДДМА: Краматорськ, 2005, – №2. – С. 174-179.

Рецензент:

Грицук І.В., доктор технічних наук, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, Херсон, Україна.

УДК 630*7: 630*31

Л.М. Дацюк, В.А. Сай, С.Ф. Юхимчук, Т.Л. Дацюк

Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ ЗЧІПНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ НА ТРЕЛЮВАЛЬНИЙ ЛІСУ

У статті зчіпні та швидкісні властивості тракторів загального призначення для лісозаготівельного використання показано шляхом розгляду взаємодії приводних коліс з ґрунтом. Складено схеми взаємодії. Запропоновано варіант заміни спеціальної лісозаготівельної техніки колісними тракторами.

Л.М. Дацюк, В.А. Сай, С.Ф. Юхимчук, Т.Л. Дацюк

АНАЛИЗ СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ НА ТРЕЛЕВКЕ ЛЕСА

В статье сцепные и скоростные свойства тракторов общего назначения для лесозаготовительного использования показано путем рассмотрения взаимодействия приводных колес с грунтом. Составлены схемы взаимодействия. Предложен вариант замены специальной лесозаготовительной техники колесными тракторами.

L. Datsiuk, V. Say, S. Yuhymchuk, T. Datsiuk

ANALYSIS OF THE COUPLING PROPERTIES OF WHEELED TRACTORS WHEN USED FOR HAULING FOREST

In the article coupling and speed properties of General-purpose tractors for logging use is shown by considering the interaction of drive wheels with the ground. The schemes of interaction are made. The proposed replacement of the special logging equipment wheel tractors.

Постановка проблеми. Для трелювання лісу не всі лісогосподарські підприємства мають можливість використовувати новітню спеціальну техніку, тому в технологічному ланцюжку заготівлі лісу потрібна раціональна заміна транспортних засобів на можливо доступні. Колісні трактори загального призначення доступні, але не мають відповідної прохідності у важких умовах бездоріжжя. Тому потрібно дослідити взаємодію приводних коліс з ґрунтом і досягнути покращення зчіпних і швидкісних властивостей.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З літературного огляду встановлено, що є варіанти покращення прохідності транспортних засобів [3, 5]. Покращення виконується шляхом встановлення: ланцюгів, зачеплених через певну відстань на шині приводного колеса; ґрунтозачепів, накладних на суцільному металевому диску або накидних на шину, при цьому шарнірно з'єднаних між собою; здвоєних шин або легких еластичних бандажних гусениць. Такі вдосконалення, можливо, будуть достатніми, щоб зробити заміну спеціальної лісогосподарської техніки колісними тракторами загального призначення.

Мета дослідження полягає у розгляді можливої заміни спеціальних машин у технологічному ланцюжку заготівлі лісу колісними тракторами загального призначення; дослідженні зчіпних властивостей колісних тракторів під час транспортування лісосировини у важких умовах бездоріжжя шляхом розгляду схем взаємодії приводних коліс з ґрунтом.

Результати дослідження. Лісозаготівельним підприємствам для забезпечення перевезень лісосировини під час заготівлі та вивозу на пункти зберігання і переробки потрібні відповідні транспортні засоби [1]. Щоб виконати поставлену задачу, можна використати, крім спеціальної техніки, колісні трактори загального призначення. Колеса в тракторах використовують для забезпечення переміщення, вони рухаються під дією прикладеної до них пари сил, створюючи крутний момент [4]. Колеса тракторів обладнані пневматичними шинами. Застосування шин дозволяє: підвищити швидкість руху агрегату, продуктивність, понизити тяговий опір завдяки зменшенню деформації ґрунту, зменшити дію вібрацій, пом'якшити удари.

Щоб більш повно описати обертання колеса, потрібно врахувати швидкості точок колеса. Під час кочення колеса його точки беруть участь у двох видах руху [2]: переносному разом з віссю трактора, що здійснюється із швидкістю v_x , і відносному – відносно осі колеса (рис. 1). Абсолютна швидкість будь-якої точки, наприклад, точки А, може бути знайдена складанням цих швидкостей:

$$\vec{v}_A = \vec{v}_x + \vec{v}_{0A}, \quad (1)$$

де v_{0A} – швидкість переміщення точки A відносно осі колеса.

Відносна швидкість точки A направлена по дотичній до колеса

$$v_{0A} = \omega_e r_c, \quad (2)$$

де ω_e – кутова швидкість обертання колеса; r_c – вільний радіус колеса.

$$r_c = 0,5D_s,$$

де D_s – зовнішній діаметр колеса.

Через прийняте допущення про недеформованість в тангенціальному напрямі протектора колеса таку ж швидкість матимуть всі точки, які належать протектору (наприклад, точка B , що знаходиться в контакті з опорною поверхнею). Оскільки в зоні контакту вектори відносної і абсолютної швидкостей розташовуються на одній прямій, абсолютна швидкість точок шини, що знаходяться в зоні контакту,

$$v_s = v_x - v_{0B} = v_x - v_{0A}. \quad (3)$$

Поступальну швидкість осі колеса v_x можна виразити через його кутову швидкість:

$$v_x = \omega_e r_e, \quad (4)$$

де ω_e – кутова швидкість колеса;

r_e – радіус кочення колеса.

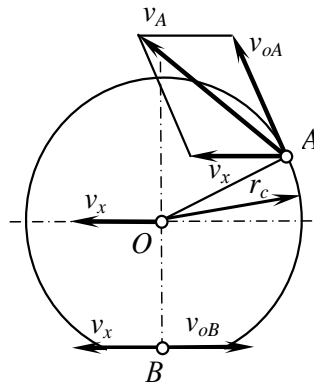


Рис. 1. Схема до розрахунку швидкості колеса

Згідно з рис. 1, швидкість точки B (швидкість v_s) можна розглядати як швидкість ковзання елементів шини щодо опорної поверхні. Відповідно до прийнятих позначень

$$v_s = \omega_e (r_e - r_c). \quad (5)$$

Звідси витікає, що при $r_e = r_c$ колесо котиться без ковзання. Якщо $r_e > r_c$, швидкість ковзання позитивна і її напрям співпадає з напрямом поступальної швидкості колеса (колесо рухається юзом). При $r_e < r_c$ швидкість ковзання негативна і направлена убік, протилежний вектору поступальної швидкості центра колеса (колесо рухається з буксуванням).

На рис. 2 показані плани швидкостей для розглянутих трьох випадків кочення колеса. З рисунка виходить, що радіус кочення є відстанню від центра колеса до його миттєвого центра обертання O_i і залежно від режиму руху може змінюватися від нуля (буксуюче колесо при нерухомому тракторі) до безкінечності (заблоковане колесо при рухомому тракторі).

Швидкість плоскопаралельного руху осі колеса можна знайти за виразом

$$v = v_x \pm v_s, \quad (6)$$

де знак мінус приймається, якщо колесо є ведучим, а плюс – веденим або гальмуючим.

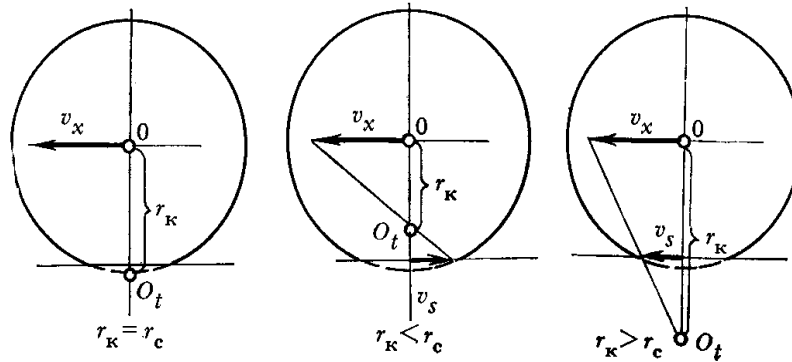


Рис. 2. Положення миттєвих центрів обертання колеса

Ковзання колеса зручно характеризувати коефіцієнтом ковзання s . У ведучому режимі:

$$s = \frac{r_{\bar{n}} - r_{\bar{e}}}{r_{\bar{n}}}; \tag{7}$$

у гальмівному режимі:

$$s = \frac{r_{\bar{e}} - r_{\bar{n}}}{r_{\bar{e}}}. \tag{8}$$

Коефіцієнт ковзання може змінюватися від нуля до одиниці. Так, при ведучому і гальмівному режимах за відсутності ковзання ($r_{\bar{e}} = r_{\bar{n}}$) коефіцієнт ковзання рівний нулю, а при повному ковзанні – одиниці. При ведучому режимі повне ковзання буде при буксуючому колесі і нерухомому автомобілі ($r_{\bar{e}} = 0$), а при гальмівному режимі – у разі руху колеса юзом ($r_{\bar{e}} = \infty$).

На рис. 3 наведений графік залежності коефіцієнта поздовжньої сили k_x від коефіцієнта ковзання s . При певному значенні коефіцієнта ковзання (0,1...0,15) поздовжня реакція дороги досягає максимального значення. Робота колеса на цій ділянці є стійкою: при збільшенні передавального моменту зростає і поздовжня реакція дороги.

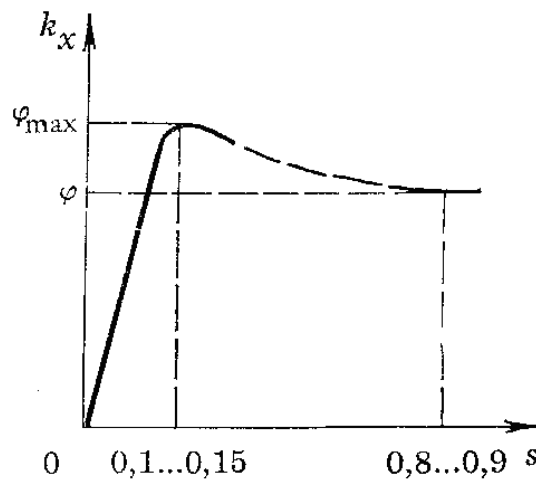


Рис. 3. Характерна залежність коефіцієнта поздовжньої сили k_x від коефіцієнта ковзання s

При подальшому збільшенні крутного моменту починають ковзати всі точки колеса в зоні контакту його з дорогою. Це супроводжується зменшенням поздовжньої складової реакції дороги і коефіцієнта поздовжньої сили колеса, оскільки визначним стає тертя ковзання, менше, ніж тертя спокою. В результаті у ведучому режимі має місце швидкий розгін колеса (буксування), а в гальмівному – його зупинка, тобто робота колеса на даній ділянці є нестійкою.

Коефіцієнт поздовжньої сили колеса при повному ковзанні (коефіцієнт зчеплення φ) характеризує той крутний момент, який може бути реалізований колесом в таких дорожніх умовах

за умовами зчеплення його з дорогою. Максимальне значення коефіцієнта подовжньої сили колеса визначає максимальний момент, що реалізується колесом, і називається максимальним коефіцієнтом зчеплення φ_{\max} .

Під час динамічних розрахунків трактора у ряді випадків виникає необхідність враховувати зміну коефіцієнта подовжньої сили колеса залежно від швидкості руху. Якщо нема точніших даних, то в першому наближенні можна скористатися співвідношенням:

$$\varphi = \varphi_0(1 - A), \quad (9)$$

де φ_0 – коефіцієнт зчеплення за малої швидкості;

A – коефіцієнт, що залежить від типу шин і дорожніх умов.

Коефіцієнт зчеплення залежить від навантаження на колесо і тиску повітря в шині. На дорогах з твердим покриттям збільшення навантаження на колесо приводить до зменшення коефіцієнта зчеплення, причому на засніженій дорозі і при ожеледиці відносна зміна коефіцієнта зчеплення більша, ніж на дорогах з асфальтовим покриттям.

Для кожної шини коефіцієнт зчеплення має максимальне значення при певному тиску повітря в ній. Під час руху по м'яких поверхнях коефіцієнт зчеплення зростає із зменшенням тиску повітря в шині завдяки збільшенню площі контакту і поліпшенню характеристик взаємодії колеса з ґрунтом. У цих умовах шини з низьким тиском повітря мають вищий коефіцієнт зчеплення, ніж шини з високим тиском. Але цієї умови не достатньо для покращення зчіпних властивостей, тому потрібно додатково встановити підштовхувачі, або ґрунтозачепи (рис. 4). Додаткові металеві ґрунтозачепи [5], як правило, не знижують питомого тиску на ґрунт і не зменшують глибину сліду, що залишається від колеса на ґрунті, тому їх застосовують у польових роботах за крайньої необхідності, а в основному використовують під час руху на слизьких ґрунтових або вологих лісових дорогах, де вони істотно підвищують прохідність трактора.

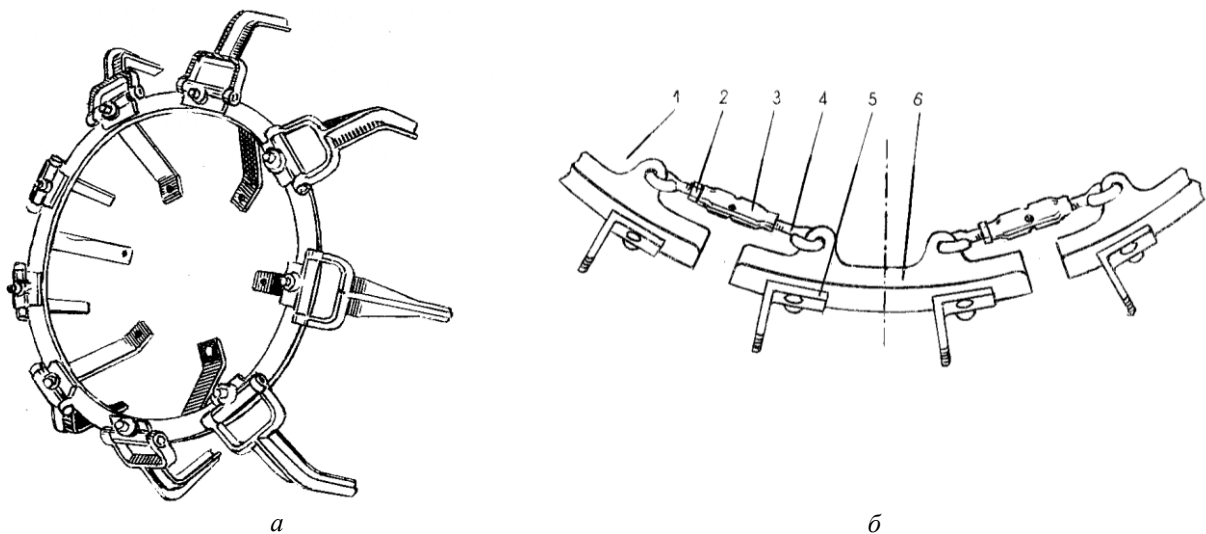


Рис. 4. Ґрунтозачепи: *а* – накладні на суцільному металевому диску; *б* – накладні, шарнірно закріплені на шину колеса: 1 – шина, 2 – контргайка, 3 – двостороння гайка, 4 – зтягуючий гак, 5 – шпори, 6 – ґрунтозачеп

Ґрунтозачепи можуть бути у вигляді видвижних або накладних лопаткових утворень, розміщених з боку колеса, закріплених до диска (рис. 4, *а*), та накладних на шину, при цьому шарнірно з'єднаних між собою (рис. 4, *б*).

Беручи до уваги вищевикладений матеріал, можна зробити дообладнання приводного колеса (звичайна шина) ґрунтозачепами, встановити здвоєні шини або легкі еластичні бандажні гусениці [3], тобто в загальному провести заміну спеціальної лісогосподарської техніки колісними тракторами загального призначення.

Висновок. Теоретичні дослідження зчіпних властивостей тракторів загального призначення для трелювання лісу уможливили заміну спеціальної лісозаготівельної техніки. Покращення зчіпних властивостей колісних тракторів під час трелювання лісу в умовах бездоріжжя

досягається зменшенням тиску у шинах коліс, здвоєнням шин, додатковим встановленням на приводні колеса металевих ґрунтозачепів відповідного варіанта або легких еластичних бандажних гусениць.

У перспективі використання лісозаготівельної техніки потрібно розглядати з врахуванням побудови лісових доріг. Такий підхід дозволить суттєво зменшити кількість техніки для трелювання і транспортування лісу та покращить можливість догляду за лісом. Також представники лісозаготівельних підприємств отримають можливість з меншими затратами підбирати та купувати комплекс машин для трелювання лісу та транспортування на пункти зберігання і переробки.

Література

1. Винокуров В.Н., Еремін Н.В. Система машин в лесном хозяйстве: Учебник для вузов. – М.: Издательский центр Академия, 2004. – 320 с.
2. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: Учебник для вузов. – Мн.: Выш. Шк., 1986. – 208 с.: ил.
3. Дацюк Л.М., Юхимчук С.Ф., Ралець А.Я. Аналіз зчпних властивостей колісних тракторів для транспортування лісосировини // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. Вип.20. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, – 2010. – С. 46-53.
4. Маслай С.В., Борис М.М., Євтушенко А.Я. Перспективи застосування і параметри колісних тракторів для лісового господарства// Наук. Вісник НАУ. – К.: НАУ. – 2007, вип. 172. – С. 22-28.
5. Тяговые характеристики сельскохозйственных тракторов. Альбом-справочник. – М.: Россельхозиздат, 1979. – 240 с.: ил.
6. Хайлис Г.А. Расчет рабочих органов почвообрабатывающих машин: Учеб. Пособие. – К.: УМК ВО, 1980. – 83 с.

Рецензент д.т.н., проф. М.П. Ярошевич.

Стаття надійшла до редакції 05.05.2018

УДК 629.076

В.М. Дембіцький, П.В. Мазилюк, С.М. Павляшик*Луцький національний технічний університет***АДАПТАЦІЯ ЇЗДОВОГО ЦИКЛУ ДО РЕАЛЬНИХ УМОВ РУХУ МІСЬКИХ АВТОБУСІВ**

Проведено експериментальні дослідження руху автобуса в умовах м. Луцьк. За результатами обробки результатів експериментальних досліджень запропоновано міський їздовий цикл для маршрутних транспортних засобів. Розбіжність результатів за середньою швидкістю руху запропонованого їздового циклу та швидкістю руху, визначеною за результатами експериментальних досліджень становить 9,3 %, що є найближчим до реальних умов руху у м. Луцьк, порівняно з іншими їздовими циклами.

Ключові слова: автобус, маршрут, їздовий цикл, розгін, гальмування, витрата палива.

В.Н. Дембицкий, П.В. Мазилюк, С.М. Павляшик**АДАПТАЦИЯ ЕЗДОВОГО ЦИКЛА К РЕАЛЬНЫМ УСЛОВИЯМ ДВИЖЕНИЯ ГОРОДСКИХ АВТОБУСОВ**

Проведены экспериментальные исследования движения автобуса в условиях г. Луцк. По результатам обработки результатов экспериментальных исследований предложен городской ездовой цикл для маршрутных транспортных средств. Расхождение результатов по средней скорости движения предложенного ездового цикла и скоростью движения, определенной по результатам экспериментальных исследований составляет 9,3%, что является близким к реальным условиям движения в г. Луцк, по сравнению с другими ездовыми циклами.

Ключевые слова: автобус, маршрут, ездовой цикл, разгон, торможение, расход топлива.

V. Dembitskyi, P. Mazylyuk, S. Pavliashyk**ADAPTATION DRIVING CYCLE TO REAL TRAFFIC CONDITIONS OF CITY BUSES**

Experimental studies of the bus traffic in the conditions of the city of Lutsk have been carried out. The results of processing of experimental results suggested urban driving cycle route for vehicles. The discrepancy between the results at an average speed of the proposed driving cycle and speed determined by the results of experimental studies is 9.3%. This is the closest to real traffic conditions in the city Luck, compared to other driving cycle.

Keywords: bus, route, driving cycle, acceleration, braking, fuel consumption.

Вступ. На сьогоднішній день існують різні варіанти застосування двигуна внутрішнього згоряння та електродвигуна. Одні дослідники переконують, що розгін необхідно здійснювати на електротязі, а рівномірний рух на двигуні внутрішнього згоряння, інші доводять протилежне. Однак довести правоту перших чи других фактично неможливо через відсутність єдиного стандартизованого їздового циклу. Разом з тим, очевидним є те, що умови руху в різних містах будуть різними і створити універсальний їздовий цикл практично неможливо.

Разом з тим спираючись на існуючі їздові цикли вважається можливою їх адаптація до реальних умов руху, що і покладено в основу даної роботи.

Актуальність досліджень. Рух автобуса, який рухається містом встановленими маршрутами характеризується частими зупинками і, як наслідок, значною часткою режимів “розгін – гальмування”, та низькою середньою швидкістю руху автобуса по маршруту.

На сьогоднішній день, для автобусів, фактично відсутні єдині стандартизовані їздові цикли у міських умовах руху. В Україні діяв ГОСТ 20306 [1], який регламентував методи випробувань транспортних засобів на паливну економічність. Станом на 2018 рік цей нормативний документ скасований. У Російській Федерації діє ГОСТ Р 54810-2011 [2]. Міський їздовий цикл автобусів обох стандартів фактично однаковий.

Аналіз сучасних досліджень пов’язаних із визначенням витрати палива автобусами у міському режимі руху свідчить про актуальність даного питання. Це питання досить детально опрацьовується науковцями Національного університету “Львівська політехніка”, зокрема можна відмітити роботи Крайника Л.В. [3, 4], Крайника Ю.Л. [5], Боднара М.Ф. [5, 6]. За результатами досліджень вченими запропоновано ряд типових міських їздових циклів, які покликані забезпечити більш якісне нормування витрат палива автобусами та вантажними автомобілями. На рисунку 1 наведено їздовий цикл для міського автобуса категорії М3 та їздовий цикл запропонований науковцями Національного університету “Львівська політехніка” [7].

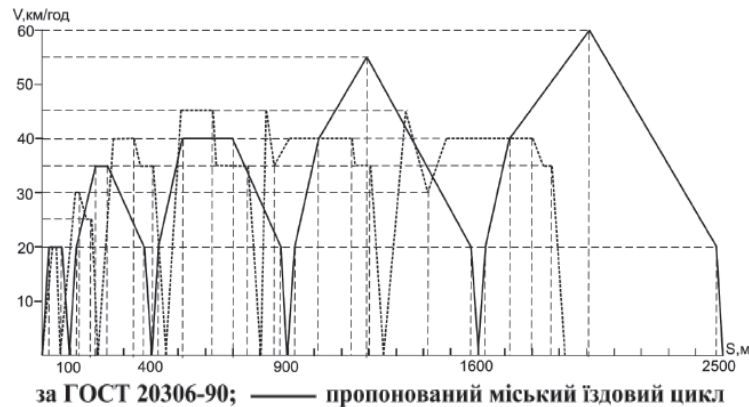


Рис. 1 – Типовий їздовий цикл для міських автобусів

Якщо порівнювати наведені вище стандартизований та запропонований їздові цикли можна відмітити їх певні відмінності: менша кількість перехідних режимів, вищі швидкості руху, збільшена відстань між зупинками. Разом з тим, варто відмітити дещо вищу швидкість руху пропонованого циклу, що не зовсім актуально на сьогоднішній день, так як, максимальна швидкість руху в місті обмежена 50 км/год. Окрім того за результатами досліджень наведених у [8], встановлено, що під час руху автобуса заданим маршрутом, практично відсутні усталені режими, натомість характерними є режими “розгін – гальмування”. Також слід зазначити, що під час дослідження руху автобуса на традиційному нафтовому паливі та дизельному біопаливі [9] також використовувався їздовий цикл за ГОСТ 20306. Аналіз досліджень, проведених іноземними вченими доводить, що зазвичай під час визначення витрат палива автобусами застосовують реальні маршрути руху, як описано у [10]. У роботі [11] в результаті досліджень встановлено, що під час руху автобуса до 50 % палива витрачається під час його руху в режимі “розгін – гальмування” або “розгін – вибіг”. Таким чином на сьогоднішній день фактично відсутні єдині вимоги щодо визначення витрати палива, та, відповідно, паливної економічності, міських автобусів.

Метою роботи є визначення міського їздового циклу для автобусів, які рухаються заданими маршрутами на основі їх реальних режимів руху.

Результати досліджень. Експериментальні дослідження проводилися з метою встановлення даних щодо режимів руху міських автобусів. Дослідження проводилися у м. Луцьк за допомогою мультимедійного автоматизованого комплексу (МАК), який призначений для забезпечення моніторингу та керування громадським транспортом.

Для експериментальних досліджень вибрано ділянку дороги у м. Луцьк, від зупинки ТЦ “Глобус” (вул. Домни Гордіюк, 47) до перетину вулиці Карпенка-Карого та проспекту Перемоги (пр. Перемоги, 38). Характеристики маршруту наведено у таблиці 1, нижче.

Таблиця 1

Характеристики маршруту, де здійснювався моніторинг руху автобусів.

№ з/п	Показник	Значення
1.	Довжина маршруту, км	2,2
2.	Кількість зупинок, шт	9
3.	Кількість світлофорів, шт	6
4.	Середній час руху (за даними Google Maps), хв	8...10
5.	Середня швидкість руху (за даними Google Maps), км/год	16,5...13,2
6.	Кількість смуг для руху в одному напрямку	2

Вибір зазначеної ділянки дороги обумовлюється рядом факторів: даною ділянкою дороги рухається близько 75 % усього громадського транспорту, маршрут з’єднує “спальний” район та центр міста, на проспекті Соборності зосереджено ряд торгових та розважальних закладів, які користуються значним попитом (гіпермаркет “ТАМ ТАМ”, розважальний та торговий центр “Порт Сіті”, Варшавський ринок, Північний ринок, супермаркет “Салют”, торговий центр “Глобус”), вибраний маршрут характеризується відсутністю заторів, що є досить важливим з точки зору достовірності експериментальних даних.

Час моніторингу руху вибрано мінімально можливий, який становить 5 секунд. Моніторинг руху здійснювався для різних маршрутів, в різні дні тижня, а також таким чином, щоб охопити усю зміну.

Провівши аналіз отриманих даних можна виділити наступні найбільш характерні режими руху автобусів:

- робота двигуна на холостому ходу, швидкість рівна нулю;
- розгін автомобіля в діапазоні 0...25 км/год, середнє прискорення рівне 1,4 м/с²;
- розгін автомобіля в діапазоні 25...40 км/год, середнє прискорення рівне 0,83...1,0 м/с²;
- сповільнення автомобіля до повної зупинки зі швидкості 25...30 км/год, середнє сповільнення рівне 1,4...1,6 м/с².

На рисунку 2 наведено міський їздовий цикл побудований за експериментальними даними із застосуванням програми Excel. На діаграмі також наведено криву, побудовану за допомогою лінійної фільтрації за двома точками.

Використовуючи вищенаведені експериментальні дані (рисунк 2) побудовано міський їздовий цикл для автобуса, який рухається за встановленими маршрутами, що наведено на рисунку 3. Оскільки автобус розпочинає рух від зупинки, а також враховуючи дані [1, 2], то тривалість режиму холостого ходу першого етапу прийнята 20 секунд. На інших етапах тривалість режиму холостого ходу прийнята 30 секунд.

В результаті дослідження отримано графічну інтерпретацію пропонованого їздового циклу. За отриманим графіком визначено рівняння функції $f=V(t)$ на кожному етапі циклу.

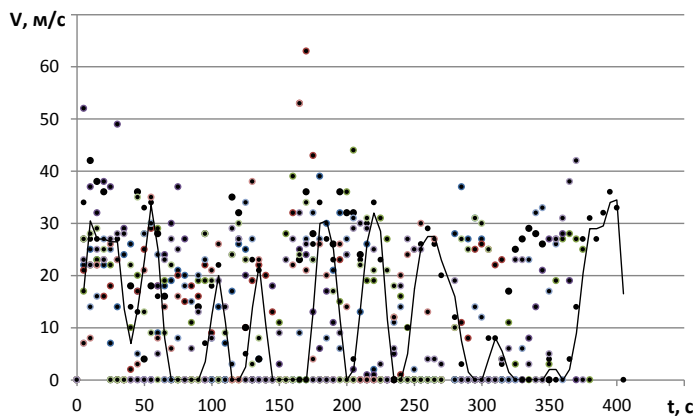


Рис. 2 – Усреднений графік міського їздового циклу, побудований за експериментальними даними

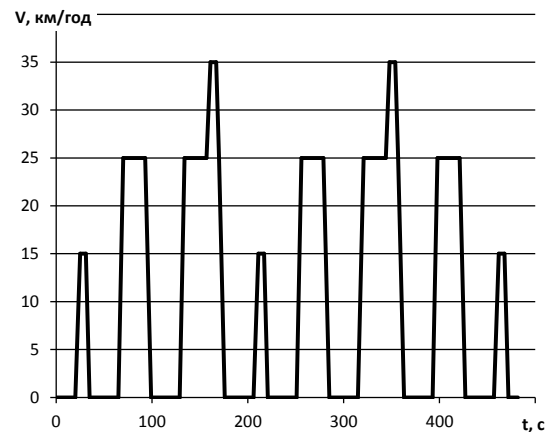


Рис. 3 – Пропонований міський їздовий цикл для автобусів

Представлення їздового циклу у математичному вигляді дає можливість здійснювати його коригування, залежно від реальних умов руху.

Таблиця 2

Приклад опису етапів пропонованого циклу та їх характеристика.

№ з/п	Характеристика етапу	Тривалість етапу, с	Загальна тривалість, с	Математична модель етапу
1	Холостий хід	20	20	$V=0$
2	Розгін 0...15 км/год	5	25	$V=3t - 60$
3	Рух з швидкістю 15 км/год	6	31	$V=15$
4	Гальмування до швидкості 0 км/год	4	35	$V=-3,75t + 131,25$

Характеристики запропонованого їздового циклу: тривалість циклу – 482 с, протяжність циклу – 1120,4 м, технічна швидкість руху – 19,6 км/год, експлуатаційна швидкість руху – 8,3 км/год.

Висновки: Розбіжність результатів за експлуатаційною швидкістю руху запропонованого їздового циклу та середньою швидкістю руху, визначеною за результатами експериментальних досліджень становить 27,2 %, за технічною швидкістю руху – 9,3 %. Розбіжність результатів середньої швидкості руху, визначеної за результатами експериментальних досліджень та швидкості їздового циклу Urban Artemis driving cycle [12, 13] становить 18,5 %. Розбіжність

результатів середньої швидкості руху, визначеної за результатами експериментальних досліджень та швидкості міського їздового циклу за ГОСТ 20306 або ГОСТ Р [1, 2] становить 19,7 %. Таким чином запропонований їздовий цикл за показником технічної швидкості руху є найближчим до реальних умов руху у м. Луцьк.

Література

1. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний: ГОСТ 20306 – 90. – [введен с 01.01.1992]. – М.: Изд – во стандартов, – 1991. – 34 с.
2. Автомобильные транспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний. ГОСТ Р 54810-2011 – М.: СТАНДАРТИНФОРМ, 2012. – 23 с.
3. Крайник Л.В., Грубель М.Г. Багатофакторна оцінка та нормування паливної економічності вантажних автомобілів: Монографія. – Л.: Академія сухопутних військ, 2010. – 117 с.
4. Крайник Л.В., Грубель М.Г. Багатофакторне нормування витрат палива автомобілів в реальній експлуатації. – Х.: Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов ХНАДУ. – Вып. 21. – 2007. – С. 43 – 48.
5. Дем'янюк В.А. Типові їздові цикли як база прогностичної оцінки експлуатаційних витрат палива автобусів / В.А. Дем'янюк, М.Ф. Боднар, Ю.Л. Крайник // Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів: Щорічний науково-виробничий журнал. – 2012. – Випуск 20. – С. 100 – 107.
6. Боднар М. Ф. "Формування типових їздових циклів та нормування витрати палива приміських та міжміських автобусів". – Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – Автомобілі та трактори. – Національний університет "Львівська політехніка" Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України. – Львів, 2012.
7. Грубель М. Г. Диференційоване нормування лінійних витрат палива автобусів і вантажівок за різних умов руху / М. Г. Грубель, М. Ф. Боднар, Ю. Л. Крайник, А. М. Терещенко // Автошляховик України. - 2013. - № 6. - С. 16-21. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/au_2013_6_6.
8. Сітовський О. Дослідження режимів руху маршрутних транспортних засобів у м. Луцьк / О. Сітовський, В. Дембіцький, А. Кашуба // Всеукраїнська науково-практична конференція "Автобусобудування та пасажирські перевезення в Україні (до 50-річчя інституту Укравтобуспром/ВКЕІавтобуспром)". Тези доповідей. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2015. – С. 17-19.
9. Результати розрахунків на математичній моделі руху автобуса під час роботи на традиційному нафтовому паливі та дизельному біопаливі / С. В. Ковбасенко, В. В. Сімоненко, С. Ю. Гутаревич // Автошляховик України. - 2015. - № 1-2. - С. 3-5. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/au_2015_1-2_2.
10. Shaojun Zhang, Ye Wu, Huan Liu, Ruikun Huang, Liuhanzi Yang, Zhenhua Li, Lixin Fu, Jiming Hao, Real-world fuel consumption and CO2 emissions of urban public buses in Beijing, Applied Energy, Volume 113, 2014, Pages 1645-1655, ISSN 0306-2619, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.09.017>. (<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261913007642>)
11. Ma, Hongjie & Xie, Hui & Chen, Shuangxi & Yan, Ying & Huang, DengGao. (2014). Effects of Driver Acceleration Behavior on Fuel Consumption of City Buses. SAE Technical Papers. 1. . 10.4271/2014-01-0389.
12. André M. The ARTEMIS European driving cycles for measuring car pollutant emissions. // Science of The Total Environment. 2004. Vol. 334-335. P. 73-84.
13. Смирнов А.А., Пикалов Н.А. Определение потребной энергоёмкости накопителей электробуса методами имитационного моделирования // Инженерный вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журнал. 2016. №12. Режим доступа: <http://engsi.ru/doc/851764.html> (дата обращения 14.01.2018).

Стаття надійшла до редакцію 26.04.2018р.

УДК 629.113

О.С. Добровольський, С.В. Карев, Н.С. Ступак*Національний транспортний університет***ДОСЛІДЖЕННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА СУЧАСНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА В РЕЖИМІ ХОЛОСТОГО ХОДУ ВИКОРИСТАННЯМ БЕНЗОСПИРТОВИХ ПАЛИВ**

В теперішній час бензоспиртові палива, це в основному суміші бензину та етанолу, набули широкого розповсюдження на автомобільному транспорті. З метою встановлення доцільності використання бензоспиртових палив проведені дослідження, щодо впливу добавки спирту до бензину на показники паливної економічності сучасного бензинового двигуна з системою впорскування та зворотнім зв'язком в режимі холостого ходу.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання, холостий хід, паливна економічність, паливо, етанол.

А.С. Добровольский, С.В. Карев, Н.С. Ступак**ИССЛЕДОВАНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА СОВРЕМЕННОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ В РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ БЕНЗОСПИРТОВЫХ ТОПЛИВ**

В настоящее время бензоспиртовые топлива, это в основном смеси бензина и этанола, получили широкое распространение на автомобильном транспорте. С целью установления целесообразности использования бензоспиртовых топлив проведены исследования относительно влияния добавки спирта в бензин на показатели топливной экономичности современного бензинового двигателя с системой впрыска и обратной связью в режиме холостого хода.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, холостой ход, топливная экономичность, топливо, этанол.

A. Dobroslkiy, S. Karev, N. Stupak**SCIENTIFIC RESEARCH OF FUEL CONSUMPTION OF A MODERN GASOLINE ENGINE IN IDLE MODE USING BENZO-ALCOHOL FUELS**

Currently, benzoalcohol fuel is basically a mixture of gasoline and ethanol and it is widely used in road transport. In order to determine the feasibility of using benzoalcohols, research has been carried out on the effect of adding alcohol to petrol on the fuel economy of a modern gasoline engine with injection and feedback in idling.

Key words: internal combustion engine, idling, fuel efficiency, fuel, ethanol.

Постановка проблеми. Запаси традиційних вуглеводневих палив неухильно зменшуються, а норми викидів шкідливих речовин з кожним роком стають більш жорсткішими. Тому основні напрями досліджень [1-7] спрямовані на пошук шляхів покращення паливної економічності та екологічних показників автомобільних двигунів. Наприклад, застосування альтернативних палив, що отримуються з відновлювальних джерел. Одним з таких видів палива є етанол, який використовується як добавка до бензину.

У Національному транспортному університеті проводились дослідження по застосуванню сумішевих палива саме сумішей бензинів з різними добавками етанолу [1-5] на бензинових двигунах з карбюраторною системою живлення. При цьому відсоток етанолу в сумішевому паливі не перевищував 20 %, а оптимальна його частка складала 10 % [1-3].

В теперішній час в Україні широкого розповсюдження набув бензин марки А-95Е40 з часткою етанолу 40 %.

Для дослідження впливу більш високого вмісту етанолу на кафедрі двигунів та теплотехніки Національного транспортного університету проведені дослідження сучасного бензинового двигуна із системою впорскування та нейтралізацією відпрацьованих газів (ВГ) при роботі на паливі із різними частками етанолу в режимі холостого ходу. Адже, як відомо режим холостого ходу складає до 35 % [8] від загального часу експлуатації автомобілів у міських умовах.

Метою роботи є дослідження показників паливної економічності автомобільного двигуна при його роботі на штатному бензині і товарному бензині із різним вмістом спирту в режимі холостого ходу.

Результати дослідження. Випробування проведено у Національному транспортному університеті на кафедрі двигунів та теплотехніки. Для проведення порівняльних випробувань обрано сучасний чотиритактний, чотирициліндровий, рядний двигун 4С 7,65/7,56 (Volkswagen ВВУ) (рис. 1), обладнаний системою впорскування палива зі зворотнім зв'язком, рециркуляцією та системою нейтралізації ВГ.

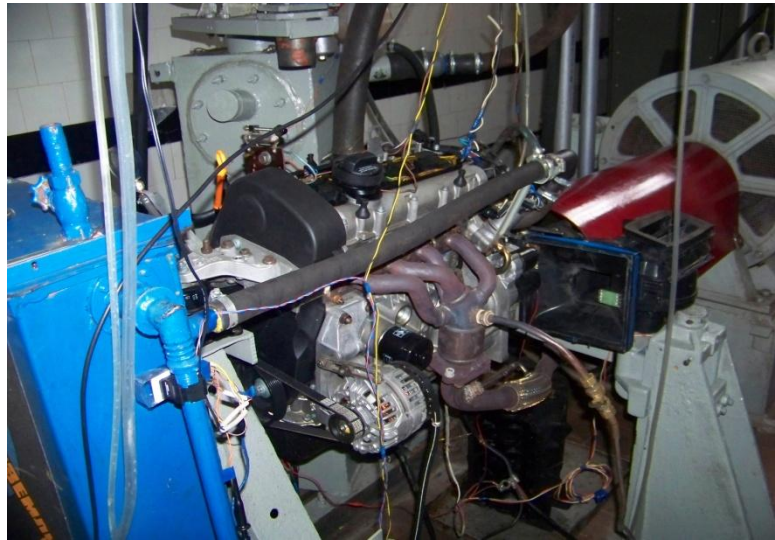


Рис. 1. Двигун Volkswagen ВВУ на гальмівному стенді

Для дослідження впливу добавки етанолу до бензину, було обрано палива А-95 та А-95Е40 та сумішеві бензини з часткою етанолу 9, 18 та 27 %, який отриманий в результаті змішування палив А-95 та А-95Е40 в різних пропорціях.

Паливо-економічні показники двигуна досліджувались в залежності від двох факторів, а саме частоти обертання двигуна (n_d) та об'ємної частки етанолу у паливі (r_c). При проведенні даних досліджень мінімальний та максимальний вміст етанолу складав 0 % та 36 %, а мінімальна та максимальна частота обертання колінчастого валу 800 хв^{-1} та 3000 хв^{-1} , що покриває всі експлуатаційні режими холостого ходу роботи автомобільного двигуна. Дослідження проведено в 13 точках згідно плану експерименту наведеного в таблиці 1.

Таблиця 1

Координати дослідних точок

№ досліду	Нормовані координати		Звичайні координати	
	X_1	X_2	n_d	r_c
1	1	1	2450	27
2	1	-1	2450	9
3	-1	1	1350	27
4	-1	-1	1350	9
5	0	0	1900	18
6	2	0	3000	18
7	-2	0	800	18
8	0	2	1900	36
9	0	-2	1900	0
10	2	2	3000	36
11	2	-2	3000	0
12	-2	2	800	36
13	-2	-2	800	0

Для опису годинної витрати палива ($G_{\text{пал}}$) та коефіцієнту надміру повітря (α) використано багаточлен другого порядку (1).

$$y(n, r_c) = a_0 + a_1 \cdot n + a_2 \cdot r_c + a_{11} \cdot n^2 + a_{22} \cdot r_c^2 + a_{12} \cdot n \cdot r_c \quad (1)$$

В результаті опрацювання двофакторного експерименту методом найменших квадратів отримані коефіцієнти поліноміальних залежностей, які наведені в таблиці 2.

Таблиця 2.

Коефіцієнти поліноміальних залежностей

Коефіцієнт	$G_{\text{пал}}$	α
a_0	0,639	0,983
a_1	$-1,087 \cdot 10^{-4}$	$2,435 \cdot 10^{-5}$
a_2	0,003	0,002
a_{11}	$1,449 \cdot 10^{-7}$	$-5,823 \cdot 10^{-9}$
a_{22}	$-6,063 \cdot 10^{-5}$	$-4,026 \cdot 10^{-5}$
a_{12}	$1,812 \cdot 10^{-6}$	$1,04 \cdot 10^{-7}$

В таблиці 3 наведені значення годинної витрати палива $G_{\text{пал}}$ та коефіцієнту надміру повітря α в 13 точках плану двофакторного експерименту, які отримані експериментально та в результаті розрахунку за поліноміальними залежностями. Наведені результати експериментальних та розрахункових досліджень близькі між собою, а отримане середнє квадратичне відхилення $\sigma(G_{\text{пал}}) = 0,038$ та $\sigma(\alpha) = 0,006$ підтверджує адекватність поліноміальних моделей.

Таблиця 3.

Експериментальні та розрахункові значення досліджуваних параметрів

Номер точки	$G_{\text{пал}}$		α	
	Експериментальна	Розрахункова	Експериментальна	Розрахункова
1	1,39	1.396	1,032	1.032
2	1,32	1.304	1,026	1.022
3	0,9	0.856	1,031	1.026
4	0,76	0.799	1,028	1.019
5	1,05	1.05	1,022	1.03
6	1,77	1.748	1,027	1.027
7	0,67	0.703	1,013	1.018
8	1,13	1.105	1,023	1.025
9	0,92	0.955	1,005	1.008
10	1,81	1.839	1,026	1.025
11	1,62	1.617	1,003	1.004
12	0,71	0.723	1,013	1.012
13	0,69	0.644	0,998	0,999

На рис.1 наведені результати розрахунку годинної витрати палива $G_{\text{пал}}$ в залежності від n_d при 0 %, 18 %, 36 % вмісту спирту в паливі. З отриманих залежностей видно, що при збільшенні вмісту спирту в паливі годинна витрата палива зростає. Так, при добавці спирту 18 % годинна витрата палива зростає в середньому на 3,8 % в порівнянні з бензинами без добавки спирту. А при добавці спирту 36 % на 7,2 %. Що може бути пояснено меншим значенням нижчої теплоти згоряння сумішевого бензину в порівнянні з бензином без добавки спирту. Так для бензину з добавкою спирту 18 % нижча теплота згоряння дорівнює 41 МДж/кг, для 36 % 38 МДж/кг, а для бензину 44 МДж/кг.

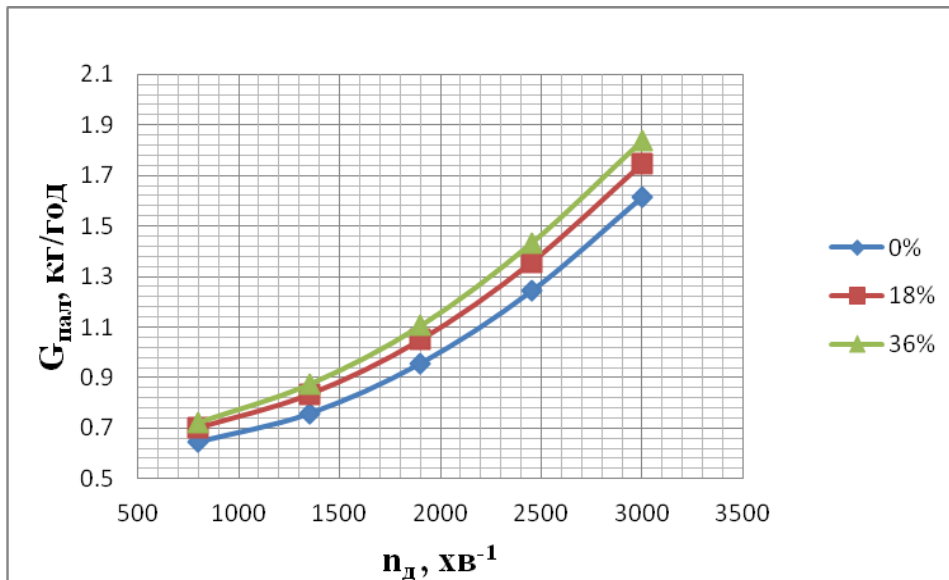


Рис. 1. Залежність витрати палива від частоти обертання колінчастого вала

На Рис.2 показані розрахункові значення коефіцієнта надміру повітря α в залежності від частоти обертання колінчастого вала n_d при вмісті 0, 18, 36% спирту. Як видно, добавка спирту до бензину призводить до збіднення паливо-повітряної суміші, що пояснюється вмістом кисню в складі спирту. Встановлено, що зміна коефіцієнту між роботою двигуна на сумішевому та товарному бензині (вміст спирту 18 та 36 % відповідно) незначна. При 36 % добавки спирту коефіцієнт надміру повітря α зріс на 3 %, в порівнянні зі штатним бензином без добавки спирту.

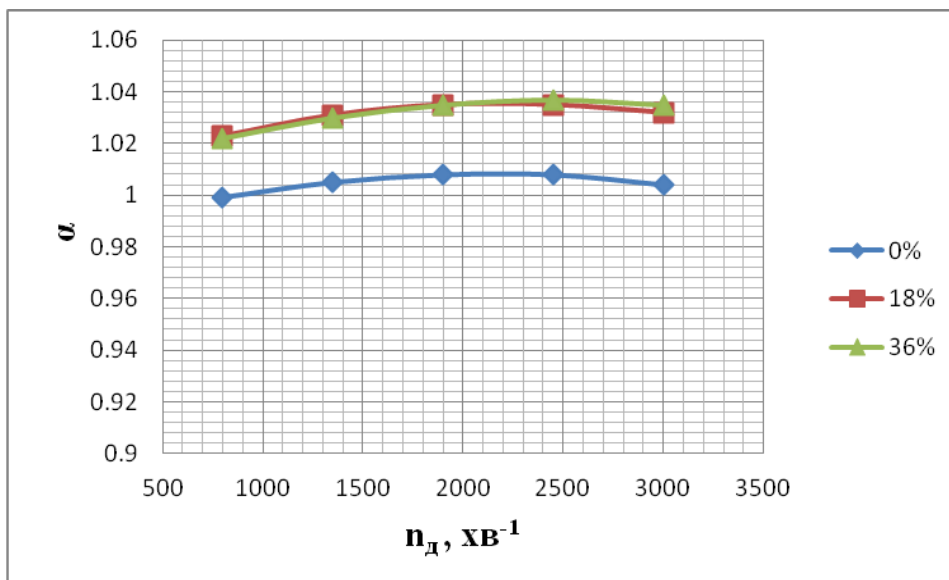


Рис. 4. Залежність коефіцієнту надміру повітря від частоти обертання колінчастого вала

Отримані результати експериментальних досліджень підтвердили можливість застосування сумішевого палива з високим вмістом спирту, але при цьому необхідні додаткові дослідження в широких межах навантажувальних та швидкісних режимів.

Висновки. Результати експериментальних досліджень двигуна 4Ч 7,65/7,56 з системою впорскування та зворотнім зв'язком обладнаного нейтралізатором та рециркуляцією ВГ показали, що збільшення добавки спирту призводить до зростання годинної витрати палива та збіднення паливо-повітряної суміші.

Список використаної літератури

1. Устименко В.С. Поліпшення екологічних показників автомобілів та розширення паливної бази автомобільного транспорту шляхом застосування біоетанолу: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20 / Устименко Віктор Сергійович; Національний транспортний університет. – К., 2006 – 152 с.
2. Ільченко А.В. Підвищення ефективності експлуатації автомобілів використанням моторних палив з високооктановими кисневмісними добавками: дис.канд. техн. наук: 05.22.20. Київ. 2003. 147 с.
3. Захарченко О.М. Покращення паливної економічності та екологічних показників автомобілів раціональним використанням бензинів з добавками біоетанолу: дис. канд.техн. наук: 05.22.20. Київ. 2008. 261 с.
4. Попов Д.В. Покращення екологічних показників автомобілів з нейтралізаторами при використанні бензинів з добавками біоетанолу: дис. канд. техн. наук: 05.22.20. Київ. 2008. 220 с.
5. Щербатюк В.Б. Покращення екологічних показників двигунів підігрівом свіжого заряду при використанні бензину з добавкою біоетанолу.: дис. канд. техн. наук: 05.22.20. Київ. 2013 . 220 с.
6. Яновський В.В. Покращення паливної економічності та екологічних показників конвертованих газових двигунів дорожніх транспортних засобів : дис... канд. наук: 05.05.03. Київ. 2004.-172 с.
7. Шуба Є.В. Зниження токсичності та поліпшення паливної економічності бензинових двигунів в режимах малих навантажень і холостого ходу. : дис. канд. техн. наук: 05.05.03. Київ. 2016 . 211 с.
8. Ерохов В.И. Экономичная эксплуатация автомобиля / Ерохов В. И. – М.: ДОСААФ, 1986.– с.77.
9. Рафалес-Ламарка Э. Э. Некоторые методы планирования и математического анализа биологических экспериментов / Э. Э. Рафалес-Ламарка, В. Г. Николаев. // К., Наукова думка, 1971. – с. 41-54.

Рецензент:

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, Київ, Україна.

УДК 656.078.1

О.С. Дубицький, І.О. Павлова*Луцький національний технічний університет***ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДОСТАВКИ ШВИДКОПСУВНИХ ВАНТАЖІВ
АВТОМОБІЛЬНИМ ТРАНСПОРТОМ**

Дана праця присвячена проблематиці доставки швидкопсувних харчових продуктів (ШХП) з використанням автомобільного транспорту.

В роботі запропоноване вирішення проблеми вдосконалення доставки швидкопсувних харчових продуктів, при якому розглядаються чинники і умови всього процесу доставки. Особливе значення приділяється використанню логістичних центрів. При цьому логістичний центр (ЛЦ) розглядається як центральна ланка всього логістичного процесу (ЛП).

Ключові слова: швидкопсувні вантажі, логістичний процес, логістичний центр.

А.С. Дубицкий, И.А. Павлова**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДОСТАВКИ СКОРОПОРТЯЩИХСЯ ГРУЗОВ
АВТОМОБИЛЬНЫМ ТРАНСПОРТОМ**

Данная работа посвящена проблематике доставки скоропортящихся пищевых продуктов (СПП) с использованием автомобильного транспорта.

В работе предложено решение проблемы совершенствования доставки скоропортящихся пищевых продуктов, при котором рассматриваются факторы и условия всего процесса доставки. Особое значение уделяется использованию логистических центров. При этом логистический центр (ЛЦ) рассматривается как центральное звено всего логистического процесса (ЛП).

Ключевые слова: скоропортящиеся грузы, логистический процесс, логистический центр.

O. Dubytskyi, I. Pavlova**IMPROVING EFFICIENCY OF SHIPPING FREIGHT TRUCKS BY AUTOMOTIVE
TRANSPORT**

This work is devoted to the problems of the delivery of perishable food products (PFP) using road transport.

The work proposes the solution of the problem of improving the delivery of perishable food products, in which the factors and conditions of the entire delivery process are considered. Of particular importance is the use of logistics centers. At the same time, the logistics center (LC) is seen as the central part of the whole logistic process (LP).

Key words: perishable cargo, logistic process, logistics center.

Одним з найважливіших аспектів соціально-економічної політики держави є створення умов для своєчасного задоволення потреб населення в якісних продовольчих продуктах. Забезпечення людей продуктами харчування в необхідному обсязі і з належною якістю є комплексним і досить складним завданням, що включає в себе різні аспекти діяльності органів влади, бізнесу та громадян. Одними з основних напрямків зазначеної діяльності є виробництво і доставка продуктів харчування до споживачів.

Серед усього переліку продовольчих товарів, велику частину складають продукти, які можна віднести до категорії швидкопсувних. Номенклатура швидкопсувних харчових продуктів (ШХП) дуже значна і різноманітна не тільки за кількістю що відносяться до даної категорії харчових продуктів, а й за вимогами, що пред'являються до їх зберігання. Дані обставини вказують на певну специфіку, що виділяє їх серед інших продуктів харчування. Ця специфіка полягає в необхідності підтримки необхідного температурного режиму (а в ряді випадків і вологості), на всьому часі існування ШХП з моменту його виробництва і до моменту споживання, тому що таким чином забезпечується якість доставленої продукції, від якої безпосередньо залежить безпека населення. Адже, як відомо, недотримання необхідних норм зберігання та перевезення будь-якого швидкопсувного продукту може призвести до того, що він перейде з розряду швидкопсувних до розряду небезпечних для здоров'я, а в ряді випадків і для життя людей [1-5].

Таким чином, діяльність з доставки ШХП за своєю значимістю може бути віднесена до актуальної. Це призводить до необхідності розгляду, аналізу та вирішення існуючих проблем у зазначеній галузі.

Дослідження з обраної теми присвячені різні питання теоретичного і методичного забезпечення діяльності з перевезення різних вантажів, у тому числі і швидкопсувних, а також з транспорту і логістики, розвитку і використанню ЛЦ відображені в роботах В. Кривещенка, Є.

Буніцького, М. Грота, П. Лодія, О. Новицького, І. Слешинського, С. Шатуновського, А. Бичко, Л. Дротянко, Н. Мозгової, А. Кальченко, І. Смирнова, А. Хмельницького та ін.

Однак аналіз наукових робіт в даній області показав недостатній рівень опрацювання питань доставки ШХП з урахуванням їх специфіки.

Зазначені обставини дозволяють зробити висновок про актуальність теми дослідження, пов'язаного з розробкою ряду пропозицій, спрямованих на підвищення ефективності доставки ШХП з використанням автомобільного транспорту.

Доставка ШХП може здійснюватися з використанням різних видів транспорту і різних конфігурацій ланцюгів поставок [5-10].

При виборі того чи іншого варіанта доставки компанії-оператори, перш за все, керуються такими факторами як вартість доставки, швидкість доставки і забезпечення схоронності якості продуктів. Вибір оптимального варіанту доставки безпосередньо позначається на витратах компанії.

В результаті дослідження були виявлені схеми доставки, застосовувані в даний час. Розглянемо найбільш застосовувані схеми більш докладно.

Варіант доставки, зображений на рисунку 1 а, передбачає присутність на ринку декількох виробників і ряду відносно невеликих незалежних споживачів. Під споживачами ми розуміємо роздрібні магазини або роздрібні торговельні мережі.

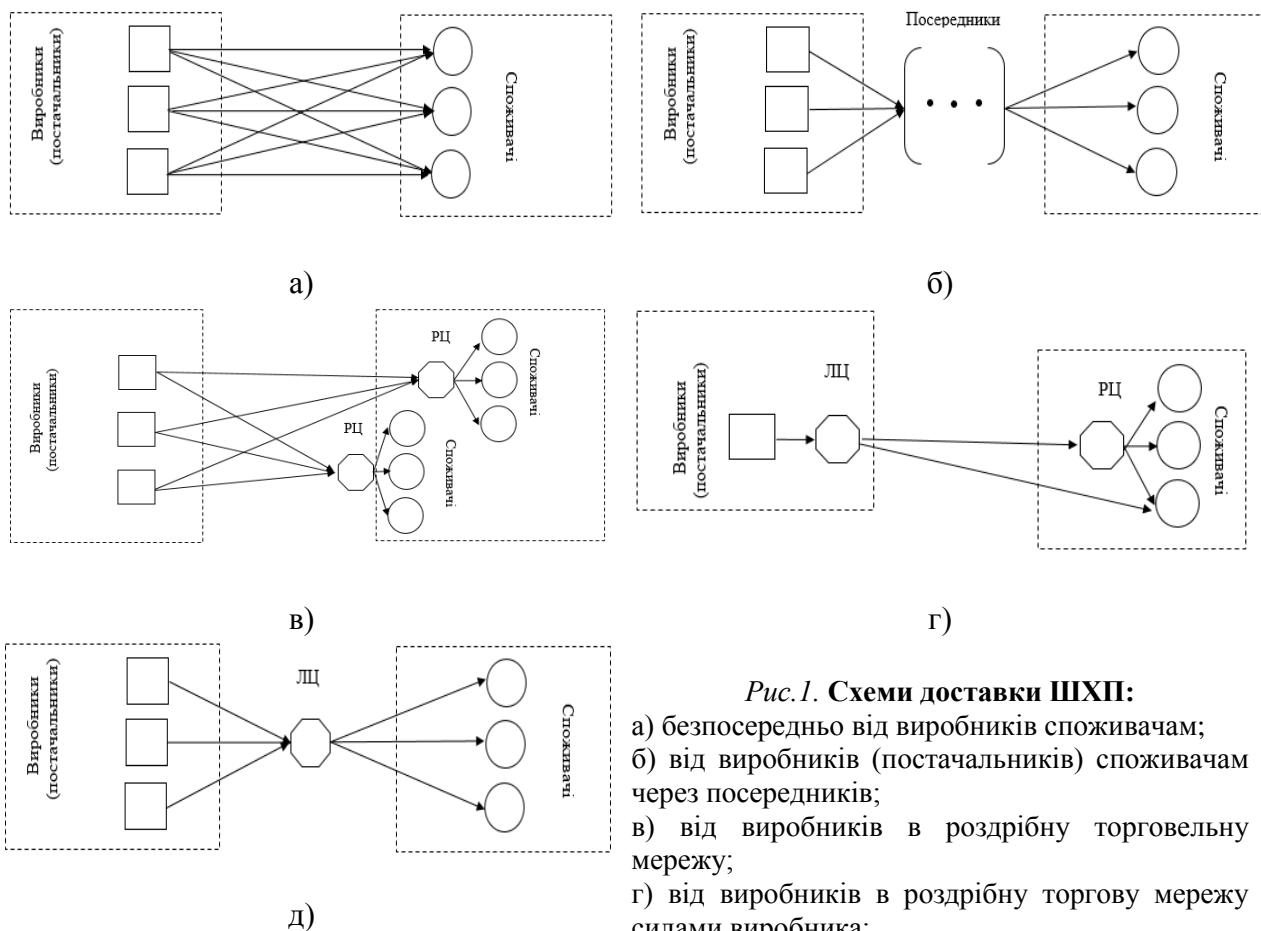


Рис. 1. Схеми доставки ШХП:

- а) безпосередньо від виробників споживачам;
- б) від виробників (постачальників) споживачам через посередників;
- в) від виробників в роздрібну торговельну мережу;
- г) від виробників в роздрібну торгову мережу силами виробника;
- д) з використанням ЛЦ.

В даному випадку споживачі працюють безпосередньо з кожним виробником по схемі прямих поставок. Подібний варіант вигідний виробникові при досить великих обсягах партій закупаваних продуктів, а також при укладанні довгострокових контрактів зі споживачами. Також такий варіант є прийнятним, коли виробник і споживач територіально розташовані недалеко один від одного (як правило, в межах одного регіону), це дозволяє споживачу закуповувати дрібнооптові партії продукції.

Як правило, при такій схемі доставки ШХП рухомий склад завантажується у виробника, після чого відправляється в роздрібну торгову точку споживача. В даному випадку перевезення

може здійснюватися як виробником або споживачем, так і з залученням сторонньої компанії. Однак, в переважній більшості випадків робота за такою схемою, коли виробник і споживач знаходяться в різних регіонах на значних відстанях один від одного, є не вигідною. Виняток становлять великі споживачі, які закуповують великі партії товарів одноразово, що дозволяє відправляти автомобіль великої вантажопідйомності безпосередньо одному клієнту.

Різновидом першої схеми доставки є схема, зображена на рисунку 1 б.

В даному варіанті доставки, продукти на шляху від виробника до споживача проходять через ряд посередників. Такий стан виникає через те, що ні виробник, ні споживач не виявляються в змозі контролювати свій ланцюг поставок. Як правило, подібний варіант має місце при доставці ШХП з одного регіону в інший на значні відстані.

Зазначена схема не завжди є виправданою, оскільки подовження ланцюга поставок за рахунок участі в ній різних посередників неминує призводити до зростання витрат на доставку. Ще одним негативним наслідком такого способу доставки є те, що виробник виявляється вже не здатний контролювати весь ланцюг поставок своєї продукції, а саме гарантувати якість продукту при продажі кінцевому споживачу і впливати на кінцеву ціну. Також в ряді випадків посередники самі встановлюють ціни, за якими купують ШХП у виробника.

Таким чином, стає очевидно, що даний варіант не є прийнятним для виробників ШХП.

Слід зазначити, що схема зображена на рисунку 1 б, також може включати ЛЦ, що знаходиться у посередників. Однак навіть у цьому випадку неможливо розглядати весь ланцюг поставок як єдину інтегровану систему, оскільки відсутні необхідні зв'язки і партнерські взаємовигідні відношення. Основним принципом такої роботи стає отримання прибутку, причому найчастіше за рахунок недотримання необхідних технологічних процесів.

Схема, зображена на рисунку 1 в, показує варіант доставки ШХП в роздрібну торговельну мережу.

Як правило, за такою схемою працюють великі роздрібні торгові мережі, що складаються з великого числа магазинів в межах відносно невеликої території (великі міста).

У вказаній схемі доставки ШХП замість ЛЦ використовується розподільний центр (РЦ). Його принципова відмінність від ЛЦ полягає в тому, що РЦ не є незалежною організацією, а виконує функції з розподілу продукції в рамках будь-якої організації, як правило, роздрібною мережею торгової компанії. Також, ще однією важливою відмінністю ЛЦ від РЦ, є не обов'язкова наявність терміналу у останнього. Так, в даній схемі в структурі РЦ відсутній термінал.

На території регіону споживання є РЦ, обслуговуючий конкретну роздрібну мережу магазинів. Продукти від виробників надходять на територіальний РЦ, де вже або розподіляються по мережі торгових точок, або залишаються на короткочасне зберігання до виникнення необхідності відправки їх в торгову мережу.

Така організація доставки ШХП дозволяє роздрібній торговельній мережі знижувати витрати на доставку продукції, за рахунок координації дій всіх торгових точок мережі.

Наступна використовувана в даний час схема доставки ШХП зображена на рисунку 1 г., передбачає доставку продукції власними силами виробника. Вся вироблена продукція збирається на ЛЦ, що належить виробнику і розташованому в регіоні виробництва. ЛЦ може виконувати роль центру консолідації ШХП, в разі, якщо виробничі потужності розподілені по території регіону виробництва, або один виробник володіє декількома виробництвами. Тут проводиться розподіл продукції по регіонах споживання. В регіоні споживання розташовується РЦ, що також належить виробнику. У ньому здійснюється координація та розподіл продукції споживачам на території даного регіону. Як правило, це компанії, що не залежать від виробника. Однак часто буває так, що виробник сам приймає участь в реалізації своєї продукції кінцевому споживачеві. Перевезення може здійснювати як сам виробник (або його дочірні структури), так і роздрібні продавці самостійно або із залученням сторонніх підприємств.

Варто відзначити, що в такій схемі, при наявності двох і більше центрів, істотне значення слід приділяти їх ефективній взаємодії і координації роботи. В даному випадку центральним елементом системи доставки, координуючим всю роботу, є ЛЦ, що розташовується у виробника. А РЦ, розташований в регіоні споживання, координує роботу тільки в цьому регіоні. При наявності великих споживачів (оптові продавці або великі роздрібні торгові мережі) можливий варіант доставки безпосередньо з ЛЦ на склад споживача; супутня інформація в даному випадку доставки ШХП проходить через РЦ.

Однак, схеми доставки ШХП, зображені на рисунку 1 в, і рисунку 1 г, не є доступними для невеликих виробників і споживачів. Так як в першому варіанті, схема доставки вибудовується споживачем, а в другому виробником.

Таким чином, схеми доставки наведені на рисунку 1 а-г, є найбільш поширеними в даний час схемами доставки ШХП і застосовуються в конкретних умовах, що склалися на ринку поставок ШХП. У той же час, кожна з цих схем, як правило, орієнтована на відносини, що склалися між постачальниками і одержувачами і не в повній мірі враховує сучасні підходи до організації таких поставок. Особливо актуальна задача вдосконалення поставок ШХП для невеликих виробників. Широко застосовувана в даний час схема, зображена на рисунку 1 б, не може бути названа оптимальною з вищенаведених причин. Для цих випадків автором пропонується використання схеми доставки ШХП, зображеної на рисунку 1 д, яка є універсальною як для великих компаній, так і для невеликих.

В даній схемі ЛЦ використовується в якості центру управління процесом доставки ШХП. В рамках ЛЦ об'єднуються незалежні виробники і споживачі. Однак в цьому випадку з'являється необхідність в розробці механізму, який би забезпечив привабливість такого варіанту доставки ШХП. Цього можна домогтися, якщо використання зазначеної схеми доставки буде вигідно всім учасникам процесу доставки ШХП, вони будуть зацікавлені в дотриманні домовленостей і спільній роботі, а також всі учасники будуть суворо дотримуватися термінів поставок.

З метою визначення найбільш ефективної схеми доставки ШХП була проведена експертна оцінка всіх описаних схем доставки ШХП по цих технічних характеристиках ефективності.

У проведенні експертної оцінки брали участь 10 експертів, фахівців в даній області. При цьому 3 людини були представниками компаній-виробників ШХП, 3 людини – представниками компаній-споживачів ШХП, 4 – представниками логістичних компаній, що працюють на ринку доставки ШХП. Для отримання максимально об'єктивних даних опитування експертів проводився на умовах анонімності.

Експертам було запропоновано оцінити по кожному з наведених показників ефективності кожену схему доставки ШХП. Оціночна шкала складається з 5 градацій. Оцінка «5» відповідає оцінці «відмінно», «4» – оцінці «добре», «3» – «задовільно», «2» – «погано», 1 – «дуже погано».

Кожному експерту було запропоновано оцінити схеми доставки ШХП при їх застосуванні в трьох варіантах доставки ШХП: внутрішньоміська доставка, міжміська доставка і міжнародна доставка.

У таблиці 1 наведено підсумкову експертну оцінку схем доставки ШХП з урахуванням вагових коефіцієнтів.

Таблиця 1

Підсумкова експертна оцінка схем доставки ШХП

Сполучення	Схема доставки				
	а	б	в	г	д
Внутрішньоміське сполучення	4,70	2,12	3,87	3,86	4,72
Міжміське сполучення	3,79	2,51	4,29	4,23	4,95
Міжнародне сполучення	3,83	2,50	4,27	4,22	4,97

Таким чином, на думку експертів, найбільш ефективною є пропонувана схема доставки ШХП з використанням ЛЦ. Однак, при здійсненні внутрішньої доставки, приблизно таку ж оцінку отримала схема доставки а, тобто схема прямих поставок. Це пов'язано з тим, що в більшості випадків при здійсненні внутрішньої доставки ШХП (під внутрішньою доставкою мається на увазі доставка ШХП по території міста або передмістя), матеріальний потік не проходить через ЛЦ, а доцільніше організувати розвізні маршрути. Однак ЛЦ працює як інформаційний координаційний центр, який здійснює управління процесом доставки. По суті, в такому варіанті організація схеми доставки ШХП з використанням ЛЦ близька до схеми прямих поставок. Різниця лише в тому, що виробники і споживачі передають функції з доставки ШХП логістичного посередника – ЛЦ.

У той же час ефективна організація процесу доставки ШХП за схемою д, коли ЛЦ функціонує в якості компанії, що бере на себе управління всім процесом доставки ШХП, можлива при розгляді трьох умов організації доставки. Такими умовами є:

- відповідне нормативне правове регулювання в сфері доставки ШХП;
- наявність рухомого складу, що задовольняє всім вимогам при доставці ШХП;

• застосування ефективних, взаємовигідних моделей взаємодії учасників процесу доставки ШХП.

Висновки:

1. В результаті проведеного аналізу існуючих в даний час схем доставки ШХП були виявлені найбільш поширені схеми, до числа яких можуть бути віднесені, схеми прямих поставок від виробника до споживача, схеми поставок через посередників, а також схеми поставок з використанням ЛЦ, коли ЛЦ фактично входять в структуру або виробника, або споживача. У той же час зазначені схеми не є універсальними.

2. Запропоновано схему доставки ШХП з використанням ЛЦ як центрального керівної ланки, коли ЛЦ здійснює управління всім процесом доставки ШХП від виробника до споживача. Дана схема може бути віднесена до числа універсальних схем доставки ШХП.

3. Встановлено, що ефективність процесу доставки ШХП визначається як сукупність ефективності процесу доставки на основі ЛЦ, ефективності діючої системи нормативного правового регулювання в області доставки ШХП, а також ефективності вимог, що пред'являються до спеціального рухомого складу, призначеного для перевезень ШХП.

1. Є.К. Вільковський, І. І. Кельма, О.О. Бакуліч. Вантажознавство (вантажі, правила перевезень, рухомий склад) 2-е вид., перероблене і доповнене. Львів: "Інтелект Захід", 2007, – 496 с.

2. Klie L. Squeezing Out Costs//Food Logistics. – 2004 – № 3

3. Thiel D. Reduce Out of Stocks In Six Steps//Food Logistics. – 2004 – № 8

4. Резер С.М. Управление транспортом за рубежом. – М.: Наука, 1994. - 315 с.

5. Сергеев В.И. Логистика в бизнесе: учебник - М.: ИНФРА-М, 2001. – 608 с

6. 2007 Food Logistics Industry Report, Saddle Creek Corporation, 2007

7. Freight Logistics and Transport Systems in Europe: Trends in the location of European industry and its interaction with logistics and transport, European Council of Applied Sciences and Engineering, 2001, p. 208.

8. Fechner I., Wielkopolski park logistyczny - potrzeby i mozliwosci realizacji, Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej, Centra logistyczne w Wielkopolsce, Poznan 21 marca 2003 r.

9. Сток Дж.Р., Ламберт Д.М. Стратегическое управление логистикой: Пер. с 4-го англ. изд. – М.: ИНФРА-М, 2005, XXXII, - 797 с

10. Бауэрсокс Доналд Дж., Клосс Дейвид Дж. Логистика: интегрированная цепь поставок/пер. с англ. –М.: ЗАО «Олимп – Бизнес», 2001 – 640 с.

УДК 623.43:629.4.027.32

В.В. Дущенко¹, Р.А. Нанівський², О.М. Ярмач¹¹ Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»² Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного**РОЗРАХУНОК КІНЕМАТИКИ ГІДРОПНЕВМАТИЧНОЇ ПІДВІСКИ КОЛІСНОЇ ЛЕГКОБРОНЬОВАНОЇ МАШИНИ**

Розроблено методику розрахунку кінематики гідропневматичної підвіски колісної машини з новою кінематичною схемою, яка дозволить забезпечити високу точність розрахунку плавності ходу і динамічних навантажень у вузлах підвіски та місцях її кріплення до корпусу при математичному моделюванні руху легкоброньованих колісних машин по пересіченій місцевості з високими швидкостями.

Ключові слова: колісна машина, гідропневматична підвіска, кінематична схема підвіски.

В.В. Дущенко, Р.А. Нанивский, О.Н. Ярмач**РАСЧЕТ КИНЕМАТИКИ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ КОЛЕСНОЙ ЛЕГКОБРОНИРОВАННОЙ МАШИНЫ**

Разработана методика расчета кинематики гидropневматической подвески колесной машины с новой кинематической схемой, которая позволит обеспечить высокую точность расчета плавности хода и динамических нагрузок в узлах подвески и местах ее крепления к корпусу при математическом моделировании движения легкобронированных колесных машин по пересеченной местности с высокими скоростями.

Ключевые слова: колесная машина, гидropневматическая подвеска, кинематическая схема подвески.

V. Dushchenko, R. Nanivsky, O. Yarmak**CALCULATION OF THE KINEMATICS OF THE HYDROPNEUMATIC SUSPENSION OF THE WHEELED LIGHT-ARMORED VEHICLE**

The technique for calculating the kinematics of a hydropneumatic suspension of a wheeled vehicle with a new kinematic scheme has been developed that will provide high accuracy in calculating the smoothness of the course and dynamic loads in the suspension nodes and its attachment to the hull in mathematical modeling of the movement of lightly armored wheeled vehicles over rough terrain with high speeds.

Keywords: wheeled car, hydropneumatic suspension, kinematic suspension bracket.

Постановка проблеми. При математичному моделюванні руху колісних легкоброньованих машин (ЛБМ) по пересіченій місцевості з високими швидкостями, для забезпечення необхідної точності розрахунку параметрів плавності ходу та динамічної навантаженості вузлів підвіски і бронекорпусу у місцях їх кріплення, необхідно точно розраховувати моменти відриву коліс від ґрунту та пробоїв підвіски, що виникають. Для цього потрібно розглядати не еквівалентну схему підвіски, а описувати точну кінематику напрямних пристроїв, пружних елементів та демпфірувальних пристроїв [1,2]. У роботі [3] розглянуто та описано точну кінематичну схему торсіонної підвіски на двох поперечних важелях, яка застосовується на колісних бронетранспортерах БТР-3, БТР-4 та «Дозор-Б» вітчизняного виробництва. У роботах [4,5,6] показано, що дана підвіска не відповідає сучасному рівню вимог, значно програє у порівнянні з підвісками колісних ЛБМ останнього покоління, що приймаються на озброєння армій передових країн, у зв'язку з чим потребує суттєвого удосконалення. Таким чином, дослідження та удосконалення підвіски вітчизняних колісних ЛБМ є актуальною задачею.

У роботі [7] було розглянуто можливі напрямки розвитку підвіски колісних бронетранспортерів. У роботі [8] авторами було запропоновано застосувати на ЛБМ, що розглядаються, гідропневматичну підвіску (ГПП) з новою кінематичною схемою та зроблено попередні розрахунки для оцінки можливості її реалізації.

Мета роботи – розробити методику розрахунку кінематики запропонованої кінематичної схеми ГПП колісної ЛБМ.

Результати досліджень. На рис. 1 представлена ГПП, що розглядається, яка містить у собі два поперечні важелі та пневмогідролічну ресору (ПГР), яка поєднує у собі пружний пневмоелемент та гідравлічний демпфірувальний пристрій. Нижня опора ПГР за допомогою вилки, через яку пропущений карданний вал, спирається на нижній важіль. Верхній важіль навантажений зусиллями від буферів стиску та відбою. Дана кінематична схема у порівнянні з попередньою схемою торсіонної підвіски дозволяє підвищити ефективність роботи демпфірувального пристрою та забезпечує компактність підвіски. Крім того, для підвищення

динамічного ходу підвіски довжина важелів була збільшена. Розрахункова схема представлена на рис. 2.

Методика розрахунку кінематики даної кінематичної схеми складається у знаходженні величин KF_i та KF'_i , які характеризують переміщення та швидкість переміщення штоку ПГР в залежності від величин вертикального ходу Z_{i_i} та вертикальної швидкості Z'_{i_i} колеса i -ї підвіски. Це дозволить у подальшому за допомогою математичної моделі роботи ПГР розраховувати зусилля, що виникають на її штоку, які у свою чергу визначають реакцію на осі колеса, а значить і параметри плавності ходу ЛБМ, динамічну навантаженість її ходової частини та бронекорпусу.

У загальному випадку хід i -ї підвіски та вертикальну швидкість переміщення колеса, в залежності від узагальнених координат вертикальних Z та поздовжньо-кутових φ коливань підресореного корпусу, а також величини нерівностей q_{ki} під i -м колесом можна визначити як:

$$Z_{i_i} = -l_{ki} \cdot \varphi - Z + q_{ki}; \quad (1) \quad Z'_{i_i} = -l_{ki} \cdot \varphi' - Z' + q'_{ki}. \quad (2)$$

Тут: l_{ki} - відстань по горизонталі від ц.в. до вісі i -го колеса (береться додатним до носу машини і від'ємним до корми).

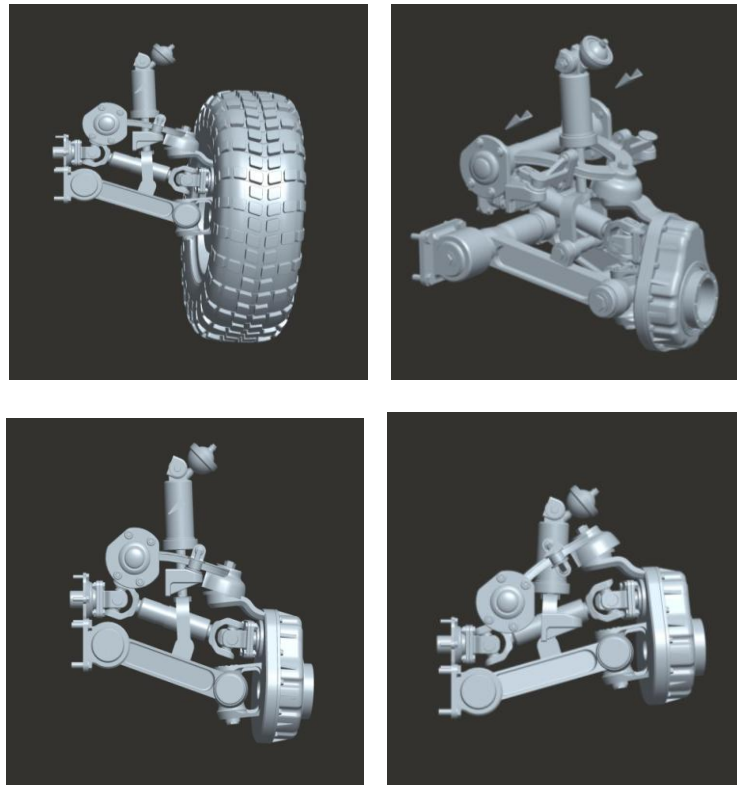


Рис. 1. Запропонована кінематична схема підвіски з одноступінчастою ПГР

З іншого боку, хід підвіски пов'язаний з кутом ψ_i повороту нижнього важеля наступною залежністю (ψ_i відраховується від положення статики):

$$Z_{i_i} = l_1 \cdot \sin(\psi_i + \psi_{0i} - \xi_i) + l_1 \cdot \sin(\xi_i - \psi_{0i}) + l_R \cdot (\sin \delta_{0i} - \sin \delta_i). \quad (3)$$

$$\text{Тоді} \quad \psi_i = \arcsin \left[\frac{Z_{i_i} - l_1 \cdot \sin(\xi_i - \psi_{0i}) - l_R \cdot (\sin \delta_{0i} - \sin \delta_i)}{l_1} \right] - \psi_{0i} + \xi_i, \quad (4)$$

де: кути ψ_{0i} і δ_{0i} відповідають статичному (індекс «0»), а кут δ_i поточному ходу підвіски. Кути δ_{0i} та δ_i можна визначити, використовуючи довжини важелів і кути їх повороту по наступним ідентичним формулам, які записані для δ_{0i} :

$$\begin{aligned} \delta_{0i} &= \theta_i - \frac{1}{2}\pi - \gamma_{0i}; \\ \gamma_{0i} &= \beta_{20i} - \frac{3}{2}\pi + \beta_{1i} + \theta_{10i} + \theta_{20i}; \\ \beta_{20i} &= \arccos\left(\frac{l_2^2 + l_3^2 - EC_{0i}^2}{2 \cdot l_2 \cdot l_3}\right); \\ EC_{0i} &= l_1^2 + EB_i^2 - 2 \cdot EB_i \cdot l_1 \cdot \cos(\beta_{1i} + \xi_i - \psi_{0i}); \\ \theta_{10i} &= \arccos\left(\frac{l_3^2 + EC_{0i}^2 - l_2^2}{2 \cdot l_3 \cdot EC_{0i}}\right); \\ \theta_{20i} &= \arccos\left(\frac{EB_i^2 + EC_{0i}^2 - l_1^2}{2 \cdot EB_i \cdot EC_{0i}}\right). \end{aligned} \quad (5)$$

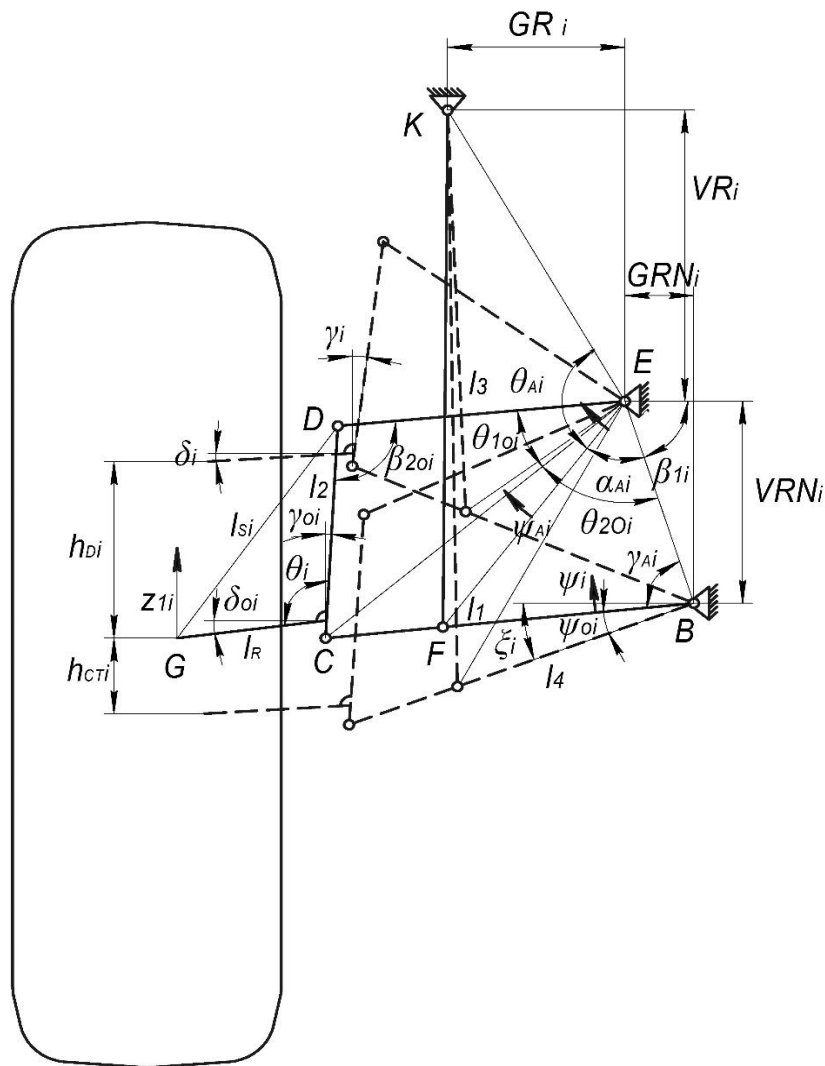


Рис. 2. Розрахункова схема кінематики підвіски з ПГР

Використовуючи теорему косинусів, визначимо відстань між опорами ПГР, яка відображає хід штоку ресори:

$$KF_i = \sqrt{KE_i^2 + EF_i^2 - 2 \cdot KE_i \cdot EF_i \cdot \cos(\theta_{Ai} - \psi_{Ai})}. \quad (6)$$

Продиференціювавши за часом вираз (6) отримаємо швидкість штоку ПГР:

$$KF'_i = \frac{EF \cdot EF'_i - KE_i \cdot \left[EF_i \cdot \psi'_{Ai} \cdot \sin(\theta_{Ai} - \psi_{Ai}) + EF'_i \cdot \cos(\theta_{Ai} - \psi_{Ai}) \right]}{\sqrt{KE_i^2 + EF_i^2 - 2 \cdot KE_i \cdot EF_i \cdot \cos(\theta_{Ai} - \psi_{Ai})}}. \quad (7)$$

Поточну величину EF_i визначимо за наступним виразом:

$$EF_i = \sqrt{EB_i^2 + l_4^2 - 2 \cdot EB_i \cdot l_4 \cdot \cos(\gamma_{Ai} - \psi_i)}. \quad (8)$$

Величина θ_{Ai} відповідає статичному положенню і дорівнює:

$$\theta_{Ai} = \frac{3}{2} \pi - \alpha_{Ai} - \arctg \frac{GR_i}{VR_i} - \beta_i, \quad (9)$$

де α_{Ai} відповідає статичному положенню і дорівнює:

$$\alpha_{Ai} = \arccos\left(\frac{EF_i^2 + EB_i^2 - l_4^2}{2 \cdot EF_i \cdot EB_i}\right). \quad (10)$$

Поточна величина ψ_{Ai} , яка відраховується від статичного положення, визначиться як:

$$\psi_{Ai} = \arccos\left(\frac{EF_i^2 + EB_i^2 - l_4^2}{2 \cdot EF_i \cdot EB_i}\right) - \alpha_{Ai}. \quad (11)$$

Таким чином, отримано точні аналітичні залежності переміщення та швидкість переміщення штоку ПГР від величин вертикального ходу та вертикальної швидкості колеса підвіски.

Висновки. Розроблена методика розрахунку кінематики гідропневматичної підвіски з новою кінематичною схемою дозволить забезпечити високу точність розрахунку плавності ходу і динамічних навантажень у вузлах підвіски та місцях її кріплення до корпусу при математичному моделюванні руху ЛБМ по пересіченій місцевості з високими швидкостями.

Література

1. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Смирнов Г.А. – М. : Машиностроение, 1981. – 272 с.
2. Колебания в транспортных машинах / Александров Е.Е., Грита Я.В., Дущенко В.В. и др.; – Харьков: ХДПУ, 1996. – 256 с.
3. Математическое моделирование процессов возмущенного движения агрегатов и систем бронетанковой техники / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.В. Дущенко [и др.]; – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2012. – 354с.
4. Оцінка якості систем підресорювання бронетранспортерів БТР-3, БТР-4 і «Дозор-Б» та можливі напрямки їх удосконалення / В.В. Дущенко, А.О. Маслієв, О.М. Ярмак, Г.І. Цимбал // Механіка та машинобудування. – 2017. – №2. – С. 76-88.
5. Дущенко В.В. Фактори впливу систем підресорювання військових гусеничних і колісних машин на забезпечення зростання показників рухливості, захищеності та вогневої потужності / В.В. Дущенко, Р.А. Нанівський // Механіка та машинобудування. – 2017. – № 2. – С. 88-98.
6. Експериментальні дослідження показників динамічності бронетранспортерів БТР-4Е та БТР-4К з різними силовими установками / М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, Г.М. Маренко [та ін.] // Механіка та машинобудування. – 2017. – № 2. – С. 118-128.
7. Якименко И.И. Исследование возможных направлений совершенствования подвески семейства бронетранспортеров БТР-70 / И.И. Якименко // Механіка та машинобудування. – 2005. – №1. – С. 214-221.
8. Дущенко В.В. Вибір кінематичної схеми та попередній розрахунок гідропневматичної підвіски колісних бронетранспортерів / В.В. Дущенко, О.М. Агапов, Ю.В. Горбенко // – Вестник НТУ «ХПИ». Сб. науч. трудов. Транспортне машинобудування. – 2013. – Вып. 32. – С. 96-105.

Рецензент:

Самородов В.Б., доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедру «Автомобіле- і тракторобудування», Харків, Україна.

Стаття надійшла до редакції 05.04.2018р.

УДК 621.43

В.І. Захарчук, О.В. Захарчук

Луцький національний технічний університет

ОЦІНКА АДАПТОВАНОСТІ ТЕХНІКИ ДО АЛЬТЕРНАТИВНИХ МОТОРНИХ ПАЛИВ

З використанням методу аналізу ієрархії виконана комплексна оцінка адаптованості технологічного транспортного засобу до альтернативних моторних палив на кожному рівні системи з ієрархічною структурою. Найбільше значення має критерій адаптованості використовуюваного в якості технологічного транспорту колісного трактора МТЗ-80 з двигуном Д-243 до нафтового дизельного палива (0,36). Критерій адаптованості системи до біодизельного палива становить 0,29, а до природного газу 0,29. Якісною перевагою методу аналізу ієрархії порівняно з усіма іншими є те, що він дозволяє повноцінно врахувати всі критерії до вибору оптимального варіанту.

Ключові слова: ієрархія, аналіз, адаптованість, альтернативні палива, технологічний транспорт

V. Zakharchuk, O. Zakharchuk**ADAPTABILITY RATING OF TECHNOLOGY TO ALTERNATIVE MOTOR FUELS**

The ability of using a certain type of alternative motor fuel (AMF) is determined by the sufficiency of its resources and the possibility of mass production, engine performance, energy consumption, environmental quality of fuel, fuel efficiency of the engine, safety of use. A certain amount of indicators of adaptability assessment are qualitative indicators, that's why, they are not expressed by numerical values; so for determine the adaptability of technology to AMP, it is necessary to choose a method that would allow such research to be performed. This method is a hierarchy analysis method that relates to the selection methods from a small number of multicriteria alternatives. Using the hierarchy analysis method, a comprehensive rating was made the adaptability of the technological vehicle to alternative motor fuels at each level of the system with a hierarchical structure. To do this, a pair of comparisons of estimated motor fuel performance and a dual comparison of the third-rate estimates are performed. The criterion of adaptability is defined as a generalized priority of a particular type of fuel. The greatest importance has adaptation of the wheeled tractor MTZ-80 with the D-243 engine to petroleum diesel (0.36) used as technological transport. The criterion for adapting the system to biodiesel is 0.3, and to the natural gas is 0.34. The qualitative advantage of the hierarchy analysis method is that it allows you to fully take into account all the indicators for choosing the optimal option.

Key words: hierarchy, analysis, adaptability, alternative fuels, technological transport

Постановка проблеми. В даний час перед людством стоять дві глобальні проблеми: світовий дефіцит нафти та забруднення навколишнього середовища викидами шкідливих речовин з відпрацьованими газами (ВГ) різних видів техніки. Суттєво вирішити ці проблеми можна використанням альтернативних моторних палив. Стосовно автотракторної техніки з дизелями, то на даний час пріоритет по АМП належить біопаливам на основі рослинних олій та газовому паливу [1].

Можливість застосування певного виду альтернативного моторного палива (АМП) визначається достатністю ресурсів та можливістю масового виробництва, енергетичними показниками двигуна, енерговитратами виробництва, екологічними якостями палив, паливною економічністю двигуна, безпечністю застосування. Певна кількість показників оцінки адаптованості є якісними показниками, тобто не виражена числовими значеннями, тому для визначення адаптованості техніки до АМП потрібно вибрати метод, який дозволив би виконати таке дослідження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. До перспективних методів досліджень властивостей технічних об'єктів можна віднести моделі нечіткої логіки, метод кінцевих елементів, моделі на основі штучних нейронних мереж, метод аналізу ієрархій.

Якщо в звичайних математичних моделях технічних об'єктів вся інформація проходить обробку в одному або декількох каналах, то в штучних нейронних мережах вся інформація передається через велику кількість каналів (нейронів). В кожному з каналів інформація може затримуватись або перетворюватись и додаючись, поступати на вихід. Хоч в кожному окремому нейроні відбувається найпростіше перетворення інформації, в підсумку на виході можна отримати досить складні багатопараметричні функціональні залежності. Однією з особливостей подібних моделей є їх здатність навчатися. За допомогою математичного апарату інформацію, отриману на основі експериментів або в процесі роботи об'єкта, можна сформулювати і навчити нейронну мережу, побудувавши достатньо точну модель об'єкта. Цей метод все частіше застосовують в наукових дослідженнях. Зокрема, в роботі [2] з його застосуванням виконана розробка системи керування складом суміші бензинового двигуна, а в роботі [3] виконана оптимізація конструктивних і регульовальних параметрів дизеля з метою зниження токсичності відпрацьованих газів.

Під час моделювання в умовах неповної інформації, особливо коли точна модель виявляється надто складною або її отримання практично неможливе, побудову моделей ведуть на основі теорії нечітких множин. В теорії чітких множин якщо елемент множини задовольняє певній властивості, то характеристична функція приймає значення 1, а якщо не задовольняє, то 0. Такий підхід реалізується в системі рахування звичайного процесора комп'ютера. В нечітких множинах характеристична функція може приймати любі значення від 0 до 1. Застосування нечіткої логіки ефективно при побудові систем керування і діагностичних систем. Зокрема, в роботі [4] на основі цього методу виконана розробка системи діагностики двигуна.

Спільне використання нечіткої логіки і штучних нейронних мереж дозволяє будувати системи, здатні до навчання, наприклад, системи автоматичного керування двигуном з врахуванням технічного стану автомобіля. Розглянуті методи є досить складними в застосуванні та не дозволяють виконати дослідження показників, які не виражені числовими значеннями. Придатними для цього методом є метод аналізу ієрархій [5], який до цього, в основному, застосовувався в економічних дослідженнях.

Мета і постановка задачі дослідження. Метою роботи є визначення критерію адаптованості колісного трактора МТЗ-80 до альтернативних моторних палив.

Матеріали та методи досліджень. Для визначення критерію адаптованості системи до різних палив розроблена методика на основі методу аналізу ієрархій (МАІ) Т.Сааті. За допомогою МАІ можна вирішувати завдання багатокритеріальної оптимізації з досить великою кількістю критеріїв оптимальності.

МАІ, як метод системного аналізу, дозволяє здійснити ієрархічне представлення складових елементів системи (рис. 1). Кожний рівень (етап) або підрівень (підетап) ієрархічної структури має свої оціночні показники (ОП) з енергетичними, екологічними, економічними, функціональними та іншими критеріями, які є складовими елементами системи. Так на рівні 2 розміщені показники оцінки палив та двигунів, а на рівні 3 – об'єкти досліджень [6].

В основі МАІ лежать принципи: декомпозиції (структурування проблеми в ієрархічну систему більш простих завдань); парних порівнянь (порівняння всіх можливих комбінацій за результатами визначених пріоритетів або вагових коефіцієнтів); ієрархічної композиції (визначення пріоритету кожної групи на кожному рівні ієрархії).

Для досліджуваної проблеми у відповідності з принципом ідентичності та декомпозиції ієрархічне представлення завдання можна ілюструвати поетапно (рис. 1).

Об'єкти досліджень оцінюються попарним порівнянням за допомогою розробленої математичної матричної моделі із застосуванням множини критеріїв, обраних залежно від вирішуваних завдань і мають різні рівні деталізації.



Рис. 1. – Структура ієрархії підсистем «паливо» і «двигун»

При застосуванні МАІ порівнюється відносна важливість кожного критерію з відносною важливістю будь-якого іншого критерію, який реалізується математичною матричною моделлю (рис. 2). Порівняння проводиться обчисленням власного вектора по рядках, обчисленням та нормалізацією вектора пріоритету.

Матриця парних порівнянь показників					Обчислення власного вектора по рядках	Обчислення і нормалізація вектора пріоритету
A_1	ω_1/ω_1	ω_1/ω_2	ω_1/ω_3	ω_1/ω_4	$\sqrt[4]{\omega_1/\omega_1 \cdot \omega_1/\omega_2 \cdot \omega_1/\omega_3 \cdot \omega_1/\omega_4} = a$	$a/\sum_n = x_1$
A_2	ω_2/ω_1	ω_2/ω_2	ω_2/ω_3	ω_2/ω_4	$\sqrt[4]{\omega_2/\omega_1 \cdot \omega_2/\omega_2 \cdot \omega_2/\omega_3 \cdot \omega_2/\omega_4} = b$	$b/\sum_n = x_2$
A_3	ω_3/ω_1	ω_3/ω_2	ω_3/ω_3	ω_3/ω_4	$\sqrt[4]{\omega_3/\omega_1 \cdot \omega_3/\omega_2 \cdot \omega_3/\omega_3 \cdot \omega_3/\omega_4} = c$	$c/\sum_n = x_3$
A_4	ω_4/ω_1	ω_4/ω_2	ω_4/ω_3	ω_4/ω_4	$\sqrt[4]{\omega_4/\omega_1 \cdot \omega_4/\omega_2 \cdot \omega_4/\omega_3 \cdot \omega_4/\omega_4} = z$	$z/\sum_n = x_4$
	\sum_1	\sum_2	\sum_3	\sum_4	\sum_n	$\sum_n \approx 1.0$

Рис. 2. – Матриця парних порівнянь показників, розрахунок власних векторів, обчислення і нормалізація вектора пріоритету

На рис. 2: $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ – множина з n критеріїв і $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_n$ – відповідно їх відносні важливості.

Реалізація МАІ починається з другого рівня вниз (рис. 1): складаються матриці парних порівнянь для кожного з рівнів (рис. 2) і т.д. Наступні пріоритети (числові значення відносної важливості) множаться на пріоритет відповідного критерію на вищому рівні і підсумовуються по кожному елементу (альтернативи рішень) відповідно до критеріїв, на які впливає цей елемент. Зазначена процедура триває до самого останнього рівня розробленої ієрархії.

Для оцінки погодженості в МАІ використовуються індекс погодженості (ІП) і відношення погодженості (ВП).

Далі формується матриця парних порівнянь третього рівня, для якої (беручи до уваги її структуру) вибираються нові оціночні показники.

Заключний етап МАІ – розрахунок критерію адаптованості системи до різних палив:

$$K_a = \sum_{i=1}^{i=n} x_i \phi_i, \quad (1)$$

де x_i – вектор пріоритету i – оціночного критерію, отриманого при парному порівнянні відносної важливості критеріїв на другому рівні (рис. 1) по відношенню до загальної мети на першому рівні;

ϕ_i – вектор пріоритету i – об'єкта досліджень, отриманого при парному порівнянні відносної важливості об'єктів дослідження на третьому рівні.

Результати досліджень. Під час визначення адаптованості системи до АМП попередньо оцінюються технічна пристосованість ДВЗ до АМП за енергетичними та паливо-економічними показниками двигуна під час його роботи на даному альтернативному паливі (ефективна потужність двигуна, ефективний крутний момент та питома ефективна витрата палива), на величину яких впливає нижча теплота згоряння та інші показники палива.

Проведемо оцінку перспективності їх використання на прикладі колісного трактора МТЗ-80, який є найпоширенішим засобом технологічного транспорту в сільському господарстві та промисловості.

Технічна пристосованість трактора до різних видів палива оцінювалась за зміною його експлуатаційних параметрів. Необхідні для оцінки дані були отримані нами в ході експериментальних досліджень [7].

Так, перехід з нафтового дизельного палива на біодизельне паливо супроводжується зростанням питомої ефективної витрати палива, зменшенням ефективної потужності та крутного моменту. Перехід з дизельного палива на природний газ супроводжується зростанням ефективної витрати палива та деяким збільшенням потужності та крутного моменту. Таким чином, двигун Д-243 з позиції тягово-швидкісних властивостей трактора та паливної економічності пристосований до природного газу та мало пристосований до біодизельного палива.

Оціночні показники традиційного та альтернативних моторних палив, які застосовуються в дизелях, наведені в таблиці 1.

Аналіз даних табл. 1 дозволяє зробити наступні висновки: нижча теплота згоряння палив впливає на теплоту згоряння паливо-повітряної суміші, а чим більшою є теплота згоряння суміші, тим більша потужність двигуна [8]. Екологічні якості палив залежать від їх елементарного складу і певною мірою оцінюються співвідношенням С/Н (водневим числом). Зокрема, в нафтового дизельного палива С/Н = 0,145, а в природного газу 0,316, тобто є більшим, ніж в два рази. В той же час сумарна токсичність газового двигуна, приведена до оксиду вуглецю, за 13-и режимним випробувальним циклом є в 1,9 рази меншою у порівнянні з сумарною токсичністю базового дизеля. Тобто результати оцінки є близькими. Що стосується біодизельних палив, в яких значно більший вміст кисню (в межах 10 %) у порівнянні з іншими паливами, то це призводить до більшої повноти згоряння палив і як наслідок до значного зменшення вмісту сажі у ВГ. Ціна палив впливає на економічну ефективність експлуатації автотракторної техніки.

Як видно з табл. 1, певна кількість показників оцінки моторних палив не виражена числовими значеннями, тому для визначення адаптованості системи до АМП вибрано саме метод аналізу ієрархій.

Таблиця 1

Оціночні показники моторних палив

Показник	Паливо		
	ДП	БДП	ПГ
Достатність ресурсів та можливість масового виробництва	-	+/-	-
Нижча теплота згоряння МДж/кг (МДж/м ³)	42,5	38,3	38
Детонаційна стійкість (октанове число) або схильність до самозаймання (цетанове число)	45	49	100-125
Ціна, грн./л (грн./м ³) за даними поч. 2015 р.	16,5	15,5	8
Екологічні якості (вплив на навколишнє середовище)	-	+	+/-
Енерговитрати виробництва	-	+	+
Безпечність застосування	+/-	+	+/-
Прим. «+» – наявність переваг у порівнянні із дизельним нафтовим паливом; «-» – відсутність переваг у порівнянні із дизельним нафтовим паливом; «+/-» – поєднання переваг та недоліків.			

Парне порівняння оціночних показників другого рівня виконано в табл. 2, при цьому враховані показники табл. 2. Режим функціонування системи – рух трактора за прийнятим їздовим циклом з номінальним навантаженням.

Таблиця 2

Парне порівняння оціночних показників моторних палив

Критерії оцінки	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	Вектор пріоритету (x_i)
A1	1	1/5	6	4	1/7	1/6	1/6	0.14
A2	5	1	1/3	6	1/2	1/4	1/5	0.14
A3	1/6	3	1	3	5	1/4	1/3	0.14
A4	1/4	1/6	1/3	1	1/6	1/3	1/4	0.11
A5	7	2	5	6	1	5	1/2	0.16
A6	6	4	4	3	1/5	1	1/5	0.15
A7	6	5	3	4	2	5	1	0.16
Σx_i	25,42	15,37	19,66	27	9,01	12	2,65	$\Sigma_n \approx 1.0$

Оціночними критеріями другого рівня є показники паливо-енергетичних властивостей, які наведені в таблиці 2:

- A1 – достатність ресурсів та можливість масового виробництва;
- A2 – енергетичні показники двигуна при роботі на даному паливі;
- A3 – детонаційна стійкість або схильність до самозаймання;
- A4 – ціна;
- A5 – екологічні якості палива (вплив на навколишнє середовище);
- A6 – паливна економічність двигуна;
- A7 – безпечність застосування.

Парне порівняння оціночних показників третього рівня виконане в табл. 3.

Для узагальненого пріоритету стовпчик векторів множиться на пріоритет відповідного критерію і результат додається по кожному рядку. Виходить узагальнений пріоритет певного виду порівнюваного палива (об'єкта досліджень). Ці дані доводять, що характер і кількість факторів (ознак) у цілому залежать від мети та завдань прийнятого рішення, тобто один і той же об'єкт може бути охарактеризований різними факторами або однакові фактори можуть мати різну значимість при різних ситуаціях. Результати розрахунків критерію адаптованості системи з двигуном Д-243 до різних палив наводиться в табл. 4.

Таблиця 3

Парне порівняння оціночних показників третього рівня

Достатність ресурсів та можливість масового виробництва палива (A1)	1	2	3	Вектор пріоритетів	
	ДП	БДП	ПГ		
1	2	3	4	5	
1	1,00	0,33	0,50	0,26	$\lambda_{\max}=5,02$
2	3,00	1,00	4,00	0,43	ІІІ=1,01
3	2,00	0,25	1,00	0,31	ВІІ=2,34
Енергетичні показники двигуна при роботі на даному паливі (A2)	1	2	3	Вектор пріоритетів	
1	1,00	3,00	3,00	0,40	$\lambda_{\max}=4,29$
2	0,33	1,00	3,00	0,34	ІІІ=0,64
3	0,33	0,33	1,00	0,25	ВІІ=1,89
Детонаційна стійкість палив або схильність до самозаймання (A3)	1	2	3	Вектор пріоритетів	
1	1,00	0,33	0,20	0,24	$\lambda_{\max}=4,03$
2	3,00	1,00	0,50	0,34	ІІІ=0,51
3	5,00	2,00	1,00	0,42	ВІІ=1,22
Ціна палива (A4)	1	2	3	Вектор пріоритетів	
1	1,00	1,00	0,20	0,27	$\lambda_{\max}=4,00$
2	1,00	1,00	0,20	0,27	ІІІ=4,00
3	5,00	5,00	1,00	0,46	ВІІ=1,96
Питома ефективна витрата палива двигуном в енергетичних одиницях (A5)	1	2	3	Вектор пріоритетів	
1	1,00	0,50	0,17	0,25	$\lambda_{\max}=4,20$
2	2,00	1,00	0,50	0,32	ІІІ=0,60
3	6,00	2,00	1,00	0,43	ВІІ=1,20
Енергозатрати виробництва (A7)	1	2	3	Вектор пріоритетів	
1	1,00	0,50	0,33	0,27	$\lambda_{\max}=4,06$
2	2,00	1,00	0,50	0,33	ІІІ=0,53
3	3,00	2,00	1,00	0,38	ВІІ=1,06
Безпечність застосування (A7)	1	2	3	Вектор пріоритетів	
1	1,00	1,00	2,00	0,36	$\lambda_{\max}=4,00$
2	1,00	1,00	2,00	0,36	ІІІ=0,50
3	0,50	0,50	1,00	0,28	ВІІ=1,00

Отже, найкраще значення при використанні в переобладнаному з дизеля газовому двигуні з іскровим запалюванням має критерій адаптованості системи з двигуном Д-243 до природного газу (ПГ), який є узагальненим пріоритетом його експлуатаційних властивостей.

Таблиця 4

Розрахункові значення критерію адаптованості системи з двигуном Д-243 до різних палив при їх використанні в тракторі МТЗ-80

Номери критеріїв	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	Критерій адаптованості
Вектори пріоритетів $\Sigma(x_i)$	0,14	0,14	0,14	0,11	0,16	0,15	0,16	
Біодизельне паливо	0,26	0,4	0,24	0,27	0,25	0,27	0,36	0,30
Природний газ	0,43	0,34	0,34	0,27	0,32	0,33	0,36	0,34
Нафтове дизельне паливо	0,31	0,25	0,42	0,46	0,43	0,38	0,28	0,36
							$\Sigma=$	1,00

Висновки. З використанням МАІ, виконана комплексна оцінка адаптованості системи «паливо-двигун-транспортний засіб» до АМП при їх використанні в тракторі МТЗ-80, використовуваному в якості технологічного транспорту, на кожному рівні системи з ієрархічною структурою. Найбільше значення має критерій адаптованості системи з двигуном Д-243 до нафтового дизельного палива (0,36). Критерій адаптованості системи до біодизельного палива 0,3, а до природного газу 0,29.

Література.

1. Nylund N. Pathways for natural gas into advanced vehicles / N. Nylund, J. Laurikko, M. Ikonen. – Brussel: IANGV. – 2002. – 105 p.
2. Босяков В.П. Оптимизация конструктивных и регулировочных параметров дизеля с помощью искусственной нейронной сети / В.П. Босяков, В.С. Кукис, В.А. Сеницын // Вестник УГАТУ. – Уфа, 2011. - № 6. – с.94–99.
3. Смирнов А.Б. Разработка системы управления составом смеси бензинового двигателя с применением искусственной нейронной сети / А.Б. Смирнов // Известия ВУЗов Машиностроение. – М.: МГТУ им Н.Э. Баумана. – 2006. – № 6. – с. 37–40.
4. Палагута К.А. Идентификация экспериментальных данных с помощью нечеткой логики / К.А. Палагута // Техника, технологии и перспективные материалы. М.: МГИУ. – 2005. - № 2. – с. 221-226.
5. Черныш О. А. Системный анализ прикладных задач многокритериальной оптимизации методом анализа иерархий / О. А. Черныш, И. В. Лисовая, И. В. Мишарин // Проблемы информатизации та управління: Зб. наук. пр. – К.: НАУ, 2007. – Вип. 3(21). – С. 99–103.
6. Саати Т. Принятие решений. Метод анализа иерархий / Т. Саати. – М.: Радио и связь, 1993. – 320 с.
7. Захарчук В.І. Оцінка показників двигуна при його роботі на альтернативних паливах / В.І. Захарчук, Ю.В. Захарчук // Наукові нотатки: міжвузівський збірник. – 2014. – Вип. 45. – С. 204–209.
8. Захарчук В.І. Оцінка перспективності застосування альтернативних палив в технологічних транспортних засобах / В.І. Захарчук // Вісник НТУ «ХП». – 2015. – №8 (1117). – С. 76–81.

УДК 551.501

Н.М. Защепкіна, А.А. Мелконян

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

КОНТРОЛЬ ПИЛОПРОНИКНОСТІ МАТЕРІАЛІВ ВІД ДІЇ АВТОМОБІЛЬНОГО ПИЛУ

В статті розкрито актуальність вирішення проблеми контролю пило проникності та пило ємності матеріалів, які використовуються в якості захисту здоров'я людини від негативного впливу навколишнього середовища. Для виявлення, контролю пилопроникності та пилоємності матеріалів для одягу, засобів захисту органів дихання та салону автотранспорту досліджено 20 найменувань матеріалів різного сировинного складу, щільності та структури. В основу метода покладено визначення фізичних властивостей матеріалів за допомогою телевізійної інформаційно – виміральної системи. Методика визначення властивостей матеріалів базується на телевізійній системі вимірювання, яка включає: телевізійну камеру на ПЗЗ – матриці; оптичну систему; пристрій для обробки та виведення інформації.

Результати досліджень для всіх матеріалів було оброблено, складено математичні моделі впливу факторів, які максимально впливають на процес запилення матеріалів. Коефіцієнти кореляції $r = 0,85$ і похибка вимірювань $S = 4,2\%$, при чому похибку вимірювань було зменшено на 18% в порівнянні з застосування базових методик вимірювання пилоємності та пилопроникності матеріалів. В результаті теоретичних та експериментальних досліджень різних матеріалів, визначено, що для захисту здоров'я людини від дорожнього пилу максимально доцільно використовувати матеріали з поверхневою щільністю більше 200 г/м^2 .

Ключові слова: пил, пилопроникність, пило ємність, телевізійний метод вимірювання.

N.M. Zashchepkina, A.A. Melkonyan

"Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine

CONTROL OF FLEXIBILITY OF MATERIALS FROM THE CAR POWER

Air pollution is the most serious environmental problem associated with transport. According to the report on the state of the environment in Kyiv, the amount of pollutants from cars in 2017 amounted to about 1800 thousand tons, of which about one thousand tons were dust particles. Dust is a weighed particle size of less than $10 \mu\text{m}$, one of the causes of diseases of the mucous membranes and respiratory organs, as well as conjunctivitis and dermatitis. Dust with road cover is a polydispersed material, saturated with various pollutants - products of polluting emissions from engine operation, wear of brake pads (overlays), tire wear, and others.

The following factors have the greatest influence on the intensity and amount of road surface wear (asphalt concrete): the quality of stone material and bitumen, the intensity and composition of the movement, the impact of the environment, the quality of service of the road maintenance service.

For today, the main material used for the construction of the upper layers of road cover is asphalt concrete. As a result of the wear of asphalt concrete, fine particles are formed up to 2 microns in size to 50% of the total dust.

The chemical composition of the dust changes over time due to the absorption-adsorption processes that take place in it, and the intensity of which is determined by the initial composition of the dust. As a result of the complex influence on the roads of weather-climatic factors and the movement of cars, the wear of the upper layers of road surface is carried out.

In the article the urgency of the solution of the problem of control of dust permeability and dust capacity of materials used as protection of human health from negative environmental impact is disclosed. 20 items of materials of different raw materials composition, density and structure were investigated for detection, control of dust and tonnage of materials for clothing, respiratory protective equipment and vehicle salon. The basis of the method is the determination of physical properties of materials by means of the television information measuring system. The method of determining the properties of materials is based on a television measurement system, which includes: a television camera on a CCD - matrix; optical system; device for processing and output information.

The research results for all materials were processed, mathematical models of the influence of factors that maximally influence the process of pollination of materials were compiled. The correlation coefficient $r = 0.85$ and the measurement error $S = 4.2\%$, with the measurement error reduced by 18% compared with the application of the basic methods of measuring the volumes and dust permeability of materials. As a result of theoretical and experimental studies of various materials, it is determined that for the protection of human health from road dust it is expedient to use materials with a surface density of more than 200 g / m^2 .

Key words: dust, dust permeability, dust capacity, television measurement method.

Н.М.Защепкина, А.А. Мелконян

«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», г. Киев, Украина.

**КОНТРОЛЬ ПЫЛЕПРОНИЦАЕМОСТИ МАТЕРИАЛОВ ОТ ДЕЙСТВИЯ
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПЫЛИ**

В статье раскрыта актуальность решения проблемы контроля пылепроницаемости и пылеемкости материалов, которые используются в качестве защиты здоровья человека от негативного воздействия окружающей среды. Для обнаружения, контроля пылепроницаемости и пылеемкости материалов для одежды, средств защиты органов дыхания и салона автотранспорта исследовано 20 наименований материалов различного сырьевого состава, плотности и структуры. В основу метода положено определение физических свойств с помощью телевизионной информационно - измерительной системы. Методика определения свойств

базируется на телевизионной системе измерения, которая включает: телевизионную камеру на ПЗС - матрицы; оптическую систему; устройство для обработки и вывода информации.

Результаты исследований для всех материалов были обработано, составлены математические модели влияния факторов, которые максимально влияют на процесс запыления материалов. Коэффициенте корреляции $r = 0,85$ и погрешность измерений $S = 4,2\%$, причем погрешность измерений была снижена на 18% по сравнению с применения базовых методик измерения пылепроницаемости и пылеемкости материалов. В результате теоретических и экспериментальных исследований различных материалов, определено, что для защиты здоровья человека от дорожной пыли максимально целесообразно использовать материалы с поверхностной плотностью более 200 г/м^2 .

Ключевые слова: пылепилопроницаемость, пылеемкость, телевизионный метод измерения.

Актуальність роботи. Автомобільний транспорт – один з найважливіших елементів функціонування сучасного міста. Але поряд з очевидними перевагами, процес розвитку транспортної мережі супроводжується зростаючим негативним впливом на навколишнє середовище.

Забруднення повітря – найбільш серйозна екологічна проблема, пов'язана зі транспортом. За даними доповіді про стан навколишнього середовища в Києві, сума викидів забруднюючих речовин від автомобілів за 2017 рік склала близько 1800 тисяч тон, з яких біля однієї тисячі тон склали частинки пилу.

Пил – зважені частинки розміром менше 10 мкм, одна з причин захворювань слизових оболонок і органів дихання, а також кон'юнктивітів і дерматитів. Пил з покриття дороги – це полідисперсний матеріал, насичений різними забруднювачами – продуктами забруднюючих викидів від роботи двигуна, зносу гальмівних колодок (накладок), зносу шин і ін.

Найбільший вплив на інтенсивність і величину зносу дорожнього покриття (асфальтобетону) мають такі фактори: якість кам'яного матеріалу і бітуму, інтенсивність і склад руху, вплив навколишнього середовища, якість роботи служби експлуатації доріг.

На сьогоднішній день, основним матеріалом, який застосовується для будівництва верхніх шарів дорожнього покриття, є асфальтобетон. В результаті зносу асфальтобетону утворюється дрібнодисперсний пил розміром до 2 мкм в кількості до 50% від загального обсягу пилу [1-7].

Хімічний склад пилу змінюється в часі за рахунок абсорбційної-адсорбційних процесів, які проходять в ній, і інтенсивність яких визначається початковим складом пилу. В результаті комплексного впливу на автомобільні дороги погодно-кліматичних факторів і руху автомобілів відбувається знос верхніх шарів дорожнього покриття.

Так, при коченні коліс, а особливо їх гальмуванні (пересування з блокованими колесами), відбувається значне стирання дорожнього покриття. При відриві колеса від поверхні в момент з'їзду із зони контакту виникає значне розрідження, яке викликає відрив дрібних частинок асфальтобетону та їх переміщення в повітрі.

Крім проблем зі здоров'ям, пил, що утворюється в результаті різних видів людської діяльності, може вести, зокрема, до зниження видимості на дорогах, що може призвести до виникнення дорожньо-транспортних пригод.

Захист людини від автомобільного пилу є актуальним як для пішоходів, ремонтників доріг, велосипедистів, так і для самих автомобілістів.

Результати досліджень. Саме для підбору матеріалів для захисту здоров'я людини від проникнення пилу і проводились дослідження на кафедрі наукових, аналітичних та екологічних приладів і систем Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського».

Для виявлення, контролю пило проникності та пилоємності матеріалів для одягу, засобів захисту органів дихання та салону автотранспорту досліджено 20 найменувань матеріалів різного сировинного складу, щільності та структури.

В основу метода покладено визначення фізичних властивостей матеріалів за допомогою телевізійної інформаційно – вимірювальної системи (ТІВС).

Суть даної методики в тому, що через матеріал пропускається пил. Досліджувані коефіцієнти визначалися при площі зразків $0,042 \text{ м}^2$ за час рівний 30 с. Пил відбирався на автомобільних шляхах міста Києва. [8-10]

Експериментальне дослідження складалося з трьох етапів:

I етап – зважування маси зразка без пилу;

II етап – зважування маси зразка після нанесення пилу;

III етап – зважування маси зразка після струшування пилу та визначення маси пилу, що пройшов через матеріал і осів на ньому.

Лабораторний стенд має три основні блоки: світловий мікроскоп; телевізійну камеру; персональний комп'ютер.

Методика визначення властивостей матеріалів базується на телевізійній системі вимірювання, яка включає: телевізійну камеру на ПЗЗ – матриці; оптичну систему; пристрій для обробки та виведення інформації.

На рис. 1 наведена структурна схема лабораторного стенду.

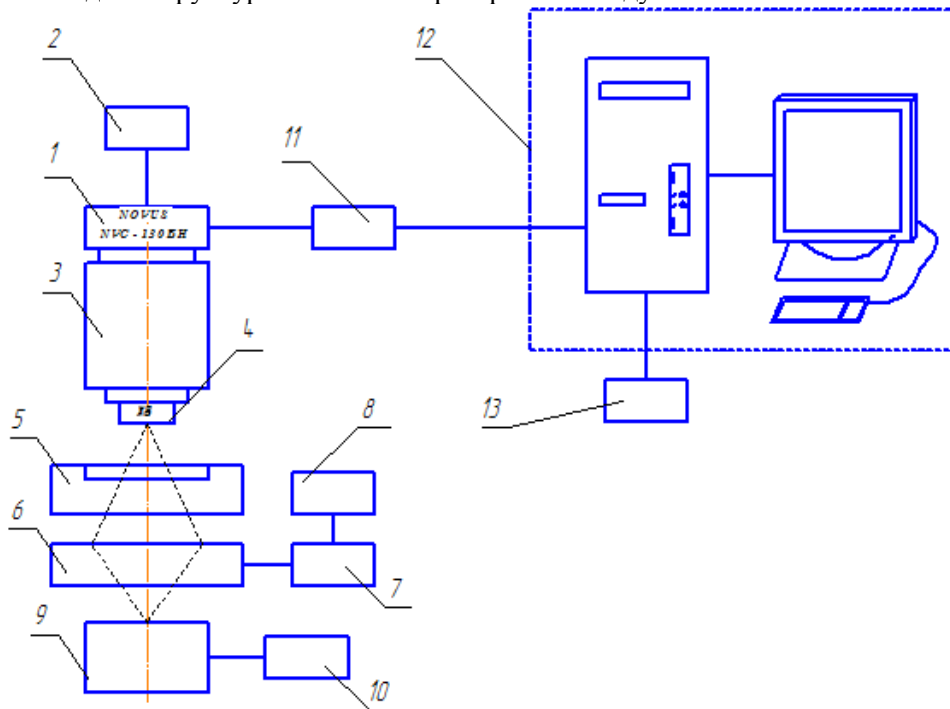


Рис. 1 – Структурна схема лабораторного стенду:

1 – телевізійна камера на ПЗЗ - матриці; 2 – БЖ камери; 3 – тубус мікроскопа; 4 – мікрооб'єктив; 5 – предметний столик з мірою; 6 – вузол переміщення об'єкту (п'єзоелектродвигун); 7 – електронний блок керування (пульт керування); 8 – БЖ п'єзоелектродвигуна; 9 – освітлювальний блок; 10 – БЖ освітлювальної системи; 11 – пристрій введення зображення; 12 – персональний комп'ютер; 13 – програмне забезпечення.

Для проведення експериментів по визначенню пилоємності було обрано 20 зразків матеріалів різних за структурою та товщиною.

На рисунку 2 наведений приклад обробки зразка матеріалу з використанням ТІВС.



Рис. 2 – Зразок трикотажного полотна

Коефіцієнт пилопроникності $[\text{г}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})]$ обчислено за формулою:

$$\Pi_{\text{п}} = \frac{M_4}{(FT)}, \quad (1)$$

де M_4 – маса пилу, що пройшла через пробу, г;

F – площа проби, m^2 ;

T – час випробування, с.

Масу пилу, що пройшла через пробу, визначають за формулою:

$$M_4 = M_1 - (M_2 + M_3)$$

де M_1 – маса пилу, взятої для випробування, г;

M_2 – маса пилу, що залишилася в пробі, г;

M_3 – маса пилу, що знаходиться в резервуарі приладу перед фільтром, г.

Маса пилу, що залишилася в пробі, визначають за формулою:

$$M_2 = M_6 - M_5 \quad (3)$$

де M_5 – маса вихідної проби разом з каркасом, г;

M_6 – маса проби разом з каркасом після випробувань, г.

Результати досліджень для всіх матеріалів було оброблено, складено математичні моделі впливу факторів, які максимально впливають на процес запилення матеріалів. Це повітряпроникність, щільність та структура матеріалів.

Коефіцієнти кореляції $r = 0,85$ і похибка вимірювань $S = 4,2\%$, при чому похибку вимірювань було зменшено на 18% в порівнянні з застосування базових методик вимірювання пилоємності та пилопроникності матеріалів. Приклад, для досліджуваних зразків фільтрувальних тканин математична модель визначення коефіцієнту пилопроникності має вигляд:

$$Y = 9,02 - 0,3X + 0,2 \cdot X_2 + 0,03 \cdot X_1 \cdot X_2 \quad (4)$$

де Y – коефіцієнт пилопроникності, $г/м^2 \cdot с$,

X_1 – коефіцієнт повітропроникності, $дм^3/м^2 \cdot с$,

X_2 – розмір чарунок матеріалу, мм.

Для зручного застосування було побудовано графіки залежності пилоємності та пилопроникності від виду матеріалів.

Висновки: В статті наведено рішення науково-практичної задачі підвищення точності та можливості вимірювання пилопроникності та пилоємності матеріалів за допомогою використання телевізійної інформаційно-вимірювальної системи, що дозволило збільшити точність вимірювання на 18%. В результаті теоретичних та експериментальних досліджень різних матеріалів, визначено, що для захисту здоров'я людини від дорожнього пилу максимально доцільно використовувати матеріали з поверхневою щільністю більше $200 г/м^2$

Література

1. Защепкіна Н. М. Развитие научных основ та инженерных методов проектирования заданных властей текстильных материалов : Дис. д-ра. техн. наук: 05.18.19 / Защепкіна Наталія Миколаївна. – Київ, 2011. – 310 с.
2. Шулдякова К. А. Воздействие автомобильных шин на окружающую среду и здоровье человека // Молодой ученый. — 2016. — №20. — С. 472-477.
3. Процессы и аппараты защиты окружающей среды в 2 частях, Ч.1: учебник и практикум для академического бакалаврата/ Кольцов В.Б., Кондратьева О.В.; под общ. ред. В.И.Каракеева. – 2 изд. – перераб и доп. – М. – Юрайт. – 2018. – 277с.
4. Защепкіна Н.М. Аналіз асортименту тканин для пошиття чохлів автомобілів / Защепкіна Н.М., Прохорова І.А. //Наукові нотатки. – 2014. – №46. – стор. 195-199.
5. D. Cerovic, J.R. Dojcilovic, K.A. Asanovic. Investigation of dielectric properties and electric resistance of some textile materials / BPU-5: Fifth General Conference of the Balkan Physical Union, August 25–29, – 2003, – Vrnjačka Banja, Serbia and Montenegro. – Pp. 1691–1694.
6. Pourouva, M. Measurement of Dielectric Properties of Moisture Textile / Microwave Techniques, 2008. – COMITE – 2008. – 422 p.
7. Kausik Bai & K Kothari / Measurement of dielectric properties of textile materials and their applications / Indian journal of fibre and textile research. Vol. 34, – June 2009, – P.191–199.
8. Н.М.Защепкіна, Я.О.Яценко, А.А.Мелконян, А.О. Бурмістрова Текстильні матеріали, як бар'єр для захисту здоров'я людини від негативного впливу навколишнього середовища Вісник Хмельницького національного університету. №2. 2016.– С. 222-224.
9. Защепкіна Н.М. Удосконалення методу визначення пилопроникності матеріалів / Защепкіна Н.М. Мелконян А.А.Довгалюк Р.Ю Недобойко С.О. //Вісник Житомирського державного технічного університету.– № 1(79).-2017.-С. 52-57.
10. Защепкіна Н.М. Інженерні методи проектування заданих властей матеріалів/ Монографія. ТОВ «Нілан-ЛТД». - Вінниця.–2016.– 207с

УДК 629.113

Є.Ю. Зенкін

Харківський Національний Автомобільно Дорожний Університет

ОЦІНКА ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ДАТЧИКІВ ОБ'ЄМНОЇ ВИТРАТИ ПОВІТРЯ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ З БЕНЗИНОВИМ ТА ДИЗЕЛЬНИМ ДВИГУНОМ

Витрати палива транспортним засобом у першу чергу залежать від точної роботи датчиків електронної системи керування впорскуванням. Одним з основних датчиків, що впливають на озучування циклової порції палива є витратомір повітря. Бо кількість палива та повітря, що повинні потрапляти у циліндр ДВЗ жорстко пов'язані між собою через коефіцієнт надлишку повітря та стехіометричне співвідношення. У статті розглянуто питання отримання діагностичної інформації при діагностиці витратомірів повітря об'ємного типу. Як приклад розглянута перевірка витратоміра повітря системи впорскування пального DIGIFANT легкового автомобіля.

Ключові слова: технічна діагностика, система впорскування палива, витратомір повітря об'ємного типу, цифровий осцилограф.

E.Yu. Zenkin

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДАТЧИКОВ ОБЪЕМНОГО РАСХОДА ВОЗДУХА ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ С БЕНЗИНОВЫМ И ДИЗЕЛЬНЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

Расход топлива транспортным средством в первую очередь зависит от точной работы датчиков электронной системы управления впрыскиванием. Одним из основных датчиков, которые влияют на дозирование цикловой порции топлива является расходомер воздуха. Потому что количество топлива и воздуха, которые должны попадать в цилиндр ДВС жестко связаны между собой через коэффициент избытка воздуха и стехиометрическое соотношение. В статье рассмотрены вопросы получения диагностической информации при диагностике расходомеров воздуха объемного типа. В качестве примера рассмотрена проверка расходомера воздуха системы впрыскивания топлива DIGIFANT легкового автомобиля.

Ключевые слова: техническая диагностика, система впрыскивания топлива, расходомер воздуха объемного типа, цифровой осциллограф.

E. Zenkin

ANALIS OF THE TECHNICAL CONDITION OF THE SENSORS OF THE AIR FLOW RATE OF PASSENGER CARS WITH PETROL AND DIESEL ENGINES

The fuel consumption of the vehicle primarily depends on the precise operation of the sensors of the electronic injection control system. One of the main sensors that affect the dosing of the cyclic portion of the fuel is the air flow meter. Because the amount of fuel and air that must fall into the cylinder ICE rigidly connected to each other through the coefficient of excess air and stoichiometric ratio. In the article the questions of reception of the diagnostic information at diagnostics of flowmeters of air of volume type are considered. As an example, the examination of the air flow meter of the DIGIFANT injection system of a passenger car.

Keywords: technical diagnostics, fuel injection system, volumetric type air mass meter, digital oscilloscope.

Постановка проблеми. Якщо брати ситуацію в Україні то можна спостерігати що одночасно в експлуатації перебувають три категорії різних автомобілів. У першу категорію можна віднести старі автомобілі випущені ще в 80-ті роки та першій половині 90х років – вони оснащені карбюраторними двигунами. У другу категорію можна віднести сучасні автомобілі, оснащені системами упорскування з електронним керуванням. Більшість цих автомобілів відносно нові, перебувають у справному стані й частина з них ще перебуває на гарантії на станціях сервісного обслуговування. У третю категорію будуть віднесені автомобілі також з електронним керуванням упорскуванням, але, що вже мають досить великий пробіг і термін служби в результаті чого могли виникнути неполадки які підвищують витрату палива, та й знижують екологічні властивості. У ряді випадків система упорскування з електронним керуванням розрахована на норми токсичності Еуро перебуваючи в несправному стані може мати гірші експлуатаційні показники ніж справний автомобіль із карбюратором [2].

Мета та постановка задачі. Витрата палива в карбюраторній системі залежить від швидкості потоку повітря в дифузорі, а в інжекторній системі від швидкості потоку повітря в датчику витрати повітря. Оскільки ймовірність якої або поломки дифузора відсутня, а в інжекторній системі датчик витрати повітря може повністю вийти з ладу або погіршити свої показання при експлуатації. То відповідно є необхідність розробки спеціальних діагностичних процедур, які дозволяють виявляти несправності датчиків витрати повітря. Метою роботи є аналіз конструкції датчиків витрати повітря й розробка діагностичних процедур під пошук тих чи інших

різноманітних несправностей датчика.

Принципи дії датчиків витрати повітря об'ємного типу. Датчик об'ємної витрати повітря потенціометричного типу виробництва Bosch, що працюють за принципом зсуву, повзунка потенціометра за допомогою вимірювальної лопати мають низьку надійність, тому що їхня конструкція включає рухливі механічні елементи [3]. Лопата такого датчика має пружину й розміщена в потоці повітря, що витрачається двигуном, так, що зі збільшенням потоку повітря лопата зміщується пропорційно потоку. Потік, що витрачається двигуном повітря має пульсуючий характер, і для зменшення ефекту пульсацій вимірювальної лопати синхронно пульсаціям повітряного потоку, лопата датчика з'єднана з демпфером (рис. 1). З вимірювальною лопатою механічно зв'язаний повзунок потенціометра, який за рахунок цього зміщується на величину, пропорційну величині потоку повітря. Мірою об'єму, що протікає через датчик повітря є вихідна напруга цього вимірювального потенціометра. Вимірювальний потенціометр датчика об'ємної витрати повітря виконаний на керамічній пластині. На пластину нанесені резистори дільника напруги, виводи яких розміщені в ряд і покриті контактним резистивним шаром [3]. Повзунок потенціометра притиснутий до контактної резистивної шару, завдяки чому напруга на повзунку дорівнює напрузі в крапці контакту з резистивним шаром. При кожній зміні положення лопати, повзунок переміщується по контактному резистивному шару, ковзаючи по ньому. У багатьох системах упорскування ("Bosch L-Jetronic", «Digifant») враховується, що щільність холодного повітря вище щільності теплого [4]. Чим тепліше засмоктуваний у циліндри повітря, тим гірше їх наповнення при постійному положенні дросельної заслінки. Температура повітря що надходить у двигун змінюється не тільки у зв'язку й зміною "зовнішньої" його температури, але й у зв'язку зі зміною "внутрішньої". Тому, для більш точного дозування палива, у витратомір введений датчик температури вхідного повітря, роль якого — коректування показань залежно від щільності/температури вхідного повітря. Повітряний потік впливає на вимірювальну заслінку прямокутної форми. Заслінка закріплена на осі в спеціальному каналі, поворот заслінки перетворюється вугільним потенціометром (резистивна доріжка), характеристика якого коректується вугільними ж резисторами, що підключаються паралельно до окремих ділянок доріжки. Мінлива напруга з потенціометра подається на блок керування двигуном (ЕБК) який порівнює отриману напругу з опорною напругою живлення потенціометра. Співвідношення цих двох параметрів і служить мірою об'єму повітря, усмоктуваного двигуном [4]. Вплив повітряного потоку на вимірювальну заслінку врівноважується зворотною пружиною. Для гасіння коливань, викликаних пульсаціями повітряного потоку й динамічними впливами, характерними для автомобіля, особливо на поганих дорогах, у витратомірі є демпфер (у вигляді пластини). Пластина демпфера виконана як одне ціле з вимірювальною заслінкою. Різкі переміщення вимірювальної заслінки стають неможливими через вплив на вимірювальну пластину зусилля повітря, стисливого в демпферній камері, крім усього іншого, демпфер гасить хвилю зворотного потоку повітря із впускного колектора двигуна. У верхній частині витратоміра розташований байпасний канал із гвинтом якості (складу) суміші [3].

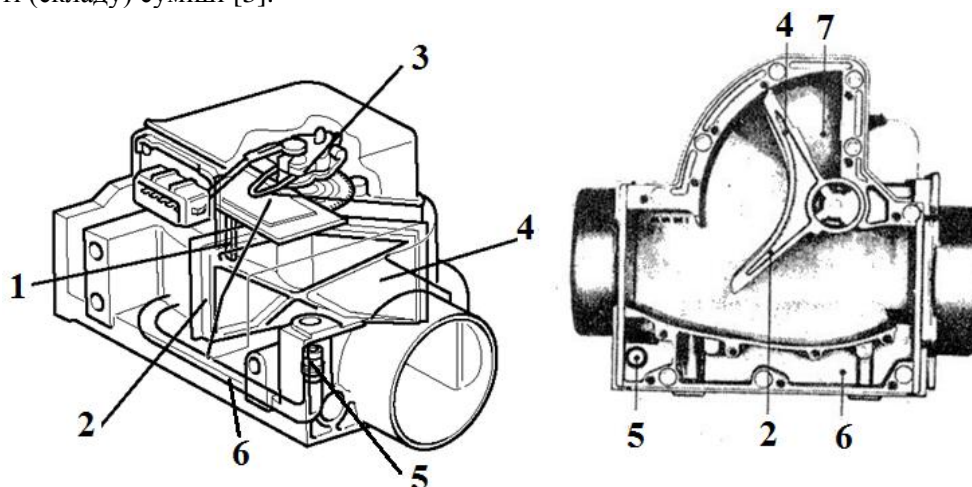


Рис. 1. Витратомір повітря з рухомою пластиною.

1 – Пластина з контактами й потенціометричною доріжкою ; 2 – Вимірювальна лопата; 3 – Рухомий контакт для виміру сигналу; 4 – Лопата, яка демпфірує; 5 – Гвинт регулювання обвідного потоку;
6 – Байпасний канал; 7 – Порожнина, яка демпфірує

Результати досліджень. На першому етапі підготовки до проведення вимірів здійснюється діагностування транспортного засобу через рознімання OBD з метою виявлення помилок і несправностей у системі керування подачі палива й повітря [3]. Після попередньої діагностики на транспортний засіб вішаються допоміжні дроти, які приєднуються до проводів вимірюваних датчиків. Додаткові провідні підключення приєднують до високочастотного пишучого цифрового осцилографа, пов'язаного з персональним комп'ютером або ноутбуком. Програмне забезпечення встановлене на комп'ютері дозволяє записувати й проводити обробку одержуваних сигналів. Для проведення синхронізації сигналів у різних каналах оператор вимірювального стенда як точку синхронізації вибирає один з каналів датчика числа обертів. У якості імпульсів синхронізації можна вибрати прямокутники датчиків Холу розташованого в розподільнику. Але кращим варіантом синхронізації, буде сигнал появи іскри в першому циліндрі, що знімається спеціальною кліпсою з високовольтного дроту.

При роботі двигуна на холостому ходу, якщо настроювання апаратури зроблене вірно, повинні бути видні чотири коливання сигналу датчика витрати повітря, що розміщаються на протязі одного робочого циклу [4]. Наявність цих коливань показує не тільки правильність підключення апаратури. При установці несправного датчика витрати повітря коливання можуть бути перевернуті або відсутні. На режимі холостого ходу використовується тільки спосіб оцінки по середній напрузі сигналу при обертах холостого ходу й оцінюється величина потертості поверхні потенціометра. Візуально можна побачити наявність або відсутність зношеності й протертий потенціометр, що спрощує відбраковування особливо якщо врахувати що саме на холостому ходу двигун працює значний період часу і доріжка потенціометра тому протирається саме в цій зоні (рис. 2).

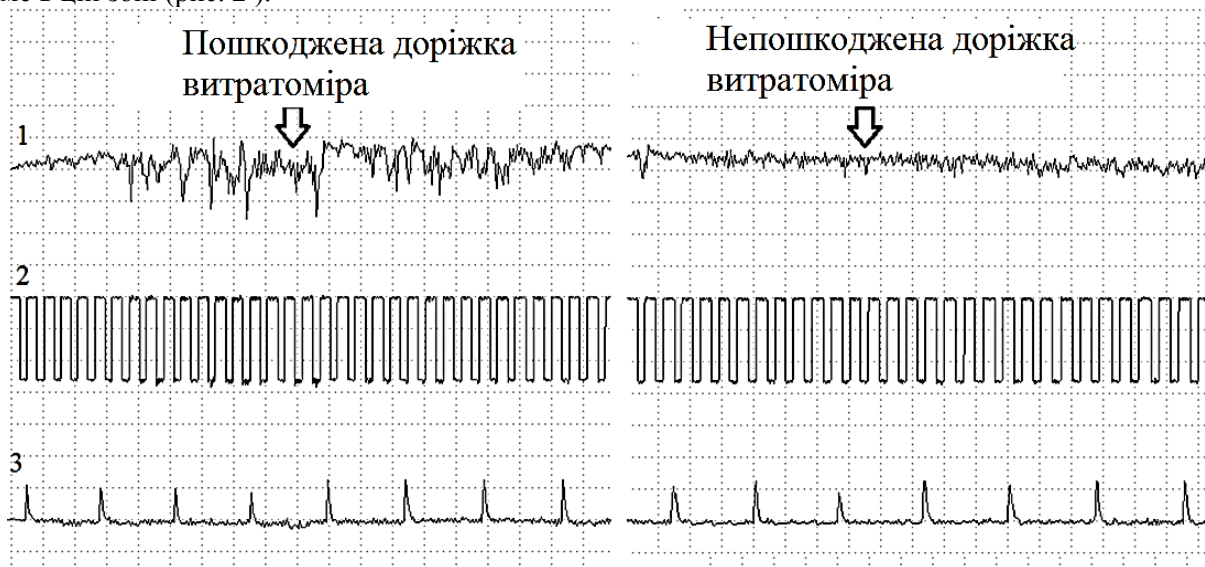


Рис. 2. Сигнали зношеного потенціометра датчика повітря.

1 – Сигнал витрати повітря; 2 – Сигнал датчика холу; 3 – Сигнал іскри в першому циліндрі.

Процес зміни швидкості сигналу однозначно залежить від ступеня затягування пружини витратоміра. У процесі експлуатації як пружина може слабшати, так і необхідно враховувати втручання некваліфікованих автослюсарів у процес регулювання датчика витрати повітря. При низькій кваліфікації регулювання затягування пружини здійснюється звичайно «на око». Автослюсар оцінює регулювання проведене регулювання винятково по обертах холостого ходу стійкості роботи двигуна та у найкращому разі по газоаналізатору, що досить неточно. Використовуючи діагностичну осцилограму датчика витрати повітря можна визначити силу затягування пружини. Для цього необхідно проаналізувати як швидкість зміни витрати в момент устремління повітряного потоку в колектор під дією розрідження, так і проаналізувати швидкість повернення пластини витратоміра у вихідне положення при різкому відпусканні педалі, та зниження обертів (рис.3).

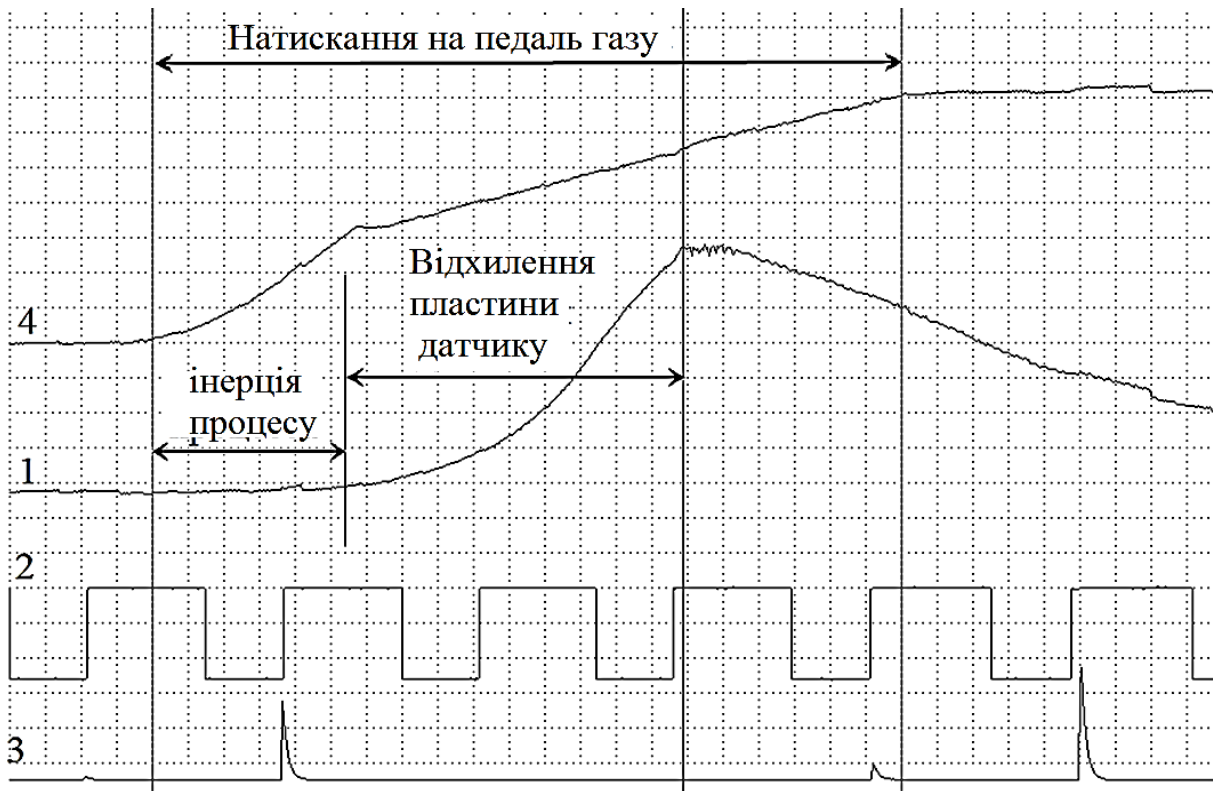


Рис. 3. Підвищення витрати повітря при відкритті дросельної заслінки

1 – Сигнал витрати повітря; 2 – Сигнал датчика холу; 3 – Сигнал іскри в першому циліндрі; 4 – Сигнал датчика положення дроселя.

Якщо пружина відпущена або ослабнула, то можна буде спостерігати швидку зміну сигналу зростання витрати повітря оскільки пластина легко долає зусилля пружини й одночасно із цим є затримка повернення пластини на місце. Тобто положу форму сигналу при поверненні на холостий хід. І навпаки для сильно затягнутої при регулюванні пружині буде спостерігатися повільне зростання сигналу витрати повітря при відносно різкому фронті його на спаданні при поверненні на холостий хід (рис.4).

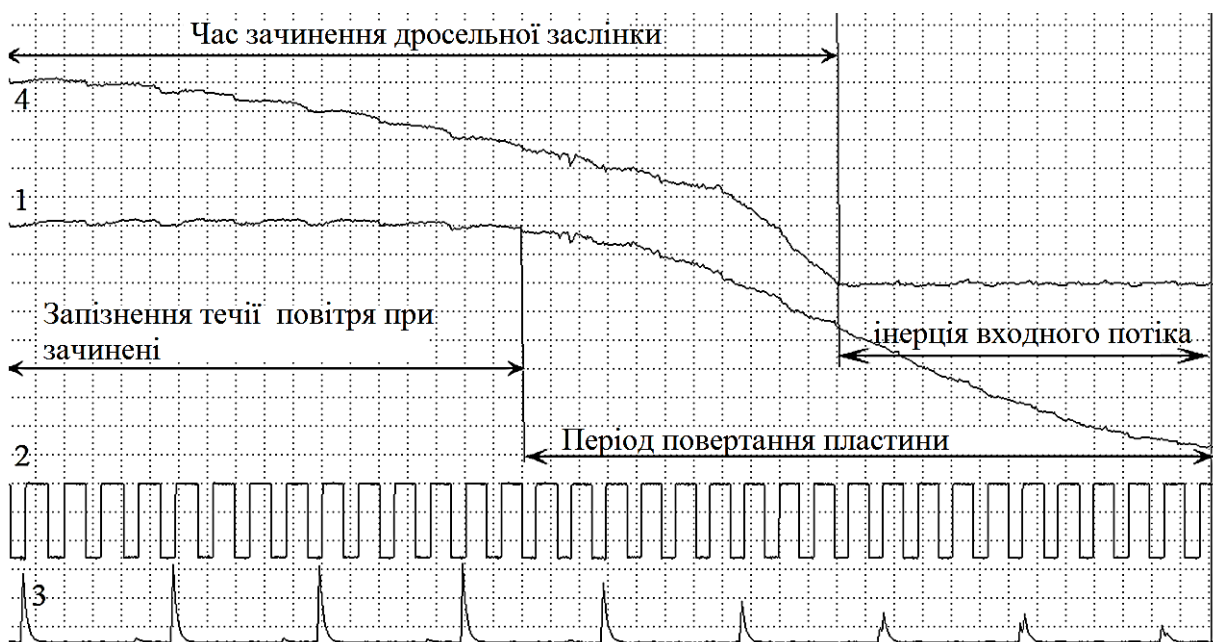


Рис. 4. Зниження витрати повітря при закритті дросельної заслінки.

1 – Сигнал витрати повітря; 2 – Сигнал датчика холу; 3 – Сигнал іскри в першому циліндрі; 4 – Сигнал датчика положення дроселя.

Результати досліджень. У роботі [8] наведена методика складання рівнянь руху автопоїзда категорії N3 у поздовжній і поперечній площинах. З використанням наведеної методики рівняння руху тягового автомобіля, рис. 1, записані у вигляді

Висновки. Як і сам метод проведення вимірювань сигналу датчика за допомогою високочастотного цифрового осцилографа, так і отримані еталонні осцилограми сигналу можуть бути використані для діагностування датчиків такого типу виробництва Bosch на сучасних СТО. Проведення вимірювань за допомогою запропонованого методу дозволяє знизити час потрібний для діагностування транспортного засобу та підвищити точність встановленого діагнозу.

1. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»/ [С.И. Ефимов, Н.А.Иващенко, В.И. Ивин и др.]; Под ред. А.С.Орлина, М.Г. Круглова. – [3 – е изд., перераб. И доп.]. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.

2. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей / Хрулёв А.Э. - М.: За рулем, 1999. — 440 с. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей / Хрулёв А.Э. - М.: За рулем, 1999. — 440 с.

3. Системы управления бензиновыми двигателями Bosch. Узлы и агрегаты./ [Перевод с нем. Ю.Г.Грудский, А.Г.Иванов]. – М.: «КЖИ За рулём», 2005. – 432 с. – (Первое русское издание).

4. Райф Конрад. Датчики в автомобиле. – М.: «КЖИ За рулём», 2013. – 165с.

Рецензент:

Абрамчук Ф.І., доктор технічних наук, професор, Харківський Національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри Двигунів внутрішнього згорання, Харків, Україна.

УДК 656.13.084

А.А. Кашканов¹, А.А. Кашканова¹, О.Г. Грисюк²¹ Вінницький національний технічний університет² Дочірнє підприємство «Проф-Авто» ТОВ УНП «Проф-Авто» м. Бар**ОЦІНЮВАННЯ ЧАСУ РЕАКЦІЇ ВОДІЯ ПРИ ЕКСПЕРТИЗІ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНИХ ПРИГОД**

Встановлено перелік факторів впливу, обсяги досліджень та граничні значення складових часу реакції водія. Показано, що невизначеність значень часу реакції водія при проведенні експертиз дорожньо-транспортних пригод може призвести до формулювання протилежних висновків при інтерпретації аналітичних результатів досліджень і розрахунків. З метою підвищення ефективності традиційних методів та мінімізації впливу суб'єктивних факторів при формуванні експертних висновків запропоновано до використання математичну модель оцінювання сенсомоторної фази реакції водія.

Ключові слова: водій, час реакції, невизначеність, експертиза, дорожньо-транспортна пригода.

А.А. Кашканов, А.А. Кашанова, О.Г. Грисюк

ОЦЕНКА ВРЕМЕНИ РЕАКЦИИ ВОДИТЕЛЯ ПРИ ЭКСПЕРТИЗЕ ДОРОЖНО-ТРАНСПОРТНЫХ ПРОИСШЕСТВИЙ

Установлено перечень факторов влияния, объемы исследований и предельные значения составляющих времени реакции водителя. Показано, что неопределенность значений времени реакции водителя при экспертизе дорожно-транспортных происшествий может привести к формулировке противоположных выводов при интерпретации аналитических результатов исследований и расчетов. С целью повышения эффективности традиционных методов и минимизации влияния субъективных факторов при формировании экспертных выводов предложено к использованию математическую модель оценки сенсомоторной фазы реакции водителя.

Ключевые слова: водитель, время реакции, неопределенность, экспертиза, дорожно-транспортное происшествие.

A. Kashkanov, A. Kashanova, O. Grysuk

EVALUATION OF THE DRIVER'S REACTION TIME FOR THE EXAMINATION OF TRAFFIC ACCIDENTS

The list of factors of influence, volume of researches and limiting values of components of the driver reaction time are established. It is shown that the uncertainty of the values of the driver reaction time during the examination of traffic accidents can lead to the formulation of opposite conclusions in interpreting the analytical results of studies and calculations. In order to increase the effectiveness of traditional methods and minimize the influence of subjective factors in the formation of expert conclusions, the mathematical model of evaluation of the sensorimotor phase of the driver's response is proposed.

Key words: driver, reaction time, uncertainty, examination, road traffic accident.

Постановка проблеми. Розширення обсягів та сфери застосування транспортних засобів підвищує ймовірність збільшення людських та матеріальних втрат, причиною яких є аварійність на дорогах. За даними Всесвітньої організації охорони здоров'я, щороку у світі гинуть на дорогах близько 1,3 млн. людей, а кількість поранених складає близько 50 млн. Ця ж організація прогнозує, що у 2020 році дорожньо-транспортні пригоди (ДТП) посідатимуть третє місце у світі серед причин втрати здоров'я після серцево-судинних захворювань та тяжких депресій. Україна за рівнем смертності від ДТП займає п'яте місце в Європі, причому смертність в результаті ДТП є головною причиною загибелі дітей та молоді віком від 5 до 29 років.

Основними причинами виникнення ДТП на автомобільних дорогах України є недотримання водіями і пішоходами Правил дорожнього руху (ПДР) – перевищення швидкості, порушення правил обгону, маневрування, керування транспортними засобами в нетверезому стані, перехід пішоходом проїзної частини у невстановленому місці; помилки водія в керуванні автотранспортними засобами (АТЗ); зниження працездатності водія; порушення правил експлуатації АТЗ та їх незадовільний технічний стан; поганий стан дорожнього покриття; незадовільна організація дорожнього руху [1].

За скоєння ДТП передбачена адміністративна чи кримінальна відповідальність згідно чинного законодавства України. При цьому вирішальне значення у встановленні об'єктивної та суб'єктивної сторін пригоди, визначенні винності чи невинності водія АТЗ можуть мати висновки експерта-автотехніка. ДТП можна охарактеризувати як «розлагодження» взаємодії системи водій-автомобіль-дорога-середовище. Як правило, пригоди розвиваються за декілька секунд, а інколи за долі секунди. Більшість ДТП викликається не одною, а декількома причинами [2, 3]. Це в значній

мірі ускладнює їх аналіз, який повинен виявити умови, що сприяли пригоді, та визначити дії її учасників.

Сучасна судова автотехнічна експертиза (САТЕ) є експертним дослідженням, що проводиться з метою встановлення механізму і обставин ДТП з врахуванням показників технічного стану АТЗ, якості та параметрів дороги, психофізіологічних характеристик її учасників та інших факторів [1-7].

Проведення САТЕ, як правило, пов'язано з розрахунками, для яких експерт в якості вихідних даних використовує результати тих чи інших вимірів, наданих йому слідчим або судом, а також типові довідкові дані – параметри і коефіцієнти, числові значення яких вибираються експертом самостійно із спеціальної науково-технічної і довідкової літератури у відповідності з характером та умовами скоєння ДТП [2, 5, 7]. В перелік таких характеристик і параметрів входять параметри, які характеризують ефективність гальмування АТЗ (час запізнення спрацьовування гальмової системи, час наростання сповільнення, усталене сповільнення), час реакції водія; показники якості і стану дорожнього покриття, коефіцієнт зчеплення шин з дорогою, відомості про швидкість руху пішоходів, ухили та радіуси повороту дороги та ін.

На сьогодні в практиці САТЕ України використовуються диференційовані значення часу реакції водія [2, 3], методично обґрунтовані та затверджені до використання в експертній практиці СРСР у 1983 році. Вони були отримані на основі експериментальних досліджень, проведених в дорожніх умовах, що відповідають характеристикам і варіантам дорожньо-транспортних ситуацій (ДТС). Дослідження проводились під керівництвом Е. М. Лобанова (Московський автодорожній інститут - МАДИ), Н. М. Крісті (Всесоюзний науково-дослідний інститут судових експертиз - ВНИИСЭ), О. В. Лукошавичене (Вільнюський інженерно-будівельний інститут), В. М. Сегеркранца (Талліннський політехнічний інститут), Р. Т. Мушегяна (Науково-дослідний інститут автомобільного транспорту - НИИАТ), Ю. Б. Суворова, А. К. Гордєєвої (ВНИИСЭ).

Обґрунтованість, об'єктивність, достовірність висновків експерта та можливість їхнього використання в якості доказів можливо забезпечити лише за умови достовірності вихідних даних. Відома методика використання диференційованих значень часу реакції водія в багатьох випадках залежна від суб'єктивного вибору експертом усереднених показників відповідно до характеристики ДТС [2, 3, 6]. У зв'язку з цим **метою роботи** є визначення шляхів підвищення ефективності традиційних методів та мінімізації впливу суб'єктивних факторів при формуванні експертних висновків за результатами дослідження ДТП з оцінюванням сенсомоторної фази реакції водія.

Результати досліджень. Реакція – це дія організму у відповідь на який-небудь подразник. Вся діяльність водія являє собою суцільний ланцюг різних реакцій [8-11]. Несвоєчасні або неточні реакції приводять до підвищення небезпеки руху. Час реакції людини в різних аспектах вивчається психологами, фізіологами та інженерами. Реакції бувають прості і складні. Проста реакція – це дія у відповідь на одиночний сигнал (світловий, звуковий, тактильний), яка характеризує, насамперед, швидкість передачі сигналів у нервовій системі. Контроль простої реакції часто використовується в психології та фізіології як індикатор стану центральної нервової системи людини та є одним із критеріїв професійної придатності спеціаліста – водія автомобіля, машиніста електропоїзда, пілота літака. Якщо при виконанні рушійного процесу необхідно вибрати одну або кілька конкретних дій із ряду можливих, то реакція називається складною. Саме така реакція цікавить експерта-автотехніка при проведенні автотехнічної експертизи ДТП.

Ситуаційний час реакції водія t_1 (рис. 1), тобто інтервал часу від моменту появи подразника в полі зору водія до початку впливу останнього на органи керування автомобілем (важель гальма, зчеплення, акселератора, кермо), залежить від багатьох факторів: вік і стать водія; рівень професійної підготовки; стаж роботи (досвід); умови руху (вдень, вночі, в гірських умовах, по ковзкій дорозі, інтенсивність руху, дистанція тощо); швидкість руху автомобіля; інтенсивність інформаційного навантаження; тривалість робочого часу; індивідуальні особливості водія; конструктивні особливості автомобіля.

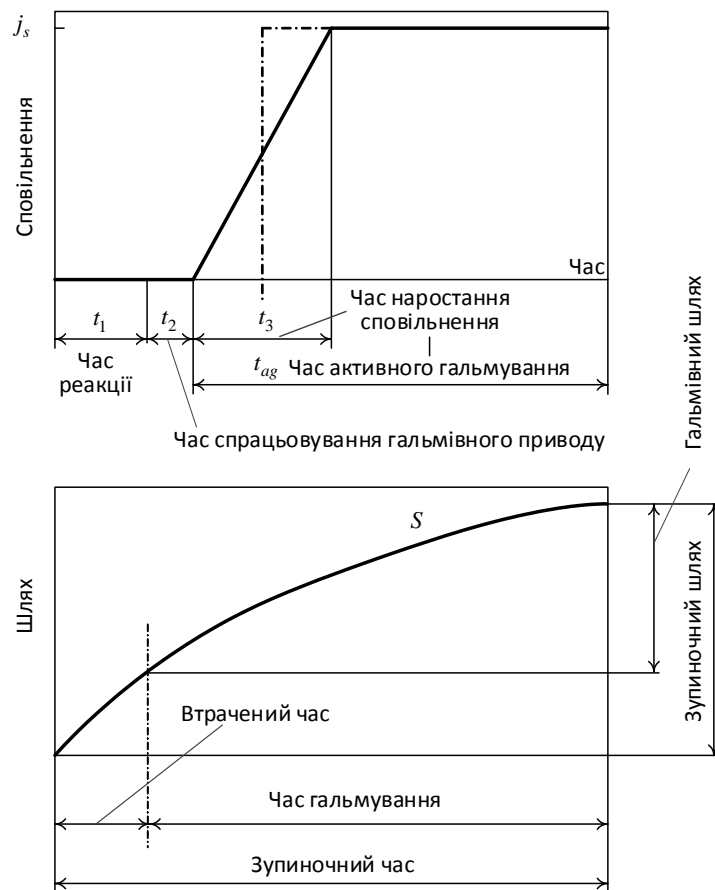


Рис. 1. Сповільнення і зупиночний шлях автомобіля

Розрізняють латентний і моторний періоди часу реакції. Латентний (скритий) період – час, необхідний водію для усвідомлення, оцінювання ситуації і прийняття рішення про початок моторної (рушійної) реакції. Відповідно, моторний період – інтервал часу від початку рушійної реакції до початку впливу на орган керування автомобілем.

Іноколи об'єкт (перешкода) малопомітний (наприклад, при світлі фар зустрічних транспортних засобів (ТЗ); неконтрастному фарбуванні об'єкта, коли він зливається з фоном; при недостатньому освітленні об'єкта). В цьому випадку в узагальненій дорожньо-транспортній ситуації час реакції водія слід збільшити на 0,6 с. В таких випадках час реакції збільшується, в основному, внаслідок погіршення умов сприйняття і, відповідно, більшої тривалості виявлення водієм об'єкта.

Аналіз робіт, в яких представлені результати досліджень часу реакції водіїв [2-10], показує, що цей час змінюється в широких межах – від 0,3 с до 3,2 с. Автори багато років проводили дослідження складної сенсомоторної реакції у водіїв різного віку, результати яких подані на рис. 2, для 2% усередненої та 98% статистичної вибірки, як для найбільш показових значень, від загального числа осіб, що пройшли випробування (близько 1100 чол.). Мінімальні та максимальні значення часу реакції водіїв подані в табл. 1.

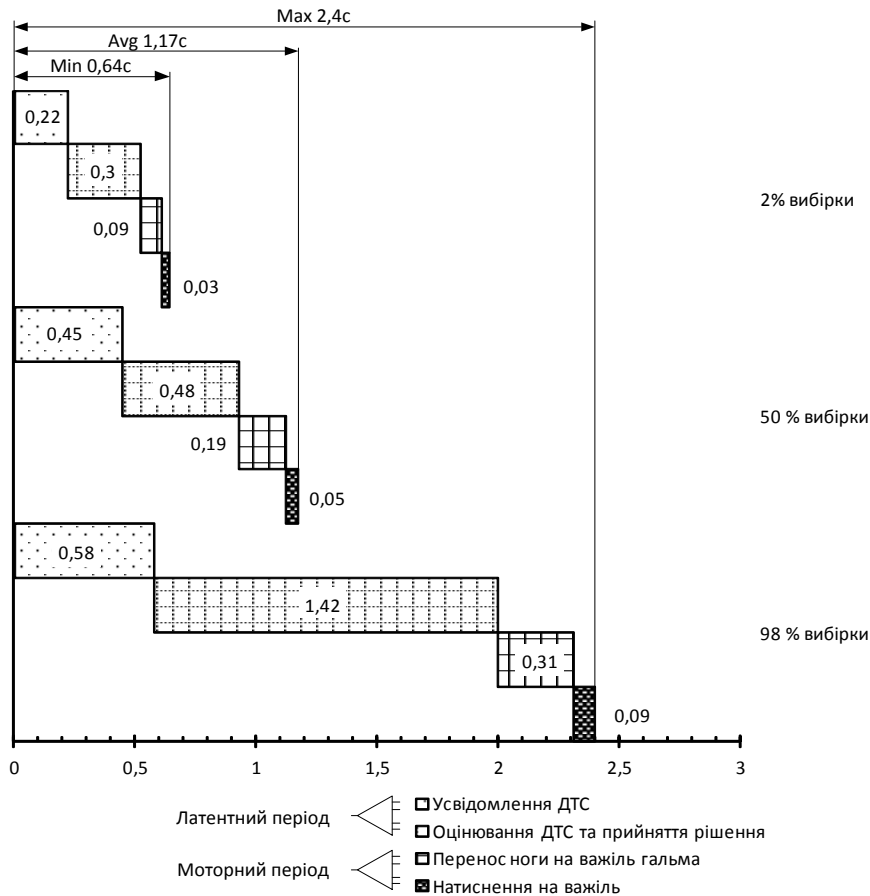


Рис. 2. Обсяги досліджень та граничні значення складових часу сенсомоторної реакції водія

Таблиця 1

Значення часу реакції водіїв за віковими групами

Група	Вік, років	Мінімальний час реакції, с	Максимальний час реакції, с
1	18-20	$0,65 \pm 0,05$	$1,3 \pm 0,20$
2	20-40	$0,90 \pm 0,20$	$1,5 \pm 0,20$
3	40-50	$1,35 \pm 0,25$	$1,75 \pm 0,25$
4	50-60	$1,70 \pm 0,10$	$2,1 \pm 0,30$
5	> 60	$2,15 \pm 0,25$	$2,4 \pm 0,25$

Застосування в експертній практиці диференційованих значень часу реакції водія при дослідженні ДТП, скоєних в темну пору доби, пов'язано з необхідністю розмежування понять і величин дальності видимості дороги (її елементів) та дальності видимості перешкоди.

Дальність видимості дороги залежить від її параметрів, освітлення і дорожніх (атмосферних) умов. Оскільки на проїзній частині дороги не повинно бути перешкод, які водій не може завчасно виявити, водій при виборі швидкості має право орієнтуватися лише на очікуваний подразник одного типу – зміну видимості елементів дороги. Тому при визначенні максимально допустимої швидкості за умовами видимості дороги мінімальний час простої сенсомоторної реакції рекомендується приймати рівним 0,3 с.

При виникненні в полі зору конкретної перешкоди водію, відповідно до вимог ПДР, слід вживати заходи для попередження пригоди. Видимість перешкоди на дорозі залежить від контрастності та розмірів перешкоди на фоні дороги, об'єктів придорожньої обстановки тощо. Тому дальність видимості конкретної перешкоди може відрізнятися від дальності видимості дороги. Її рекомендовано визначати шляхом слідчого експерименту як відстань від передньої частини ТЗ, з якого перешкода може бути чітко впізнана за характерними ознаками з місця водія [3, 12].

Істотний вплив на час реакції чинить втома водія протягом робочого дня. Втома людини понижує її працездатність. Розрізняють фізіологічну та психічну втоми [11]. Фізіологічна втома пов'язана з впливом на нервову систему продуктів розпаду речовин в організмі людини. Психічна

втома обумовлена перевантаженням нервової системи. Обидва види втоми діють на людину спільно і проявляються в тому, що: знижується сприйняття людини, в результаті чого окремі подразники вона взагалі не сприймає; знижується здатність концентрувати увагу і свідомо її регулювати, людина відволікається та робить помилки; мислення людини стає уповільненим і неточним; під впливом втоми виникають небажані порушення психіки – напруженість, роздратованість, емоція нестійкість; втома створює перешкоди для здійснення сенсомоторних функцій людини.

В результаті спільної дії усіх цих факторів, обумовлених втомою водія, час його реакції збільшується. Одночасно збільшується і розсіювання часу реакції відносно середнього значення. На рис. 3 подана зміна часу реакції водія протягом робочого дня [6] та результати апроксимації експериментальних даних.

Чим вища інтенсивність руху, тим більше об'єктів попадає в поле зору водія і тим складніше йому оцінити певний сигнал та вибрати правильне рішення. На дорогах з двома чи трьома смугами для руху в обох напрямках мінімальний час реакції відповідає інтенсивності 120-200 авт./год., а максимальний – при русі по вільній від транспортних засобів дорозі. Така дорога характерна монотонністю, що знижує інтенсивність уваги та емоційну напругу водія. При появі втоми час реакції водія збільшується зі збільшенням інтенсивності руху [6, 8, 10] (табл. 2).

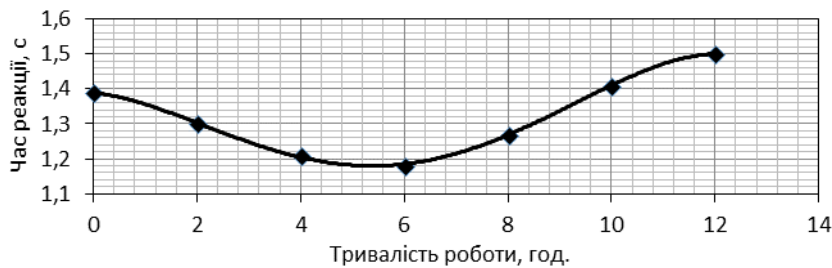


Рис. 3. Залежність часу реакції від тривалості роботи

Таблиця 2

Вплив тривалості роботи та інтенсивності руху на час реакції водія

Тривалість роботи водія, год.	Середній час реакції, с.	Середнє квадратичне відхилення, с.	Оцінка часу реакції для довірчої ймовірності 0,95, с.
Інтенсивність руху 100-300 автомобілів на годину			
0	1,39	0,173	$1,39 \pm 0,35$
4	1,21	0,135	$1,21 \pm 0,27$
8	1,29	0,210	$1,29 \pm 0,42$
12	1,53	0,272	$1,53 \pm 0,54$
Інтенсивність руху 350-500 автомобілів на годину			
0	1,39	0,173	$1,39 \pm 0,35$
4	1,22	0,141	$1,22 \pm 0,28$
8	1,36	0,242	$1,36 \pm 0,48$
12	1,65	0,292	$1,65 \pm 0,58$

З метою оцінювання розсіювання вхідних величин часу реакції водія, що використовуються при розслідуванні ДТП, скористаємося рекомендаціями з вираження невизначеності вимірювань [13], розробленими міжнародними організаціями: BIPM (Міжнародне бюро мір і ваг); IEC (Міжнародна електротехнічна комісія); IFCC (Міжнародна федерація клінічної хімії); ISO (Міжнародна організація зі стандартизації); IUPAC (Міжнародний союз з чистої і прикладної хімії); IUPAP (Міжнародний союз з чистої і прикладної фізики); OIML (Міжнародна організація законодавчої метрології); ILAC (Міжнародна організація з акредитації лабораторій та інспекційних органів). Поняття невизначеності вимірювань в міжнародних рекомендаціях і стандартах було введено для опису точності вимірювання як ступеня довіри до отриманого результату. Відповідно до вище згаданих рекомендацій, там, де це можливо, розсіювання даних по відношенню до номінального значення X_N будемо характеризувати симетричними граничними відхиленнями ΔX з метою представлення їх у вигляді $X = X_N \pm \Delta X$.

На основі даних рис. 2 отримаємо $t_1 = 1,52 \pm 0,88$. Результати оцінювання значень зупиночного шляху за загальноприйнятою методикою [2-7], з врахуванням t_1 , подані на рис. 4.

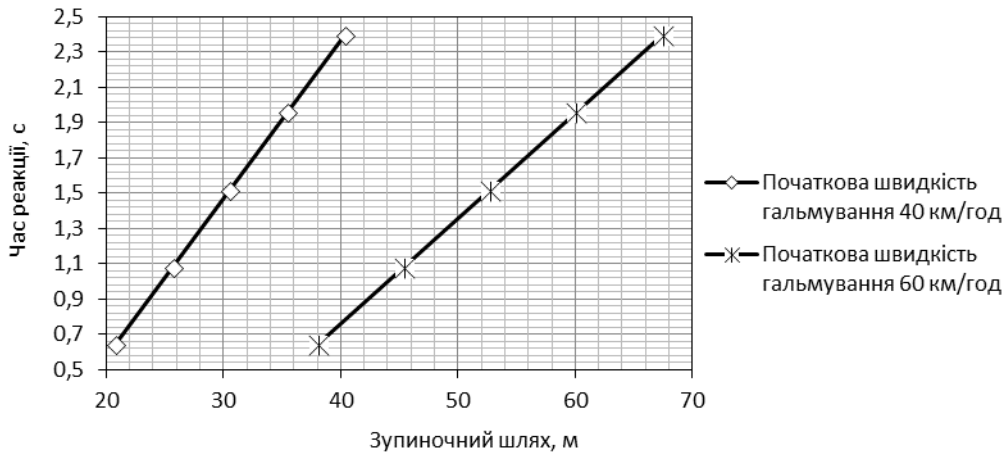


Рис. 4. Залежність зупиночного шляху автомобіля від часу реакції водія (для автомобіля категорії М1 на сухому асфальтобетоні)

Аналіз рис. 4 показує, що оцінки значень зупиночного шляху мають широке поле невизначеності (біля 100%), для зменшення якої пропонується застосовувати математичну модель оцінювання сенсомоторної фази реакції водія, отриману з таких міркувань. Час сенсомоторної фази реакції водія t_1 на гальмування вимірюється з моменту впливу стимулу на орган відчуття до торкання важеля гальма (початку руху педалі) можна визначити так [7]:

$$t_1 = t_0 + t_{mk}(RV) + \Delta t(V_a, B), \quad (1)$$

де t_0 – час виявлення, впізнання, прийняття рішення тощо, с (табл. 3);

Таблиця 3

Нормативний час t_0	
Екстрене гальмування на виникнення небезпеки	Час t_0 , с
1. Очікувана ймовірність небезпеки 100% (нога на важелі гальма)	0,6
2. Очікувана ймовірність небезпеки 95-99% (нога на важелі гальма)	0,8
3. Очікувана ймовірність небезпеки 90% (нога на важелі акселератора)	1,0
4. Були ознаки небезпеки, невідомі водію, які рідко зустрічаються в практиці водіння	1,2
5. Були лише непрямі ознаки небезпеки, мало відомі навіть досвідченим водіям	1,4
6. При екстремому гальмуванні лідера та увазі водія в цей момент на світлофор	1,36
7. При екстремому гальмуванні лідера та увазі водія в цей момент на інші об'єкти, крім лідера і світлофора	1,6

$t_{mk}(RV)$ – час моторного компонента реакції водія при гальмуванні, який залежить від різниці висот площадок важелів акселератора і гальма автомобіля,

$$t_{mk}(RV) = 0,38 - 0,003RV + 0,0002RV^2, \text{ с};$$

$\Delta t(V_a, B)$ – приріст фаз часу реакції водія в залежності від швидкості автомобіля в момент виявлення небезпеки (V_a , км/год) та віку водія (B , років), с:

$$\Delta t(V_a, B) = 0,1 \cdot \lg((1 + 0,005V_a)0,04B). \quad (2)$$

Взявши за основу рівняння (1), залежність часу реакції водія від тривалості його роботи (див. рис. 3) та враховуючи вплив інтенсивності руху (табл. 2), можна запропонувати такий вираз для оцінювання сенсомоторної фази реакції водія

$$t_1 = t_0 + t_{mk}(RV) + \Delta t(V_a, B) + \Delta t(T_H, I_a), \quad (3)$$

де $\Delta t(T_H, I_a)$ – приріст фаз часу реакції водія в залежності тривалості його роботи (T_H , год) та інтенсивності руху (I_a , авт/год) в момент виявлення небезпеки, с:
– при вільному русі ($0 < I_a < 50$)

$$\Delta t(T_H, I_a) = 0,0006 + 0,0167 \cdot T_H + 0,0206 \cdot (T_H)^2 - 0,004 \cdot (T_H)^3 + 0,0002 \cdot (T_H)^4;$$

– при середній завантаженості смуги руху ($100 < I_a < 300$)

$$\Delta t(T_H, I_a) = -0,0002 + 0,0258 \cdot T_H + 0,0161 \cdot (T_H)^2 - 0,0035 \cdot (T_H)^3 + 0,0002 \cdot (T_H)^4;$$

– при високій завантаженості смуги руху ($350 < I_a < 500$)

$$\Delta t(T_H, I_a) = -0,0007 + 0,031 \cdot T_H + 0,014 \cdot (T_H)^2 - 0,0034 \cdot (T_H)^3 + 0,0002 \cdot (T_H)^4.$$

Оцінка часу реакції t_1 за виразом (3) для довірчої ймовірності 0,95 складає $t_1 \pm 0,176t_1$ с.

Висновки. Невизначеність значень часу реакції водія при проведенні експертиз дорожньо-транспортних пригод може призвести до формулювання протилежних висновків при інтерпретації аналітичних результатів досліджень і розрахунків. Використання запропонованої математичної моделі оцінювання сенсомоторної фази реакції водія дозволяє мінімізувати вплив суб'єктивних факторів при формуванні експертних висновків та зменшити невизначеність оцінювання на 70%.

1. Кашканов, А. А. Безпека дорожнього руху : навчальний посібник / А. А. Кашканов, О. Г. Грисюк, І. І. Гуменюк. – Вінниця : ВНТУ, 2017. – 90 с.

2. Туренко А. М. Автотехнічна експертиза. Дослідження обставин ДТП : підручник для вищих навчальних закладів / А. М. Туренко, В. І. Клименко, О. В. Сараєв, С. В. Данець. – Харків : ХНАДУ, 2013. – 320 с.

3. Експертний аналіз дорожньо-транспортних пригод. / Галаса П. В., Кисельов В. Б., Куйбіда А. С. [та інші]; за заг. ред. П. В. Галаси – К. : Експерт-сервіс, 1995. – 192 с.

4. Смирнова С. А. Судебная экспертиза на рубеже XXI века. Состояние, развитие, проблемы / С. А. Смирнова. – 2-е изд-е, пер. и доп. СПб.: Питер, 2004. – 875 с.

5. Franck, H. Mathematical methods for accident reconstruction: a forensic engineering perspective / H. Franck, D. Franck. – Boca Raton: CRC Press, 2010. – 328 p.

6. Тартаковский Д. Ф. Проблемы неопределенности данных при экспертизе дорожно-транспортных происшествий / Д. Ф. Тартаковский. – СПб. : Юридический центр Пресс, 2006. – 268 с.

7. Экспертиза ДТП: методы и технологии / С. А. Евтюков, Я. В. Васильев. – С.-Петербург: СПбГАСУ, 2012. – 310 с.

8. Лобанов Е. М. Время реакции водителя / Е. М. Лобанов // Труды МАДИ. – Москва: МАДИ, 1975. – Вып. 95. – С. 84 -110.

9. Boff K., Lincoln J. Engineering data compendium: Human perception and performance. Wright-Patterson Air Force Base, OH: Armstrong Medical Research Laboratory. 1988.

10. Sens M., Cheng P., Weichel J., Guenther D. Perception/reaction time values for accident reconstruction. / Society of Automotive Engineers. Paper № 890732, 1989.

11. Столяренко Л. Д. Психология и педагогика для технических вузов : учеб. для техн. вузов / Л. Д. Столяренко, В. Е. Столяренко. – Ростов н/Д : Феникс, 2001. – 511 с.

12. Совершенствование методов автотехнической экспертизы при дорожно-транспортных происшествиях: монография / В. П. Волков, В. Н. Торлин, В. М. Мищенко, А. А. Кашканов, В. А. Кашканов, В. П. Кужель, В. А. Ксенофонтова, А. А. Ветрогон, Н. В. Скляров. – Харьков: ХНАДУ, 2010. – 476 с.

13. JCGM 100:2008. Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty in measurement. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://www.iso.org/sites/JCGM/GUM/JCGM100/C045315e-html/C045315e.html> (дата звернення 26.02.2018).

Рецензент:

Козлов Л.Г., доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет, завідувач кафедри технологій та автоматизації машинобудування, Вінниця, Україна.

УДК 621.43.038

В.А. Кищун, Л.В. Нестеренко*Луцький національний технічний університет***ПРИЧИНИ ВТРАТИ РОБОТОЗДАТНОСТІ ДИЗЕЛЬНИХ ФОРСУНОК ІЗ П'ЄЗОЕЛЕКТРИЧНИМ ПРИВОДОМ**

У процесі експлуатації дизельне паливо, у якому можуть міститися сірка, вода, механічні домішки, призводить до різноманітних пошкоджень інжектора, внаслідок чого порушується робота двигуна автомобіля.

Серед деталей, що визначають надійність п'єзофорсунок вагоме місце займають деталі спряжених пар; до останніх належать, зокрема, розпилювач та клапан керування. Власне її технічний стан визначає економічні та екологічні показники роботи двигунів.

Детальми форсунок, які руйнуються у першу чергу, є голка і корпус розпилювача та сідло і шток клапана керування. Втрата гідроцильності розпилювача призводить до появи чорного диму, який супроводжується стуком, знижується потужність двигуна, підвищуються температура відпрацьованих газів і витрати пального, двигун тріть на холостому ходу.

Також, зазвичай, зношуються сідло і шток клапана керування. Внаслідок потрапляння абразивних частинок або металевих продуктів спрацювання у дизельне паливо, яке під великим тиском пропускається через клапан на його деталях утворюються різноманітні пошкодження. Вони порушують гідравлічну щільність клапана керування, що призводить до погіршення запуску двигуна, відмови роботи окремих циліндрів, підвищення шумності та зниження паливної економічності.

Ключові слова: п'єзофорсунка, втрата роботоздатності, розпилювач, клапан керування.

В.А. Кищун, Л.В. Нестеренко**ПРИЧИНЫ ПОТЕРИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДИЗЕЛЬНЫХ ФОРСУНОК С ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧНИМ ПРИВОДОМ**

В процессе эксплуатации дизельное топливо, в котором могут содержаться сера, вода, механические примеси, приводит к различным повреждениям инжектора, вследствие чего нарушается работа двигателя автомобиля.

Среди деталей, определяющих надежность пьезофорсунок, важное место занимают детали сопряженных пар; к последним относятся, в частности, распылитель и клапан управления. Их техническое состояние, в основном, определяет экономические и экологические показатели работы двигателей.

Детальми форсунок, которые разрушаются, в первую очередь, является игла и корпус распылителя, а также седло и шток клапана управления. Потеря гидроплотности распылителя приводит к появлению черного дыма, который сопровождается стуком, снижается мощность двигателя, повышается температура отработанных газов и расход топлива, двигатель троит на холостом ходу.

Также, как правило, изнашиваются седло и шток клапана управления. Вследствие попадания абразивных частиц или металлических продуктов износа в дизельное топливо, которое под большим давлением пропускается через клапан на его деталях образуются различные повреждения. Они нарушают гидравлическую плотность клапана управления, что приводит к ухудшению запуска двигателя, отказу работы отдельных цилиндров, повышению шумности и снижению топливной экономичности.

Ключевые слова: пьезофорсунка, потеря работоспособности, распылитель, клапан управления.

V. Kyshchun, L. Nesterenko**OPERABILITY LOSS CAUSES FOR DIESEL FUELS SPRAY NOZZLE WITH PIEZOELECTRIC DRIVER**

In the operation of diesel fuel, which may contain sulfur, water, mechanical impurities, various injector injuries occur, resulting in a disrupted vehicle motor.

Among the details that determine the reliability of the piezoelectric driver a significant place is occupied by the details of conjugated pairs. The latter include, in particular, a spray gun and a control valve. Actually, its technical condition determines the economic and environmental performance of the engines.

The parts of the spray nozzles that break down in the first place are the needle and body of the sprayer and the saddle and valve of stem controls. Loss of the waterproofness of the sprayer leads to the appearance of black smoke, which is accompanied by a rattle, decrease of the engine power, increase in temperature of the exhaust gases and fuel consumption, the engine triples at idling speed.

Also, the saddle and valve control stem get worn out. Due to the ingress of abrasive particles or metal products of operation into the diesel fuel, which, under high pressure, is passed through the valve to its parts, causing various damage. They violate the hydraulic density of the control valve, which leads to deterioration of engine starting, failure of the work of individual cylinders, noise boost and reduced fuel efficiency.

Key words: piezoelectricspraynozzle, loss of capacity, spray nozzle, control valve.

Постановка проблеми. Дизельна п'єзоелектрична форсунка вважається сьогодні одним із найкращих рішень у системі живлення автомобільних двигунів, однак, з огляду специфічної їх конструкції, вони вимагають особливої уваги. Щоб форсунок відповідали заявленим параметрам

їх необхідно регулярно перевіряти та обслуговувати. Періодичність обслуговування для різних двигунів відрізняється і знаходиться у межах від 500 до 5000 годин. Замінювати форсунки рекомендується після кожних 100...150 тис. кілометрів пробігу або за суттєвого відхилення їх параметрів від зазначених у технічних характеристиках (тест-планах) [1]. Перелік причин відмов п'єзофорсунок різноманітний, однак їх вплив на роботу двигуна однозначно негативний.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Конструкцію п'єзоелектричної форсунки можна умовно розділити на три частини: керуючу, гідравлічну і виконавчу (див. рис. 1). У верхній частині знаходиться п'єзоелемент, посередині – гідравлічний циліндр і клапан керування, у нижній – розташовані дросельна пластина і розпилювач [2].

Про порушення роботи дизельного двигуна автомобіля свідчать такі ознаки:

- поява сизого диму на холостому ходу і чорного під час навантаження, який супроводжується стуком;

- втрата потужності двигуна під час навантаження;
- підвищення температури відпрацьованих газів;
- за збільшених навантажень з'являються ривки і провали у роботі двигуна;
- погіршення запуску двигуна або двигун взагалі не запускається за допомогою стартера;
- аварійне вимкнення двигуна у разі інтенсивного розгону;
- на невеликих обертах робота двигуна стає нестійкою.

У разі наявності наведених ознак необхідно, насамперед, провести комп'ютерну діагностику системи живлення. Якщо вона показує втрату або перевищення тиску у системі, замикання електричного кола на форсунках чи суттєвий дисбаланс у роботі циліндрів, то необхідно перевірити першочергово технічний стан паливних форсунок [3]. Можливий перелік дефектів та наслідки від них виглядає таким чином:

- недостатня ємність п'єзоелемента (або недостатнє значення його опору) – вийшов з ладу п'єзокерамічний елемент. Якщо це сталося на одній форсунці, то двигун троїть. У випадку, коли п'єзоелемент втрачає ємність на декількох форсунках – може знизитися потужність;

- замикання форсунки на масу – пошкоджений ізоляційний шар п'єзоелемента. У такому випадку автомобіль не заводиться взагалі, або заводиться і через короткий проміжок часу глохне прямо на холостому ходу. Іноді за такої поломки авто глохне тільки за навантаження;

- п'єзофорсунка не тримає тиск – пошкоджена прецизійна пара клапана керування, як наслідок, автомобіль погано заводиться. Також двигун може глохнути у режимі навантаження;

- вихід з ладу розпилювача. Тут існує два варіанти несправності: або розпилювач втрачає гідрощільність, або голка втрачає рухомість у закритому положенні. У випадку втрати гідрощільності розпилювача з'являється світлий дим на холостому ходу, який під час навантаження повністю зникає. Виявляється він на неробочих розпилювачах після видалення сажового фільтра;

- якщо голка втрачає рухомість у відкритому положенні, то при цьому кількість диму буде більшою. Також з'являється чорний дим за навантаження, який супроводжується стуком;

- у разі втрати рухомості голки розпилювача в закритому стані автомобіль троїть на холостому ходу (даний дефект відчувається за невеликих значень тиску у системі);

- розгерметизація зливної магістралі – механічні пошкодження елементів зливної магістралі, вихід з ладу зворотного клапана магістралі. Автомобіль за такої несправності заводиться, працює, але за невеликого навантаження глохне [4].

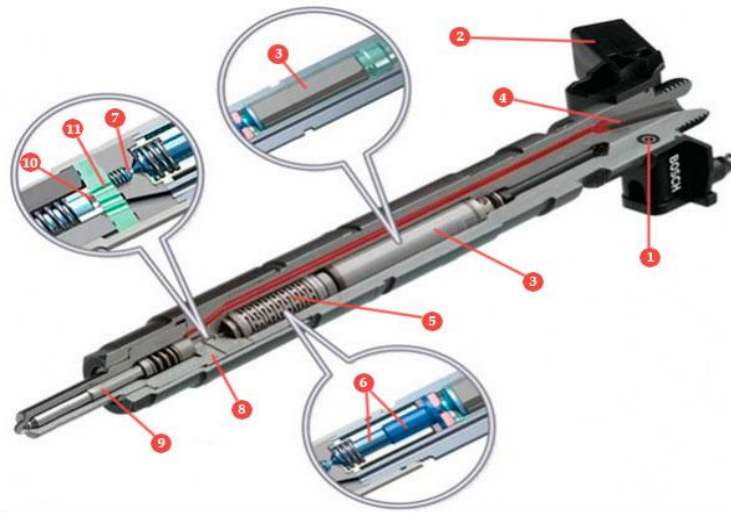


Рис. 1 – Конструкція форсунки з п'єзоелектричним приводом фірми BOSCH:

1 – зливна магістраль; 2 – електричний роз'єм; 3 – п'єзоелемент; 4 – канал високого тиску; 5 – гідравлічний циліндр; 6 – взаємопов'язані поршні; 7 – клапан керування; 8 – дросельна пластина; 9 – голка розпилювача; 10 – камера керування; 11 – випускний дросель пластини

Метою дослідження є умови роботи і причини виникнення несправностей у дизельних форсунках з п'єзоелектричним приводом та їх вплив на характеристики двигуна.

Результати досліджень. Як видно з переліку дефектів, серед деталей, що регламентують надійність роботи п'єзофорсунки особливе місце займають деталі спряжених пар до яких належать, зокрема, розпилювач та клапан керування. Саме їх технічний стан визначає техніко-економічні та екологічні показники роботи двигунів, тому контроль та відновлення технічних параметрів цих деталей має надзвичайно важливе значення.

Першопричиною несправності форсунки може бути забруднення. У процесі експлуатації дизельне паливо, яке містить сірку, воду і механічні домішки призводить до зносу її елементів. Основними деталями форсунки, які руйнуються, у першу чергу, є: голка і корпус розпилювача, а також сідло і шток клапана керування [5, 6].

У голці зношуються такі поверхні (див. рис. 2): напрямна частина 3, запірний конус 4, верхня прецизійна частина 2 і верхній торець втулки 1. Напрямна поверхня голки зношується більше з нижньої сторони. Величина зносу складає 0,001...0,005 мм. У результаті такого зносу циліндрична поверхня набуває конічної форми.

Запірна поверхня голки сприймає ударне навантаження пружини й абразивну дію наявних у паливі твердих частинок [3]. Метал за такого великого навантаження наклепується, поверхня його ущільнюється, відбуваються явища втоми, при цьому луцяться мікрообсяги, а паливо разом із твердими абразивними частками у момент впорскування змиває відокремлені частки металу.

Поверхня запірної конуса голки зношується нерівномірно: більше (0,07...0,08 мм) – у середній частині, менше (0,055...0,06 мм) – у нижній частині. Знос запірної частини порушує герметичність посадки голки внаслідок чого гази з камери згорання прориваються усередину розпилювача, від чого деталі перегріваються і голка зависає від короблення чи закоксування.

Також для голки розпилювача характерним є вигорання металу на запірному конусі навпроти розпилюючих отворів (див. рис. 3, а). Відповідно, розпилювач видаватиме багаторазово збільшені дози палива у момент, коли вигорілі ділянки на голці будуть опинятися, власне, навпроти отворів.

У процесі експлуатації робочі поверхні розпилювачів піддаються дії циліндрових газів і отримують теплові деформації. Знос запірної конуса збільшує хід голки, що, у свою чергу, призводить до прориву газів у порожнини розпилювача та його закоксування (див. рис. 3, б). Під час нагрівання від 20°C до 150°C в'язкість

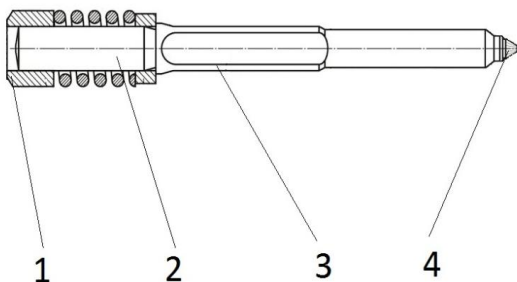


Рис. 2 – Голка розпилювача:

1 – верхній торець втулки; 2 – верхня прецизійна частина; 3 – напрямна частина; 4 – запірний конус

нагару, який утворився під час експлуатації, зменшується у 300 і більше разів, відтак нагар стає рухомим (рідкотекучим) і проникає через соплові отвори під запірний конус голки розпилювача.

Внаслідок попадання, наявних у паливі абразивних домішок у зону тертя напрямних частин голки і корпусу розпилювача, збільшується шорсткість поверхні, з'являються мікронерівності, що призводить до збільшення зазору у спряженні та втрати гідравлічної щільності. На напрямній частині голки і корпусу розпилювача з'являються подряпини (рис. 4, а), а поверхня набуває матового кольору (рис. 4, б).

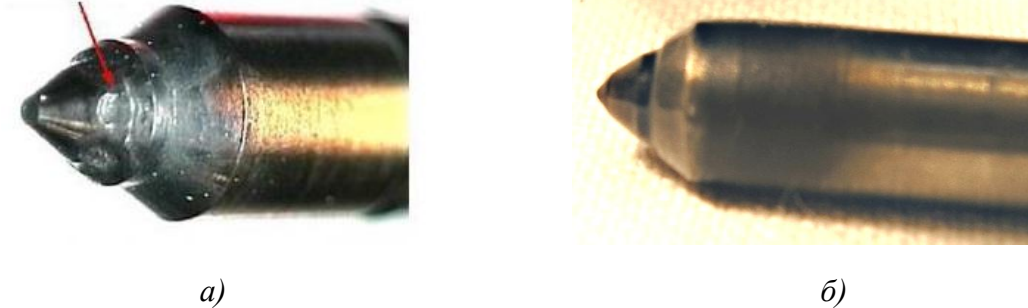


Рис. 3 – Вигорання металу (а) і відкладення нагару (б) на голці розпилювача

Малі зазори між напрямними частинами розпилювача, монтажні і теплові деформації спричиняють втрату рухомості голки, що супроводжується вириванням частинок металу з поверхні голки і корпусу. Велика швидкість руху палива у розпилювачі викликає локальні зміни тисків. У місцях звуження з'являються обмежені області низького тиску, де виникає пароутворення. У наступній фазі підвищення тиску такий паровий корок вибухає. Якщо він знаходиться при цьому біля стінки, висока місцева густина енергії з часом може спричинити виривання матеріалу з поверхні стінки (рис. 4, в). Подібний процес називається кавітаційним зношенням.

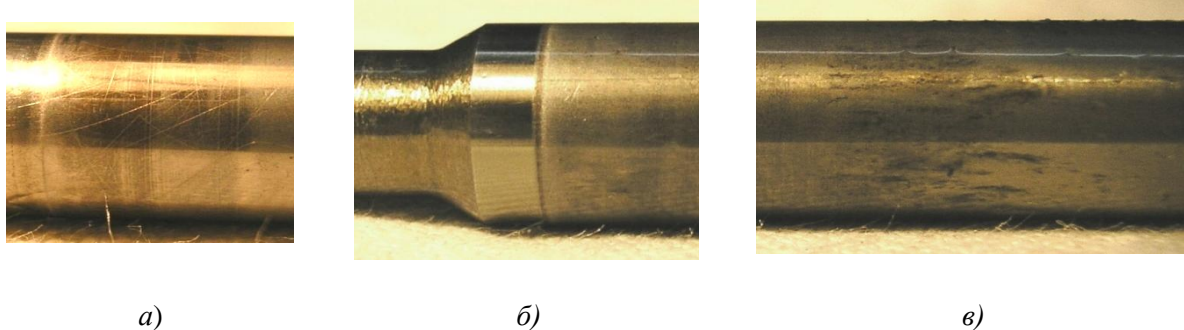


Рис. 4 – Знос напрямної частини голки розпилювача внаслідок попадання води (а), механічних домішок (б) і кавітації (в)

У корпусі розпилювача зношуються наступні поверхні (див. рис. 5): напрямна частина отвору 3, запірний конус 2 і сопловий отвір 1. Характер зношених напрямних поверхонь аналогічний зношенню поверхонь голки.

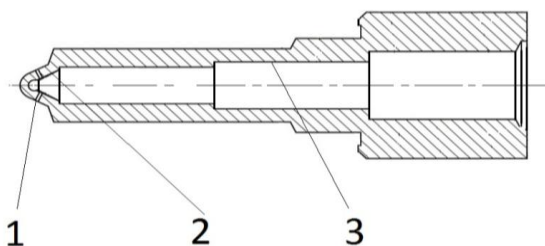


Рис. 5 – Корпус розпилювача:
1 – сопловий отвір; 2 – запірний конус;
3 – напрямна частина

Сумарний знос торця направляючої поверхні голки, нижнього торця корпусу форсунки і запірних конусів розпилювача збільшує висоту підйому голки на 0,16...0,31 мм, внаслідок чого відбувається зростання подачі палива на 3...7%. Одночасно, знос поверхонь запірних конусів призводить до втрати розпилювачем гідравлічної щільності і погіршення якості розпилю.

Соплові отвори, а також нижня частина корпусу розпилювача є найбільш сприятливими зонами, де утворюється нагар (див. рис. 6, а), який зменшує робочий діаметр соплових отворів, а

також погіршує відведення тепла від розпилювача.

Зменшене поперечне січення отворів розпилювачів викликає вже на режимі холостого ходу суттєве зростання тиску впорскування. Нагар на поверхнях розпилювача і на стінках соплових отворів спрацьовує як каталізатор і збільшує інтенсивність нагароутворення палива. Це зумовлено тим, що соплові отвори багатодірчастих розпилювачів отримуються, як правило, електроіскровим способом, тому мають шорстку поверхню стінок і відхилення від циліндричної форми.

Під впливом дії агресивного середовища у циліндрах двигуна, а також газової кавітації, відбувається знос поверхні носка корпуса розпилювача (див. рис. 6, б). Знос притаманний більше нижній частині носка. Інколи можна спостерігати корозію верхнього торця корпуса розпилювача, яка спричинена потраплянням води (див. рис. 6, в). Внаслідок цього втрачається гідравлічна щільність між корпусом розпилювача і корпусом форсунки, що призводить до підтікання палива через притискну гайку.

Кут запірного конуса голки розпилювача на 30...60° виконаний більшим за кут запірного конуса корпуса розпилювача. Теоретично, через різницю у кутах, контакт голки з корпусом має відбуватися по лінії, однак з урахуванням зносу він здійснюється по фасці шириною 0,5...1,0 мм.

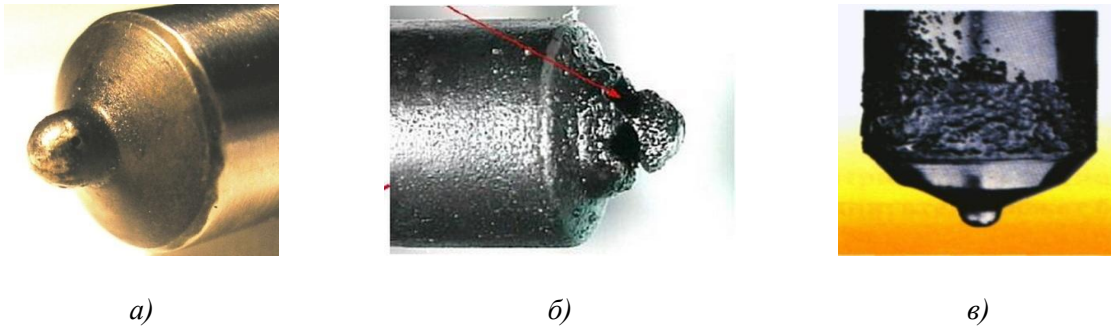
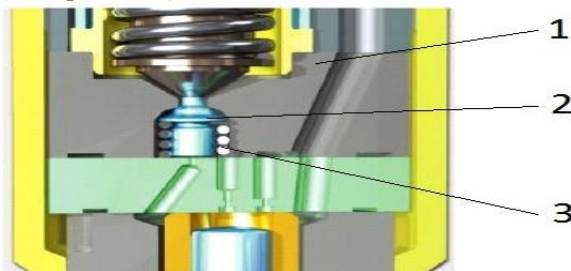


Рис. 6 – Нагароутворення (а), оплавлення (б) та корозія (в) носика розпилювача і соплових отворів

Наступним елементом форсунки, який найбільше зношується, є сідло і шток клапана керування (див. рис. 7). Внаслідок потрапляння абразивних частинок або металевих продуктів спрацювання у дизельне паливо, яке під великим тиском пропускається через сідло клапана, на ньому утворюються ерозійні промиви (див. рис. 8). Вони порушують гідравлічну щільність клапана керування форсункою. Це призводить до погіршеного запуску двигуна, відмови роботи окремих циліндрів, збільшення шумності його роботи та зниження паливної економічності.

Під час попадання наявних у паливі абразивних домішок у зону контакту штока і сідла клапана, збільшується шорсткість поверхні, з'являються мікронерівності, які тягнуть за собою збільшення зазору у спряженні та втрату гідравлічної щільності. На контактних поверхнях штока і сідла клапана керування виникають подряпини. Зношення цих деталей призводить до втрати геометрії запірного конуса штока, що, у свою чергу, змінює гідравлічну характеристику форсунки та погіршує її роботу на холостому ходу.

Основний, найбільш навантажений і зношуваний елемент клапана керування – це шток на конічній запірній поверхні якого під дією великого тиску палива і абразивних домішок утворюються сліди кавітаційного зносу (див. рис. 8, а), а також характерні промиви запірного конуса (див. рис. 8, б).



**Рис. 7 – Клапан керування форсунки BOSCH:
1 – сідло клапана; 2 – шток клапана; 3 – пружина клапана**

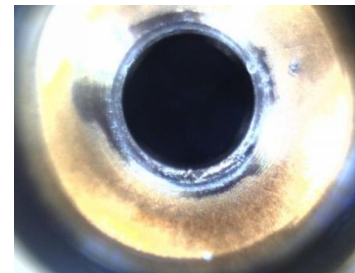


Рис. 8 – Ерозія на запірному конусі сідла клапана

Зношується і торцева поверхня штока, що закриває та відкриває протік пального із зони високого тиску через жиклерний отвір у дросельній пластині (див. рис. 9). Зношення штока призводить до втрати герметичності закривання отвору керування, та, як наслідок, змінює паливну характеристику форсунки та погіршує її роботу на двигуні.



а)
Рис. 8 – Кавітаційний знос (а)
та промиви запірною конуса (б)

Рис. 9 – Корозія на зовнішній
поверхні торця штоку клапана

Висновки. Робота дизельного двигуна значною мірою залежить від технічного стану системи живлення, основну роль у якій відіграє інжектор. Складність п'єзофорсунки не допускає найменшого забруднення, оскільки наявність у її конструкції спряжених пар призводить до зношення таких деталей, як корпус і голка розпилювача та сідло і шток клапана керування.

У процесі експлуатації робочі поверхні розпилювача і клапана керування піддаються абразивній дії, отримують теплові деформації, виникає ударний і кавітаційний знос їх поверхонь тощо, що негативно впливає на техніко-економічні та екологічні показники роботи двигуна.

Література

1. Топливные дизельные форсунки: принцип работы и слабые места [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://ukrautoportal.com/bok/how/engine/dizelnyy-dvigatel/3533-toplivnye-dizelnye-forsunki-princip-raboty-i-labye-mesta.html>.
2. Дизельные аккумуляторные топливные системы Common Rail. Перевод с немецкого. Первое русское издание. – М. : ЗАО “КЖИ “За рулем”, 2009. – 354 с.
3. Кищун В. А., Нестеренко Л. В. Методи діагностування дизельних паливних форсунок із п'єзоелектричним приводом В. А. Кищун, Л. В. Нестеренко // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник (за галузями знань “Машинобудування та металообробка”, “Інженерна механіка”, “Металургія та матеріалознавство”). – № 61. – Луцьк : Редакційно-видавничий відділ Луцького національного технічного університету, 2018. – С. 77-82.
4. Гюнтер Г. Диагностика дизельных двигателей. Перевод с немецкого. Серия “Автомеханик” – М. : ЗАО “КЖИ “За рулем”, 2004. – 176 с.
5. Рекомендации для дизель-сервисов: Обслуживание форсунок дизельных двигателей / Под ред. инж. Т. Янишевского. – Польша, Варшава : WUZETEM, 2004. – 48 с.
6. Скляр В., Яковенко С., Скляр А. Ремонт и обслуживание форсунок дизельных двигателей: Практическое руководство. – Ростов-на-Дону: ПОНЧиК, 2000. – 24 с.

УДК 629.113

Ю.Л. Крайник¹, Р.В. Зінько², М.В. Глобчак², Ю.Ю. Скварок³¹ ВАТ "Укравтобуспром"² Національний університет «Львівська політехніка»³ Дрогобицький державний педагогічний університет

МЕТОДИЧНІ ОСНОВИ ОПТИМІЗАЦІЇ РОЗМІЩЕННЯ КОЛІСНОГО ВІЗКА ЦИСТЕРНИ-НАПІВПРИЧЕПА

Опрацьована двомірна модель оптимізації розподілу навантажень на осі та опорно-зчпний пристрій цистерни-напівпричепу з умов статичних та динамічних навантажень в рамках законодавчих нормативних вимог щодо гальмівних характеристик та стійкості руху автопоїзда. Модель дозволяє на стадії авант-проекту і формування технічного завдання спрогнозувати навантаження на осі візка напівпричепи чи автоцистерни.

Ключові слова: автопоїзд, навантаження, опорно-зчпний пристрій, цистерна-напівпричеп.

Ю.Л. Крайник, Р.В. Зінько, М.В. Глобчак, Ю.Ю. Скварок

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОПТИМИЗАЦИИ РАЗМЕЩЕНИЯ КОЛЕСНОЙ ТЕЛЕЖКИ ЦИСТЕРНЫ-ПОЛУПРИЧЕПА

Проработанная двухмерная модель оптимизации распределения нагрузок на оси и опорно-сцепное устройство цистерны-полуприцепа из условий статических и динамических нагрузок в рамках законодательных нормативных требований относительно тормозных характеристик и устойчивости движения автопоезда. Модель позволяет на стадии авант-проекта и формирования технического задания спрогнозировать нагрузку на оси тележки полуприцепа или автоцистерны.

Ключевые слова: автопоезд, нагрузка, опорно-сцепное устройство, цистерна-полуприцеп.

Y. Krajnyk, R. Zinko, M. Hlobchak, Y. Skvarok

METHODICAL BASES OF OPTIMIZATION OF PLACING OF THE WHEELED LIGHT CART OF TANK-SEMITRAILER

Worked out two-dimensional model of optimization of distribution of loading on axes and hauling-coupling device of tank-semitrailer from the terms of the static and dynamic loading within the framework of legislative normative requirements in relation to brake descriptions and firmness of motion of lorry convoy. A model allows on the stage of avant-project forming of requirement specification forecast loading on wasp of light cart of semitrailer or tank-car.

Keywords: lorry convoy, loading, hauling-coupling device, tank-semitrailer.

Постановка проблеми. Компонування, тобто формування масогабаритних характеристик колісної машини/шасі (КМ/Ш) з чітким визначенням схем і розміщення агрегатів і систем шасі, робочого місця водія та передбачених варіантів забудови технологічного навісного обладнання і схем їхнього приводу, безперечно є визначальним етапом процесу проектування і є основою для подальшого процесу конструювання (розробки конструкторської документації) спеціалізованими відділами/бюро КБ/УГК.

Природно, що на компоновку (на стадії авант-проекту і формування технічного завдання визначальним чином, окрім природного пріоритету покращення функціональних (експлуатаційних) характеристик з порівняннi з аналогами, конкурентним на ринку, та існуючої на виробництві моделі власного виробництва) впливають існуючі та заплановані нові законодавчі нормативні міжнародні та вітчизняні бази галузі.

Важливе значення має розподіл навантажень на осі та опорно-зчпний пристрій цистерни-напівпричепу з умов статичних та динамічних навантажень. Компонуючи елементи, необхідно досягнути регламентованих вимог стосовно навантаження на осі цистерни-напівпричепу і опорно-зчпний пристрій.

У зв'язку з цим **метою роботи** є створення двомірної моделі оптимізації розподілу навантажень на осі та опорно-зчпний пристрій КМ/Ш, цистерни-напівпричепу з умов статичних та динамічних навантажень в рамках законодавчих нормативних вимог щодо гальмівних характеристик та стійкості руху автопоїзда.

Результати досліджень. На стадії концептування, окрім законодавчих нормативних вимог, що визначають граничні умови формування масогабаритних характеристик КМ/Ш і автопоїздів-автоцистерн, є групи визначальних чинників:

- атмосферо-кліматичні та дорожні (точніше опорні поверхні при русі і стоянці під час роботи спеціального обладнання) з умов експлуатації;
- екологічності та безпеки конструкцій;

- варіанти технологічного/навісного обладнання і сфери його використання;
- аналіз прототипів – аналогів у відповідних сферах використання.

На основі аналізу аналогів, оцінки – завдання повної маси КМ/Ш, що проектується, з врахуванням діапазону зміни технологічного обладнання бюро компоновки/завдання габаритних характеристик шасі автоцистерни з усіма можливими варіантами забудови технологічного обладнання. Оцінка розміру навантаження на осі (з врахуванням допустимих обмежень і для опорних поверхонь, що формуються) обумовлює вибір колісної схеми/кількості осей та певним чином і компоновочну схему розміщення інших елементів КМ/Ш, напівпричепа чи автоцистерни.

Загальну схему-структуру формування масо-габаритних характеристик технологічних КМ/Ш, напівпричепа чи автоцистерни представлено на рис. 1, де домінуючим у визначенні структури шасі є вищезазначені три основні групи факторів:

- обмеження по габаритних розмірах (з умов допуску без спеціальних одноразових дозволів) для руху по автомобільних дорогах загального користування;
- дорожньо-кліматичні умови (обмеження допустимих навантажень на вісь, зчеплення шин з дорогою), як визначальні щодо схеми і кількості осей КМ/Ш;
- типи і масогабаритні характеристики технологічного навісного/забудованого обладнання і робочих зон цього обладнання.

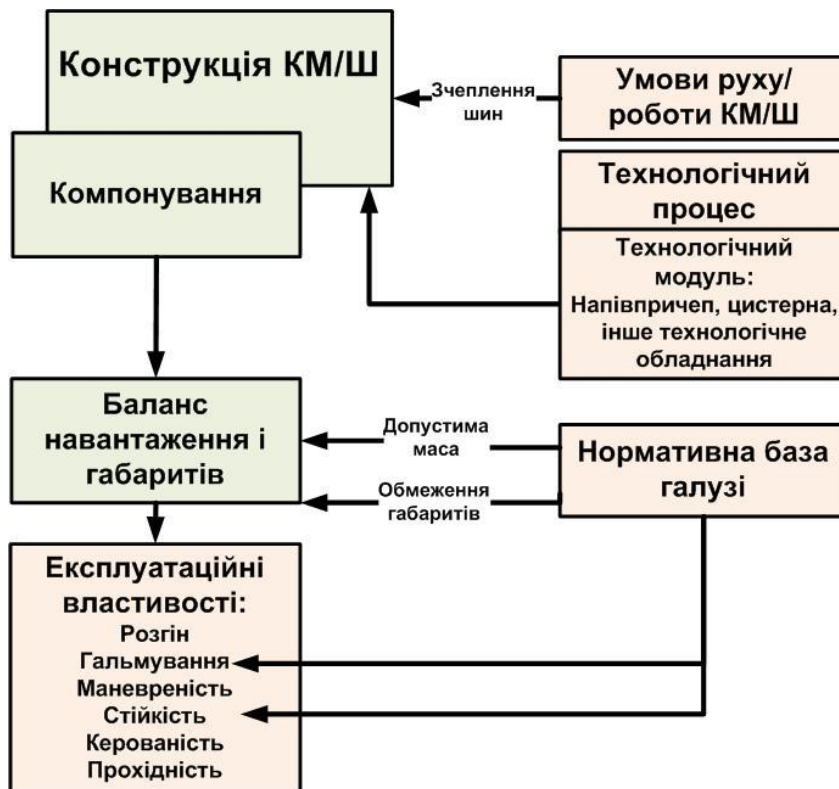


Рис. 1. Структура формування масогабаритних характеристик СТКМ, напівпричепа чи автоцистерни

Максимальні габарити та вага транспортних засобів для перевезень у межах ЄС встановлюються директивою (ЄС) 2015/719 від 29 квітня 2015 року [1]. Поправки до директиви 96/53/ЄС 1996 року допускають відхилення від максимальної довжини за умов поліпшення аеродинамічних характеристик вантажних автомобілів [2]. Що стосується транскордонного руху транспортних засобів, то габарити, встановлені в первинній директиві, залишилися незмінними.

Таким чином, для транспортних засобів з поліпшеними аеродинамічними характеристиками навантаження на одиночну вісь не може перевищувати 10 т, на здвоєну вісь – 18 т (при цьому відстань між осями має бути не менше 1,3 м і не більше 1,8 м), на строєну – 24 т (відстань між осями не менше 1,3 м і не більше 1,4 м). Загальна вага двовісного транспортного засобу з трьохвісним напівприцепом, який перевозить в рамках інтермодальних транспортних операцій один або кілька контейнерів або зйомних кузовів, загальною довжиною до 45 футів (13,716 м), не

може перевищувати 42 т; вага аналогічного трьохвісного транспортного засобу з дво- чи трьохвісним напівприцепом не може перевищувати 44 т [3].

Розрахунок навантаження на осі у випадку одно- або двовісного візка не складає труднощів, оскільки розглядається визначена система рівнянь [4]. У випадку тривісного напівпричепа чи автоцистерни в системі більше невідомих, ніж рівнянь. Для обліку нерівномірного навантаження можна застосувати декілька різних підходів:

Перший підхід полягає в механічному підборі коефіцієнтів розподілу навантаження.

Другий підхід полягає в послабленні початкового припущення про рівномірний розподіл навантаження. Можемо припустити, наприклад, що у разі 3-осної автоцистерни навантаження на перші дві осі рівні між собою.

Третій підхід полягає в дослідженні такої моделі автоцистерни, де навантаження на осі буде нерівномірним в силу самої природи цієї моделі.

У випадку припущення, що навантаження на задні осі автоцистерни розподіляється рівномірно, слід очікувати розбіжності теоретичних розрахунків з експериментальними результатами. Причому нехтувати цими розбіжностями неможна, оскільки вони перевищують точність вимірів на статичних вагах в пунктах вагового контролю.

Запишемо розрахункову схему для визначення навантаження на осі автоцистерни (рис.2).

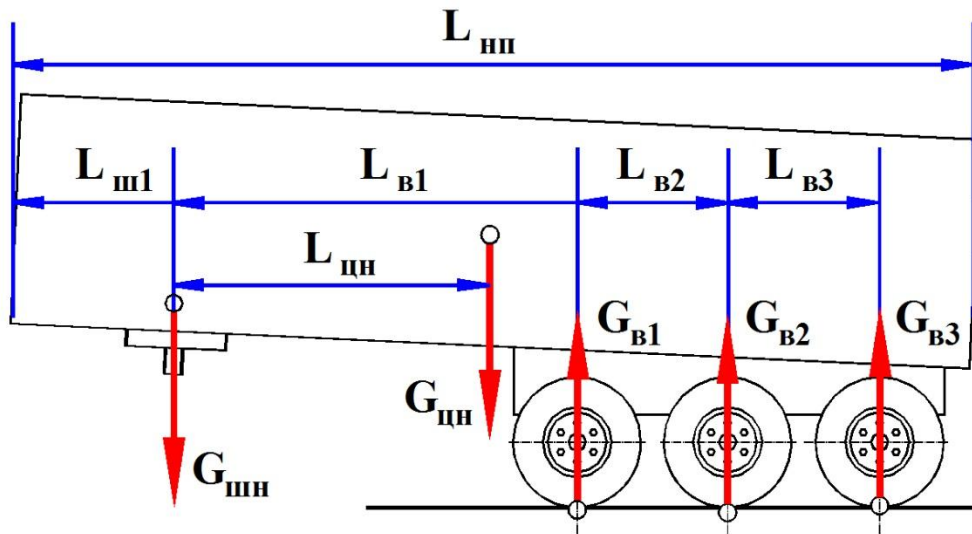


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення навантаження на осі автоцистерни: $L_{шп}$ – довжина цистерни; $L_{ш1}$ – відстань від початку цистерни до шворня; $L_{цн}$ – відстань від шворня до центра мас; $L_{в1}$ – відстань від шворня до 1-ї осі візка; $L_{в2}$ – відстань від 1-ї осі до 2-ї осі візка; $L_{в3}$ – відстань від 2-ї осі до 3-ї осі візка; $G_{цн}$ – маса цистерни; $G_{шп}$ – навантаження на шворень цистерни; $G_{в1}$ – навантаження на першу вісь візка; $G_{в2}$ – навантаження на другу вісь візка; $G_{в3}$ – навантаження на третю вісь візка.

При використанні другого підходу система рівнянь матиме вигляд:

$$G_{e1} = G_{e2};$$

$$G_3 = \frac{G_{цн}(L_{цн} - L_{e1} - L_{e2}) + G_{шп}(L_{e1} + L_{e2})}{L_{e3}}.$$

Для напівпричепів і проекрованої автоцистерни був пороховано розподіл навантаження по осях (табл. 1), а також навантаження на осях візка автоцистерни при зміні відстані від шворня до візка (табл. 2). Вихідні параметри приймалися відповідно до технічних характеристик об'єктів.

Таблиця 1

Розподіл навантаження по осях в різних напівпричепих і автоцистерні

Розрахункові об'єкти	$G_{в1}$, Н	$G_{в2}$, Н	$G_{в3}$, Н
SCHMITZ SRR24	1900	1900	1900
Fliegl SDS 350	1760	1800	1560
Проектована автоцистерна	2550	2550	1680

Навантаження на осях візка при зміні відстані від шворня до візка

	Споряджена автоцистерна, Н			Повна автоцистерна, Н		
	База 6300	База 7200	База 7500	База 6300	База 7200	База 7500
Навантаження на 1-у вісь візка	2550	2550	2550	9911	9911	9911
Навантаження на 2-у вісь візка	2550	2550	2550	9911	9911	9911
Навантаження на 3-у вісь візка	1680	963	757	6531	3744	2941
Сума на візок Гвк	6781	6064	5857	26353	23566	22763

Висновки. Розроблена двомірна модель оптимізації розподілу навантажень на осі та опорно-зчипний пристрій цистерни-напівпричепа з умов статичних та динамічних навантажень в рамках законодавчих нормативних вимог щодо гальмівних характеристик та стійкості руху автопоїзда. Модель дозволяє на стадії авант-проекту і формування технічного завдання спрогнозувати навантаження на осі візка напівпричепа чи автоцистерни.

Література.

1. Road weights and dimensions [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: http://ec.europa.eu/transport/modes/road/weights-and-dimensions_en.htm
2. Heavy Duty Vehicle Weight Restrictions in the EU [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: https://www.acea.be/uploads/publications/SAG_23_Heavy-Duty_Vehicle_Weight_Restrictions_in_the_EU.pdf Р. 4.
3. Directive (EU) 2015/719 of the European Parliament and of the Council of 29 April 2015 amending Council Directive 96/53/EC laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorised dimensions in national and international traffic and the maximum authorised weights in international traffic (Text with EEA relevance) [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://eur-lex.europa.eu/legalcontent/EN/TXT/?uri=celex:32015L0719> Annex I.
4. Аксенов П.В. Многоосные автомобили /П.В. Аксенов. М.: Машиностроение, 1989. -279с.

Рецензент:

Горбай Орест Зенонович, доктор технічних наук, доцент, НУ «Львівська політехніка», завідувач кафедри автомобілебудування, Львів, Україна.

Стаття надійшла до редакцію 13.05.2018р.

УДК 629.113

С.І. Кривошапов*Харківський національний автомобільно-дорожній університет***НОРМУВАННЯ ВИТРАТ РІДИНИ ДЛЯ НЕЙТРАЛІЗАЦІЇ ВИКИДІВ ОКСИДІВ АЗОТУ У ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ АВТОМОБІЛЯ (РОЗЧИНУ СЕЧОВИНИ)**

Встановлено, що у законодавстві України не передбачено нормування рідини для нейтралізації оксидів азоту, що містяться у відпрацьованих газах автомобілів. Показано, що споживання розчину сечовини залежить від витрати палива, навантажувальних і швидкісних режимів роботи автомобіля. Запропоновано математичну модель розрахунку нормативної кількості розчину сечовини при експлуатації автотранспортних засобів. Наведено розрахунки витрати рідини AdBlue на прикладі автомобіля MAZ-5550.

Ключові слова: токсичність, викиди шкідливих речовин, автотранспортний засіб, нормування, нейтралізація відпрацьованих газів, витрата палива, рідина AdBlue.

С.И. Кривошапов**НОРМИРОВАНИЕ РАСХОДА ЖИДКОСТИ ДЛЯ НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ВЫБРОСОВ ОКСИДОВ АЗОТА В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ АВТОМОБИЛЯ (РАСТВОРА МОЧЕВИНЫ)**

Установлено, что в законодательстве Украины не предусмотрено нормирования жидкости для нейтрализации оксидов азота, содержащихся в отработавших газах автомобилей. Показано, что потребление раствора мочевины зависит от расхода топлива, нагрузочных и скоростных режимов работы автомобиля. Предложена математическая модель расчета нормативного количества раствора мочевины при эксплуатации автотранспортных средств. Приведены расчеты расхода жидкости AdBlue на примере автомобиля MAZ-5550.

Ключевые слова: токсичность, выбросы вредных веществ, автотранспортное средство, нормирование, нейтрализация отработавших газов, расход топлива, жидкость AdBlue.

S. Krivoshapov**RATIONING CONSUMPTION OF LIQUID TO NEUTRALIZE NITROGEN OXIDES IN THE EXHAUST GASES OF VEHICLES (SOLUTION OF UREA)**

It is established that the legislation of Ukraine does not provide for the standardization of liquids to neutralize the nitrogen oxides contained in the exhaust gases of cars. It is shown that consumption of urea solution depends on fuel consumption, load and speed modes of the car. A mathematical model is proposed for calculating the normative amount of a urea solution during the operation of vehicles. Calculations of fluid flow AdBlue on the example of the car MAZ-5550 are given.

Keywords: toxicity, emissions of harmful substances, motor vehicle, rationing, neutralization of exhaust gas, fuel consumption, AdBlue fluid.

Постановка проблеми. Екологічна обстановка на Україні досить складна. Сильно забруднена атмосфера Донецької, Луганської, Дніпровської, Запорізької областей. Небезпечними для людей є міста: Дніпро, Кам'янське, Одеса, Слов'янськ, Краматорськ, Херсон, Лисичанськ, Миколаїв, Луцьк, Кривий Ріг, Маріуполь, Київ. У центральній частині України виявлено значне забруднення оксиду азоту, яке у місті Дніпро перевищує нормативи у троє. Основним джерелом забруднення є промисловість або автомобільний транспорт. У Києві біля 80 % забруднення припадає на автотранспортні засоби.

У процесі згоряння паливної суміші в двигуні автомобіля утворюється шкідливі речовини, які становлять небезпеку для навколишнього середовища особливо для людини. Для нейтралізації шкідливих компонентів застосовуються різні способи. Система SCR - (Селективна Каталітична Нейтралізація) - полягає в розкладанні шкідливих оксидів азоту на нешкідливі речовини - азот і воду. Для цього у вихлопну систему автомобіля впорскується речовина на основі аміаку. Як правило, це водний розчин сечовини, що має торгове маркування - AdBlue. Реагент дозволяє зменшити кількість оксидів азоту у вихлопі дизельних двигунів до 90 %.

На автомобілі реагент зберігається у спеціальному баку, а в процесі експлуатації розчин сечовини поступово витрачається. Нажаль у законодавчій бази України відсутні нормативні значення витрати AdBlue під час руху автомобіля [1]. Виробники вважають, що витрата AdBlue становитиме 4...5 % від витрати палива у разі відповідності стандарту Євро-4 і 6 % у разі Євро-5 [2]. У нормативах [3] встановлені норми витрати рідини AdBlue для декількох транспортних засобів, переважно для вантажних автомобілів, але на Україні ці нормативи не мають юридичної сили.

Бажано розробити алгоритм визначення необхідної кількості речовини, яка містить аміак, для відновлення викидів оксиду азоту, що знаходяться у відпрацьованих газах автотранспортних засобів. Тому **метою роботи** є побудова такої математичної моделі, яка на основі технічних параметрів автомобілів з урахуванням умов їх експлуатації дозволить аналітично визначати потрібну кількість рідини AdBlue у л/100 км.

Результати досліджень. Для наближеної оцінки потрібної кількості рідини AdBlue, а також для оцінки факторів, які впливають на її витрату, можна скористатись регресійним аналізом. У нормативі [3] наведені значення витрати палива та рідини AdBlue для деяких автомобілів. На рис. 1 наведено аналіз витрати палива і рідини по цим маркам автомобілів та отримані поліноміальні коефіцієнти A і B , які входять у залежність виду:

$$H_{\text{AdBlue}} = A \cdot Q + B, \quad (1)$$

де Q - витрата палива у л/100 км; A і B - емпіричні коефіцієнти.

Значення коефіцієнтів $A=0,1373$ і $B=-3,2461$. Коефіцієнт кореляції розрахунків склало 0,38.

У нормативах [3] наведено лише 22 марки вантажних автомобілів з різних класів екологічної безпеки: 5, 5/EEV і 6. Швидкість транспортних засобів варіюється від 77.9 до 87.7 км/год. В той час як середня технічна швидкість для середніх умов експлуатації вантажних автомобілів складає 48 ... 65 км/год (1 категорії доріг) [7].

Можливо перенести отриману закономірність для інших марок автомобілів, які не вказані у [3], але достовірність отриманих результатів буде малою.

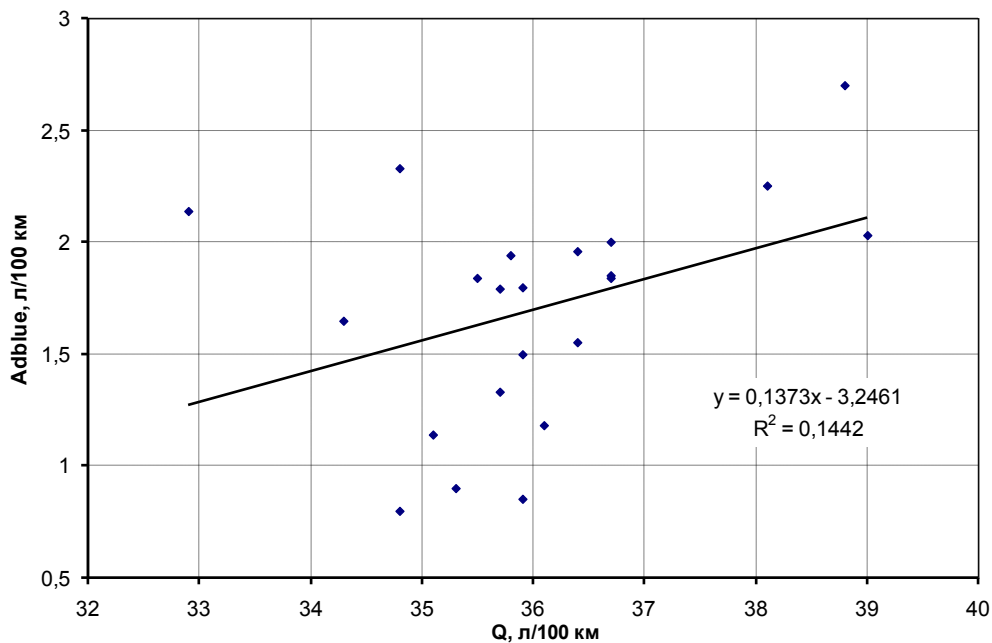


Рис. 1. Залежність витрати рідині AdBlue від витрати палива, що побудовано за даними [3]

Розглянемо які процеси відбуваються під час нейтралізації відпрацьованих газів у системі SCR. Умовно процес складає з трьох стадій: термолізу, гідролізу та каталітичної нейтралізації. Хімічні процеси протікають наступним чином:

Термоліз: $(\text{NH}_2)_2\text{CO} \rightarrow \text{NH}_3 + \text{HNCO}$;

Гідроліз: $\text{HNCO} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{NH}_3 + \text{CO}_2$;

Каталітична нейтралізація при температурі понад 250 °C: $4\text{NO} + 4\text{NH}_3 + \text{O}_2 \rightarrow 4\text{N}_2 + 6\text{H}_2\text{O}$;

Каталітична нейтралізація при температурі 170...300 °C:
 $\text{NO} + \text{NO}_2 + 2\text{NH}_3 \rightarrow 2\text{N}_2 + 3\text{H}_2\text{O}$.

Для нейтралізації викидів NOx (NO, NO₂) приблизно потрібно застосувати 1/2 сечовини (за масою). Молекулярна маса оксиду азоту (NO) складає 30 г/моль. Молекулярна маса сечовини ((NH₂)₂CO) складає 60 г/моль. З урахуванням відносин молекулярних мас оксиду азоту та сечовини, для нейтралізації 1 кг NO потрібно застосувати 1 кг сечовини.

AdBlue - є водний розчин, що складається з 32,5 % високоочищеної сечовини і 67,5 % демінералізованої води (за вагою). Щільність сечовини складає 1,32 г/см³. Щільність рідини AdBlue при температурі 20 °C - 1,087...1,093 г/см³.

Тоді на нейтралізацію 1 кг NO потрібно застосувати 2,82 л речовини AdBlue.

Для визначення кількості викидів шкідливих речовин NO_x можливо скористатися формулою [6]:

$$Q'_{NO} = 0.0548 \cdot M_x \cdot \rho_T \cdot (A_2 + B_2 \cdot N_1 + C_2 \cdot N_1^2) \cdot Q \cdot \alpha \quad \text{г/км}, \quad (2)$$

де M_x - молекулярна маса шкідливої речовини, г/моль; ρ_T - щільність палива, г/см³; A_2 , B_2 , C_2 - постійні коефіцієнти, що залежать від типу встановленого на автомобілі двигуна й виду шкідливої речовини; N_1 - відсоток використання потужності, %; Q - витрати палива, л/100 км.

Витрату палива Q порівнюємо до базової норми витрати палива H_S , яка наведена для різних марок та моделей автомобілів у нормативі [1], або розрахувати за методиками [5, 7].

Для викидів оксидів азоту NO_x приймаємо наступні значення молекулярної маси M_x і коефіцієнтів A_2 , B_2 , C_2 : $M_x = 30$ г/моль, $A_2 = 0.02$, $B_2 = 2.3 \cdot 10^{-3}$, $C_2 = -4 \cdot 10^{-6}$.

Коефіцієнт надлишку повітря визначається за наступною спрощеною формулою:

$$\alpha = a_1 + b_1 \cdot N_1, \quad (3)$$

де a_1 і b_1 - емпіричні коефіцієнти, що залежать від типу встановленого на автомобіль двигуна. Для автомобілів з дизельним двигуном: $a_1 = 5$, $b_1 = -0.035$.

Тоді

$$\alpha = 5 - 0.035 \cdot N_1. \quad (4)$$

Процент використання потужності може розрахувати так

$$N_1 = \frac{100 \cdot (G_a \cdot \psi \cdot V_a + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^3)}{3.6 \cdot 10^3 \cdot N_{e_{\max}} \cdot \eta_{\text{тр}}} \quad \%, \quad (5)$$

де $N_{e_{\max}}$ - максимальна потужність двигуна автомобіля, кВт; G_a - вага автомобіля, Н; $\eta_{\text{тр}}$ - ККД трансмісії; ψ - коефіцієнт сумарного дорожнього опору руху автомобіля; kF - фактор обтічності, Н·с²/м²; V_a - середня технічна швидкість руху автомобіля, км/год.

Проведемо розрахунки рідини на прикладі автомобіля MA3-5550. Для цього автомобіля приймаємо такі технічні дані [4, 8]: $G_a = 141877$ Н; $kF = 3.864$ Н·с²/м²; $V_a = 50$ км/год.; $\psi = 0.02$; $\eta_{\text{тр}} = 0.88$; $N_{e_{\max}} = 200.7$ кВт; $Q = 30$ л/100 км.

За формулою (5) визначаємо процент використання потужності

$$N_1 = \frac{100 \cdot (141877 \cdot 0.02 \cdot 50 + 0.077 \cdot 3.864 \cdot 50^3)}{3.6 \cdot 10^3 \cdot 200.7 \cdot 0.88} = 28.16 \quad \%.$$

За формулою (4) розраховуємо коефіцієнта надлишку повітря:

$$\alpha = 5 - 0.035 \cdot 28.16 = 4.014.$$

Згідно формули (2) на 100 км шляху у відпрацьованих газів автомобіля утворюються наступна кількість оксидів азоту NO_x:

$$Q' = 0.00548 \cdot 30 \cdot 0.825 \cdot (0.02 + 2.3 \cdot 10^{-3} \cdot 28.16 - 4 \cdot 10^{-6} \cdot 28.16^2) \cdot 30 \cdot 4.014 = 1.33 \quad \text{кг/100 км}.$$

Оскільки нейтралізація оксидів азоту не відбувається на холостому режимі роботи двигуна внутрішнього згорання, а також на режимах, коли відпрацьовані гази не досягли необхідну температуру, то зменшимо розрахунки на 50 %.

Визначаємо витрату речовини AdBlue за формулою

$$H_{\text{AdBlue}} = 1.411 \cdot Q'_{\text{NO}} = 1.411 \cdot 1.33 = 1.88 \text{ л/100 км.}$$

Запропоновано прийняти норму витрати речовини AdBlue - $H_{\text{AdBlue}} = 1.88 \text{ л/100 км.}$

Для автомобіля MA3-5550 за формулами (2), (4) і (5) отримуємо залежність витрати речовини AdBlue від витрати палива:

$$H_{\text{AdBlue}} = 0.0626 \cdot Q. \quad (6)$$

Згідно рекомендацій [2] для автомобілів, які відповідають нормам токсичності Євро-5, витрата речовини AdBlue становить 6 % від витрати палива. Тоді $H_{\text{AdBlue}} = 0.06 \cdot Q = 0.06 \cdot 30 = 1.8 \text{ л/100 км.}$ Похибка склала 4 %.

В межах швидкості автомобіля від 30 до 60 км/год. коливання кількості оксиду азоту у відпрацьованих газах (г/км) не перевищує 10 %.

Точність розрахунків можна підвищити шляхом моделювання роботи системи управління SCR в залежності від вмісту оксиду азоту в відпрацьованих газах і температури каталітичного нейтралізатора. Також підвищити точність розрахунків можливо шляхом створенням більш точної методики розрахунку вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах автомобіля на різних режимах його руху.

Висновки. Необхідно вдосконалювати чинну методику нормування паливно-мастильних матеріалів на автомобільному транспорті шляхом впровадження нормативних значень рідини AdBlue для дизельних транспортних засобів.

Розрахунковим методом за наведеною математичної моделі можливо приблизно розрахувати споживання розчину сечовини з урахуванням нормування витрати палива, швидкості та потужності автомобіля. Наприклад, норма витрати рідини AdBlue для автомобіля MA3-5550 складає 1,88 л/100 км

1. Нормы расхода топлива и смазочных материалов на автомобильном транспорте. – Киев: Минтранс Украины, 1998. - 45 с.

2. Technologie // Blue Solution www.bluesolution.pl — Режим доступа: <http://www.bluesolution.pl/technologie>.

3. Распоряжение Минтранса России от 14.05.2014 N HA-50-р "О внесении изменений в Методические рекомендации "Нормы расхода топлив и смазочных материалов на автомобильном транспорте", введенные в действие распоряжением Министерства транспорта Российской Федерации от 14 марта 2008 г. N AM-23-р" [Электронный ресурс] // КонсультантПлюс – надежная правовая поддержка : Официальный сайт компании «КонсультантПлюс». — Режим доступа: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_163082/.

4. Об установлении норм расхода топлива в области транспортной деятельности и признании утратившими силу некоторых нормативных правовых актов Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь [электронный ресурс] : Постановление Министерства транспорта и коммуникаций Республики Беларусь, 6 января 2012 г. № 3 // Национальный правовой Интернет-портал Республики Беларусь, 31.07.2012, 8/26157 — Режим доступа: <http://www.pravo.by/main.aspx?guid=3871&p0=W21226157&p1=1>.

5. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) [текст] / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. – Харьков: ХНАДУ, 1999. – 457 с.

6. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте [текст] / Н.Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1990. – 135 с., ил., табл.

7. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований) : монография / Н.Я. Говорущенко. - Харьков: ХНАДУ, 2011. - 297 с.

8. Краткий автомобильный справочник / А.Н. Позниозкин, Ю.М. Власко, М.Б. Ляликов и др. – М.: АО «ТТАНСКОСАЛТИНГ», НИИАТ, 1994. – 779 с.

Рецензент:

Полянський А.С., доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри «Технології машинобудування і ремонту машин», Харків, Україна.

УДК 629.058

Н.О. Кухтик, В.В. Кухтик*Національний транспортний університет***ВПЛИВ МЕТОДУ ПРОГРІВУ НА ВИТРАТУ ПАЛИВА АВТОМОБІЛЕМ З ДВИГУНОМ З СИСТЕМОЮ ВПОРСКУВАННЯ БЕНЗИНУ**

Досліджено методи прогріву автомобільного двигуна та їх вплив на витрату палива. Встановлено, що метод прогріву двигуна суттєво впливає як на час прогріву, так на витрату палива двигуном автомобіля при виході на робочий режим. Визначено комбінований режим, який при встановленні оптимальних співвідношень часу прогріву в режимі холостого ходу і в русі найбільш доцільний.

Ключові слова: автомобіль, прогрів двигуна, витрата палива, температура охолоджуючої рідини.

Н.А. Кухтик, В.В. Кухтик**ВПЛИВ МЕТОДУ ПРОГРІВУ НА ВИТРАТУ ПАЛИВА АВТОМОБІЛЕМ З ДВИГУНОМ З СИСТЕМОЮ ВПОРСКУВАННЯ БЕНЗИНУ**

Исследованы методы прогрева автомобильного двигателя и их воздействие на расход топлива.

Установлено, что метод прогрева двигателя существенно влияет как на время прогрева, так на расход топлива двигателем автомобиля при выходе на рабочий режим. Определено комбинированный режим, который при установлении оптимальных соотношений времени прогрева в режиме холостого хода и в движении наиболее целесообразным.

Ключевые слова: автомобиль, прогрев двигателя, расход топлива, температура охлаждающей жидкости, холостой ход

N. Kukhtyk, V. Kukhtyk**THE INFLUENCE OF THE METHOD OF WARM UP ON FUEL CONSUMPTION OF THE VEHICLE WITH THE ENGINE WITH THE SYSTEM OF THE GAS INJECTING**

The methods of automobile engine warming up and their influence on fuel consumption are investigated. It has been established that the method of engine warming significantly affects both the heating time and the fuel consumption of the engine of the car when it enters the operating mode. The combined mode is defined, which is the most appropriate when setting the optimal ratios of heating time in idle mode and in motion.

Keywords: car, engine warm up, fuel consumption, coolant temperature.

Постановка проблеми. Пускові якості автомобільних двигунів транспортних засобів оцінюються граничною температурою надійного пуску і часом, необхідним для підготовки до прийняття навантаження. При низьких температурах навколишнього середовища і самого автомобільного двигуна пуск ускладнюється, надійність пуску істотно знижується, а час підготовки до прийняття навантаження зростає. Тому на практиці прийнято розділяти роботу автомобільного двигуна при здійсненні передпускової підготовки, пуску і післяпускового прогріву в умовах низьких температур, а саме прогрів в режимі холостого ходу, прогрів в русі, приймання навантаження, тощо [1].

Використання автомобіля протягом року передбачає його експлуатацію при різних температурних режимах. Особливо важливою є підготовка до експлуатації в зимовий період, коли температура атмосферного повітря коливається в діапазоні від -5 до -24 °С. Робочою температурою для автомобільного двигуна вважається 70-90 °С. Двигун може сприймати неповне навантаження вже за температури 50 °С. За нижчої температури у двигуні спостерігаються неоднозначні процеси. Особливо велике навантаження на деталі і механізми двигуна в перші хвилини після запуску холодного двигуна. В силу того, що деталі двигуна виготовлені з різних матеріалів, що мають неоднаковий коефіцієнт теплового розширення, в одних вузлах двигуна прослідковуються удари через занадто великі зазори між деталями, в інших механізмах, навпаки, відбувається підвищений знос деталей, що труться, через малі зазори і відсутність оливи [2, 3].

Прогрів бензинового двигуна з системою впорскування забезпечується роботою електронного блоку управління системою впорскування. Відомості про характер такого прогріву недостатньо повні.

Для визначення характеристик прогріву за початкового запуску двигуна за температур від -6 °С до -12 °С була поставлена задача фіксації параметрів двигуна за різних режимів його прогріву. Такими режимами були обрані: режим активного холостого ходу за мінімальної частоти обертання; комбінований режим, коли частково двигун прогрівається в режимі холостого ходу і подальший прогрів здійснюється в режимі руху автомобіля за ощадливого надання навантаження та прогрів двигуна в русі з мінімальним проміжком часу після запуску двигуна до початку руху.

Метою роботи є визначення витрати палива двигуна легкового автомобіля з системою розподіленого впорскування за різних режимів його прогріву.

Результати досліджень. Дослідження проводились на автомобілі HYUNDAI GETZ (універсал), рік випуску 2008, з серійним рядним, чотирициліндровим, чотиритактним бензиновим двигуном DOHC з рідинним охолодженням та п'ятиступеневою механічною коробкою передач.

Технічну характеристику автомобіля та двигуна наведено в таблиці 1.

Автомобіль укомплектований двигуном 4Ч 7,55/7,81, що обладнаний електронною системою управління KEFICO і системою нейтралізації шкідливих викидів у відпрацьованих газах. Дозування палива, необхідне для ефективної роботи двигуна здійснюється у відповідності до сигналів з датчиків, які контролюють частоту обертання колінчастого вала, витрату повітря на впуску в двигун, тиск у впускному колекторі, положення дросельної заслінки, температуру повітря і охолоджуючої рідини. Стехіометричний склад паливоповітряної суміші, необхідний для ефективної роботи системи нейтралізації шкідливих викидів, підтримується за допомогою двох кисневих датчиків (лямбда-зондів).

Таблиця 1

Технічна характеристика автомобіля HYUNDAI GETZ

Параметри	Значення
Повна маса автомобіля, кг	1500
Маса спорядженого автомобіля, кг	1143
Розміри, мм:	
довжина	3825
ширина	1665
висота	1490
колісна база	2455
Мінімальний кліренс, мм	160
Максимальна швидкість руху, км/год.	174
Час розгону автомобіля з місця до швидкості 100 км/год., с	11,2
Витрата палива, л/100 км:	
змішаний цикл	5,9
траса	5,0
міський цикл	7,4
Двигун	
Модель двигуна	1,4 DOHC
Тип двигуна	4-тактний, бензиновий, рядний
Ступінь стискання	10
Діаметр циліндра і хід поршня, мм	75,5×78,1
Робочий об'єм двигуна, см ³	1398
Номінальна потужність, кВт (к.с.)	71,3 (97)
Частота обертання колінчастого вала, хв ⁻¹	
номінальна	6000
максимальна	6500
Максимальний крутний момент, Н·м (кг·м)	124,5 (12,7)
Частота обертання за максимального крутного моменту, хв ⁻¹	3200
Паливо	Бензин А-95

Основні параметри дослідження двигуна фіксували за допомогою посередництва адаптера ELM 327V1.5 підключеного до діагностичного роз'єму блоку управління двигуном. Блок підтримує протокол OBDII.

Екран виведення показників датчиків показано на рис. 1.



Рис. 1 Виведення параметрів роботи двигуна

В ході проведення експериментальних досліджень визначали витрату палива двигуном та температуру охолоджуючої рідини після запуску двигуна за низьких температур.

Проводили фіксацію частоти обертання колінчастого вала двигуна як за прогріву без руху автомобіля (в режимі активного холостого ходу) так і в русі при виїзді з місця паркування. В період руху автомобіля фіксували швидкість руху та пройдений шлях.

Результати випробувань при прогріві двигуна до температури рідини системи охолодження до 50°C показані на рис. 2.

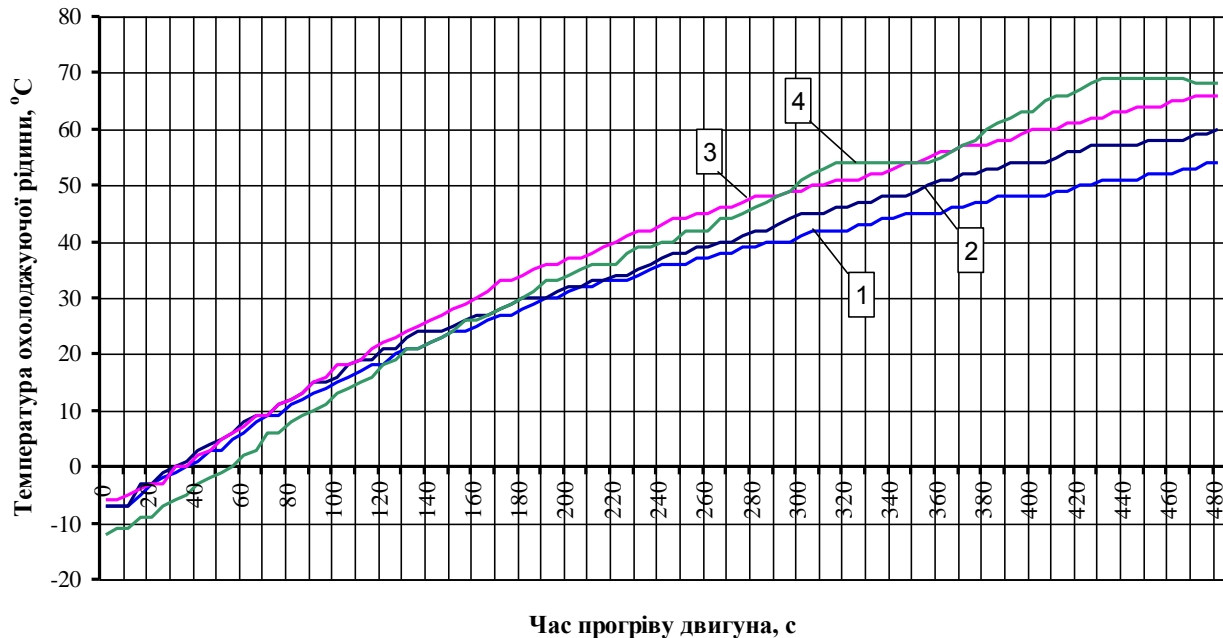


Рис. 2. Зміна температури охолоджуючої рідини від часу прогріву двигуна:

1 – режим холостого ходу (при $t_0 = -8$ °C); 2 – комбінований режим (при $t_0 = -7$ °C);

3 – прогрів в русі (при $t_0 = -6$ °C); 4 – прогрів в русі (при $t_0 = -12$ °C)

Випробування проводили в період з 24 лютого до 20 березня 2018 року, коли температура атмосферного повітря складала від -6 до -12 °C. Проводили одне випробування на добу для виключення впливу прогрітої оливи на показники запуску і прогріву двигуна.

Час прогріву двигуна до температури охолоджуючої рідини 50 °C в режимі активного холостого ходу склав 420 секунд. Комбінований режим забезпечив прогрів до 50 °C за 355 секунд, а прогрів в активному русі забезпечив досягнення температури в 50 °C за 305 секунд.

Було досліджено, як змінюється годинна витрата палива та сумарна витрата палива двигуном в період прогріву.

Для прикладу на рис. 3 показана залежність годинної та сумарної витрат палива за прогріву в режимі активного холостого ходу від температури охолоджуючої рідини.

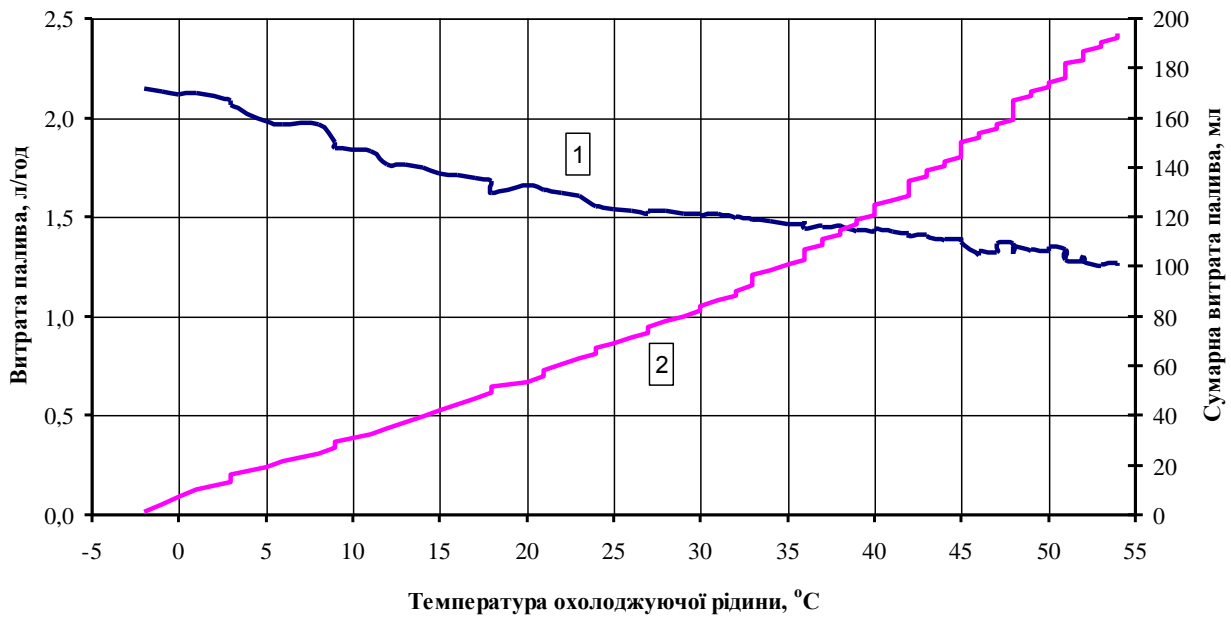


Рис 3. Зміна годинної та сумарної витрат палива за прогріву в режимі активного холостого ходу:
 1 – годинна витрата палива, л/год.; 2 – сумарна витрата палива, мл.

Аналіз даних показує, що із збільшенням температури охолоджуючої рідини годинна витрата палива знижується з 2,147 л/год. до 1,330 л/год. На прогрів до температури 50 °С було витрачено 172,5 мл палива.

На рис. 4. показані подібні витрати палива, але вже за комбінованого режиму прогріву.

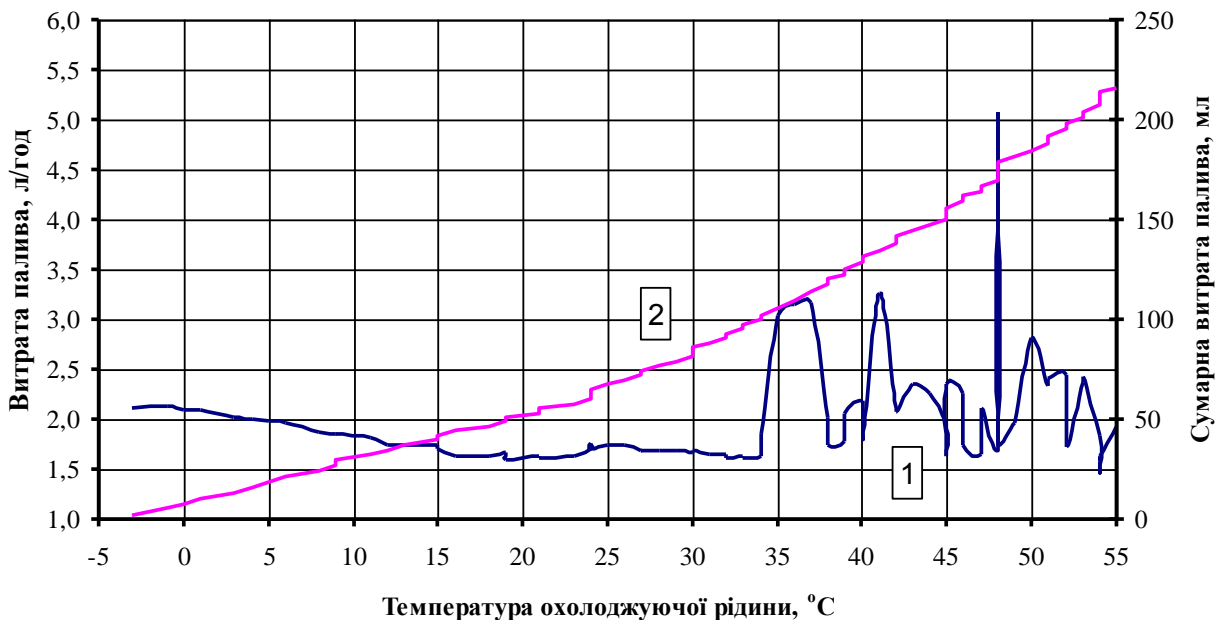


Рис 4. Зміна годинної та сумарної витрат палива за комбінованого режиму прогріву:
 1 – годинна витрата палива, л/год.; 2 – сумарна витрата палива, мл.

Після запуску двигуна витрата палива за роботи в режимі холостого ходу знижується з 2,12 л/год. до 1,623 л/год. за 220 секунд. Під час руху автомобіля витрата палива тимчасово зростала до 5 л/год. За час в 355 секунд сумарна витрата палива склала 184,7 мл. При цьому було здійснено пробіг автомобіля, що склав 0,269 км і що дозволило автомобілю виїхати з житлового масиву (місця паркування).

На рис. 5 представлені графіки прогріву двигуна в русі без попереднього прогріву.

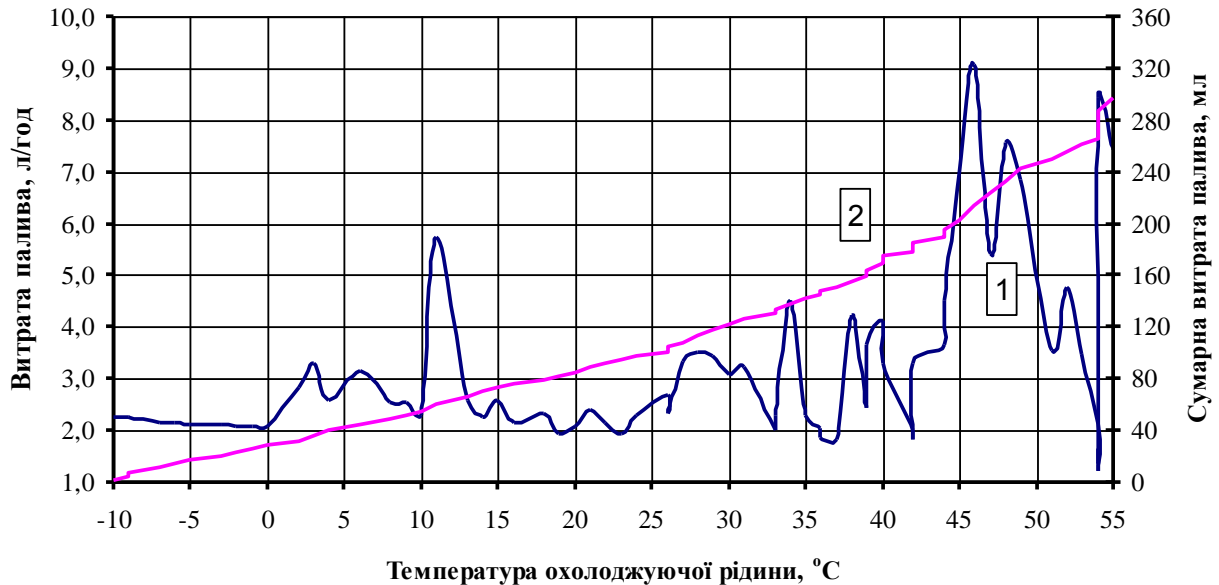


Рис 5. Зміна годинної та сумарної витрат палива за прогріву двигуна в русі:
1 – годинна витрата палива, л/год.; 2 – сумарна витрата палива, мл

За час прогріву до 50 °C годинна витрата палива із-за неякісної роботи системи впорскування зростала до 9 л/год. в режимах розгону до швидкості 50 км/год. При скороченні часу прогріву до 305 секунд сумарна витрата палива на прогрів до температури охолоджуючої рідини 50 °C склала 250,2 мл. При цьому пройдений автомобілем шлях склав 0,997 км.

Висновки. Встановлено, що метод прогріву двигуна суттєво впливає як на час прогріву, так на витрату палива двигуном автомобіля при виході на робочий режим.

Показано, що прогрів двигуна в русі скорочує час прогріву на 27,4 %, але при цьому витрата палива на прогрів зростає на 45% в порівнянні з активним холостим ходом. Середні показники серед цих методів прогріву встановив комбінований режим. При скороченні часу прогріву на 15,5% витрата палива зросла на 7%, що при встановленні оптимальних співвідношень часу прогріву на холостому ході і в русі дає перспективи оптимізації цього процесу.

Список літератури

1. Гутаревич Ю. Снижение вредных выбросов и расхода топлива двигателями автомобилей путем оптимизации эксплуатационных факторов: дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.10, 05.04.02 / Юрий Феодосиевич Гутаревич. –К., 1985. – 538 с.

2. Резник Л.Г. Приспособленность автомобилей к низким температурам воздуха / Л.Г.Резник, Г.М.Ромалис, С.Т.Чарков. –Тюмень.: ТГУ, 1985. – 105 с.

3. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов / Е.С.Кузнецов, А.П.Болдин, В.М.Власов и др. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 2001. –535с.

Рецензент:

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри «Автомобілі», Київ, Україна

УДК 629.3.018.2

О.М. Марціяш, Р.Р. Заверуха, М.П. Венгер, М.С. Мельник*Технічний коледж Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя***ЛАБОРАТОРНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДЕЯКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОБОТИ
АВТОМОБІЛЬНОЇ ПІДВІСКИ ТИПУ "МАКФЕРСОН"**

Для дослідження властивостей незалежної підвіски типу «МакФерсон», розроблено спеціальний стенд, за допомогою якого можна проводити дослідження, що стосуються вивчення властивостей підвісок та коліс автомобіля, за умов, наближених до експлуатаційних.

Ключові слова: лабораторний стенд, підвіска, колесо, зчеплення, сила тертя.

О.М. Марцияш, Р.Р. Заверуха, Н.П. Венгер, М.С. Мельник*Технический колледж Тернопольского национального технического университета имени Ивана**Пулюя***ЛАБОРАТОРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОТЫ
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПОДВЕСКИ ТИПА «МАКФЕРСОН»**

Для исследования свойств независимой подвески типа «МакФерсон», разработан специальный стенд, с помощью которого можно проводить исследования, касающиеся изучения свойств подвесок и колес автомобиля, в условиях, приближенных к эксплуатационным.

Ключевые слова: лабораторный стенд, подвеска, колеса, сцепление, сила трения.

O.M. Martsiash, R.R. Zaverukha, M.P. Venher, M.S. Melnyk*Technical college Ternopil Ivan Pul'uy National Technical University***LABORATORY RESEARCH OF SOME CHARACTERISTICS WORK OF THE
AUTOMOTIVE HIGHER OF THE TYPE "MACPHERSON"**

To study the properties of an independent suspension of the "MacPherson" type, a special stand was developed with the help of which it is possible to carry out researches concerning the study of the properties of suspensions and wheels of the car, in conditions close to the operational ones.

Keywords: laboratory stand, suspension, wheel, clutch, friction force.

Постановка проблеми. Пружне з'єднання несучої системи з колесами, необхідне для забезпечення певної плавності ходу та комфорту водіння автомобілем, реалізується за допомогою підвіски автомобіля [1 – 5]. Вихід з ладу якогось з елементів підвіски чи колеса може призвести до несправності автомобіля або й виникнення ДТП. Встановити причину несправності можливо здійснивши діагностування стану підвіски автомобіля. Для оцінки роботи підвіски, під час діагностування потрібно отримати якомога більшу кількість діагностичних параметрів. Поряд з діагностуванням підвіски автомобіля на спеціальних стендах, аналогічні чи подібні маніпуляції також здійснюють над елементами демонтованими з автомобіля. Для цього використовують спеціалізовані стенди та інше обладнання, які як правило мають арсенал різних функцій, що визначають його вартість. Висока ціна діагностичних стендів для ходової частини автомобіля значно обмежує його використання під час здійснення лабораторних та практичних робіт у навчальному процесі. Через це, постала потреба створення недорогого устаткування для лабораторного дослідження характеристик підвіски автомобіля в умовах, наближених до реальних.

Аналіз досліджень та публікацій.

Перевірка параметрів роботи елементів підвіски здійснюється за різними та подібними методиками, результати випробувань порівнюються з нормативами та характеристиками наведеними у технічній документації відповідної підвіски. За допомогою спеціального обладнання знімаються показники роботи, стабільність їх на різних режимах роботи. При вивченні роботи підвіски, може розглядатися підвіска осей транспортного засобу загалом чи окремого вузла підвіски на автомобілі [6], або зняті вузли або елементи з автомобіля і встановлені на спеціальні стенди [7, 8]. Від складності конструкції стендів, їх функціональності, універсальності програмного забезпечення, кількості і точності контрольованих параметрів залежить їх вартість.

Аналізуючи існуючі зразки стендів і установок за конструкцією та функціональним призначенням і можливості впровадження у навчальний процес за доступністю та універсальністю, є змога використати нескладний стенд для визначення деяких основних параметрів підвіски.

Метою роботи, виходячи з вище перерахованих міркувань, є розробка і використання стенду для лабораторних досліджень окремих параметрів та характеристик передньої підвіски типу «McPherson» на різних імітованих режимах її роботи під час вивчення спеціальних дисциплін.

Результати досліджень. Реалізуючи цю мету використано стенд (рис. 1) для дослідження окремих характеристик підвіски та автомобільних коліс [9]. З допомогою розробки можна проводити лабораторні роботи для вивчення властивостей підвісок та коліс автомобіля в умовах частково наближених до експлуатаційних.

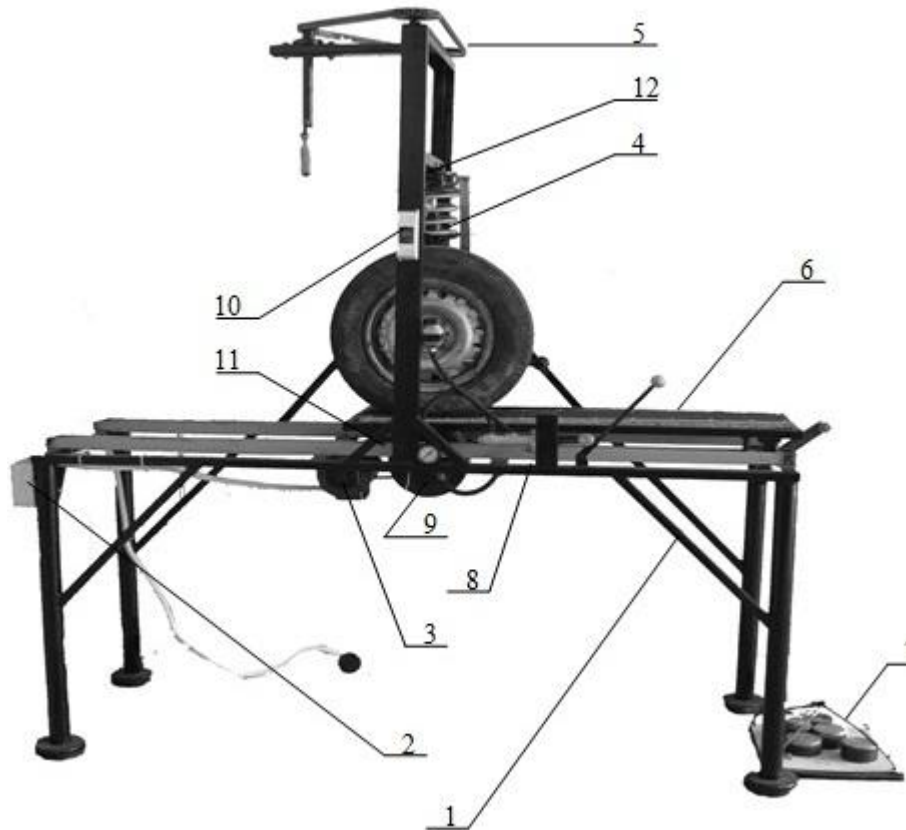


Рис. 1 – Стенд для дослідження характеристик підвіски та автомобільних коліс:

1 – рама; 2 – пульт управління; 3 – привод; 4 – стійка автомобільна; 5 – механізм навантаження стійки; 6 – рухомий стіл; 7 – платформа вантажна; 8 – привод гальм; 9 – манометр; 10 – спідометр; 11 – станина; 12 – напрямний пристрій.

Підвіска автомобіля закріплюється на стенді: верхня чашка амортизаційної стійки зафіксована у напрямному пристрої 12, а нижня частина – за допомогою реактивних тяг до рами стенду 1.

Для визначення коефіцієнта опору коченню автомобільних коліс різних типів дорожнім покриттям, на стенді встановлено рухомий стіл із змінним покриттям 6 обладнаний механізмом навантаження 7 для імітації поздовжньої сили у контакті колеса з опорною поверхнею. При проведенні досліджень, вивішена на тросові через нерухомий блок, платформа 7 навантажується каліброваними вантажами (1, 2, ..., 10 кг). Хід столу дорівнює 1 м. Поверхні столу двох типів – гладка і шорохувата. Для створення вертикального навантаження на підвіску використовується навантажувальний механізм 5, який приводиться в дію ручкою приводу гвинтового механізму. Сила навантаження визначається опосередковано за показами вимірної лінійки.

Рухомий стіл встановлюється в початкове положення (рис. 2) з подальшим завантаженням вантажами платформи 7 та навантаження підвіски автомобіля, механізмом 5 (рис. 3). При відпусканні платформи, фіксується час t ходу столу. Результатами дослідження є залежність величин: часу t , маси вантажу m , навантаження стійки Q . Досліди проводяться з різними типами шин, покриттям столу і навантаженням на підвіску автомобіля.

Визначення статичних радіусів (r_{ci}) досліджуваних автомобільних коліс за умов різного навантаження на підвіску Q на столі 6 із змінним покриттям, відбувається за допомогою вимірної лінійки (рис. 4).

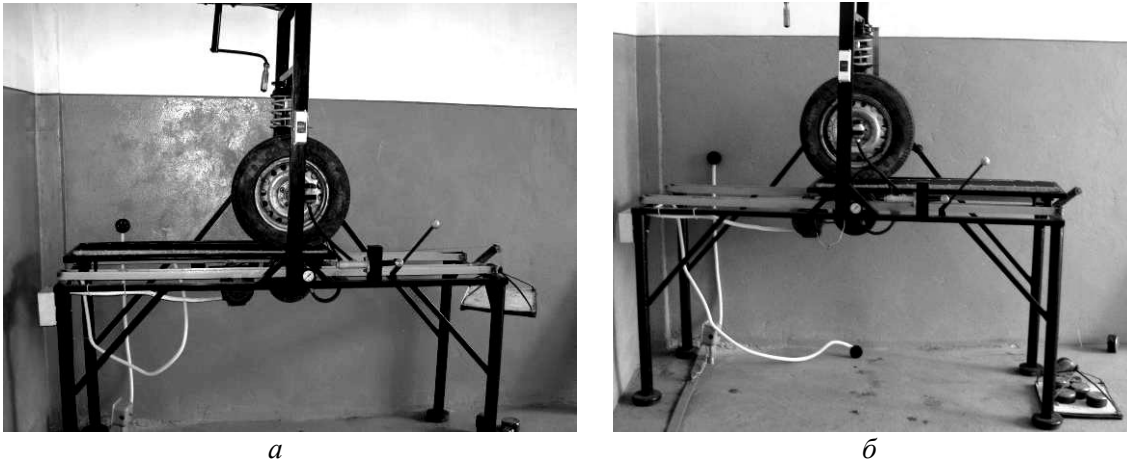


Рис. 2 – Дослідження поведінки автомобільного колеса різних типів за різних умов, при зміні тягового зусилля:
а – початкове положення стола; б – кінцеве положення стола.



Рис. 3 – Навантаження платформи у початковому положенні стола



Рис. 4 – Вимірювання статичного радіуса колеса

Для визначення реакції підвіски при проїзді нерівностей опорної поверхні (чутливості підвіски) під заданим навантаженням на підвіску, зі стенду знімається стіл 6 і колесо за допомогою навантажувального механізму 5 притискається до ведучого барабану приводу 3. На поверхні барабана передбачене закріплення перешкод різних розмірів (рис. 5).

Автомобільне колесо встановлюється на барабан стенду (рис. 5) та закріплюється на маточині амортизаційної стійки. На диск колеса з внутрішньої сторони встановлюється датчик електронного спідометра 10, для визначення швидкості обертання колеса.

У результаті даного досліду визначаються залежності величин: навантаження Q , швидкості V на основі підрахунку кількості обертів колеса, вертикальних переміщень колеса, коливання підвіски при сталій швидкості, додатному та від'ємному прискоренні.

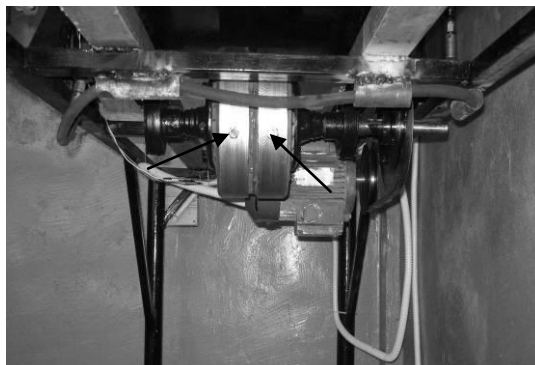
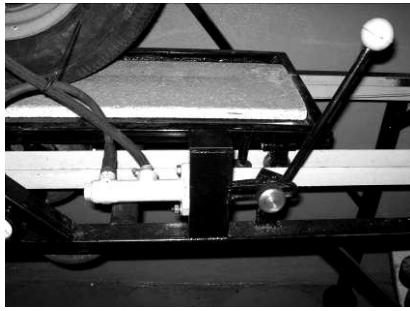
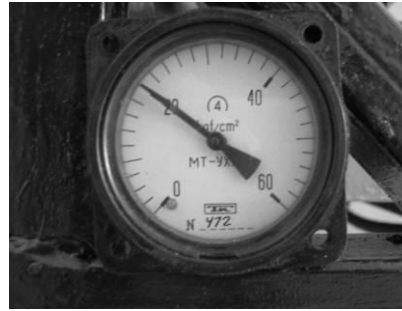


Рис. 5 – Барабан з перешкодами

Також стенд обладнаний гідравлічною системою гальм (рис. 6, а), що дозволяє розширити спектр інших досліджень. Тиск в гальмівній системі контролюється манометром встановленим на стенді (рис. 6, б).



а



б

Рис. 6 – Гідравлічна система гальм

Стенд обладнано електронним спідометром (рис. 7, а), основою якого є лічильник обертів колеса, для визначення швидкості імітованого руху автомобільного колеса за датчиком, що закріплений на амортизаційній стійці (рис. 7, б).



а



б

Рис. 7 – До вимірювання швидкості обертання колеса

Серед запропонованих можливостей проведення досліджень на стенді найбільш вагомішою, на нашу думку, є визначення реакції підвіски при проїзді нерівностей опорної поверхні під заданим навантаженням на неї.

Перед проведенням дослідження встановлюється внутрішній тиск повітря в шині, за допомогою навантажувального пристрою автомобільне колесо підводиться у початкове положення до барабана зі встановленою перешкодою, фіксується температура середовища. При вмиканні приводу визначаються переміщення за вертикальною шкалою вимірної лінійки, що виникають при наїзді колеса на перешкоду. Дослідження проводяться з різними типами шин, перешкод, з врахуванням зміни навантаження на підвіску.

Отримані результати дослідження пружності підвіски автомобіля Nissan Sunny у комплекті з різними шинами (діагональна 155/87-13, радіальна 145SR13 FULDA Diadem Stahl) за таких умов: тиск повітря у шині $p=0,2$ МПа; $t_{\text{пов}}=24^{\circ}\text{C}$; перешкоди (висота 5 мм, контакт точковий (2 точки $\text{Ø}16$ мм), висота 10 мм та 20мм (контакт по всій ширині шини). Швидкість обертання барабана стенда і встановленого на ньому досліджуваного колеса відповідає його швидкості руху 22,5 км/год.

За результатами досліджень визначені показники швидкості колеса та отримано залежність середніх швидкостей «руху колеса» від вертикального навантаження на підвіску (рис. 8).

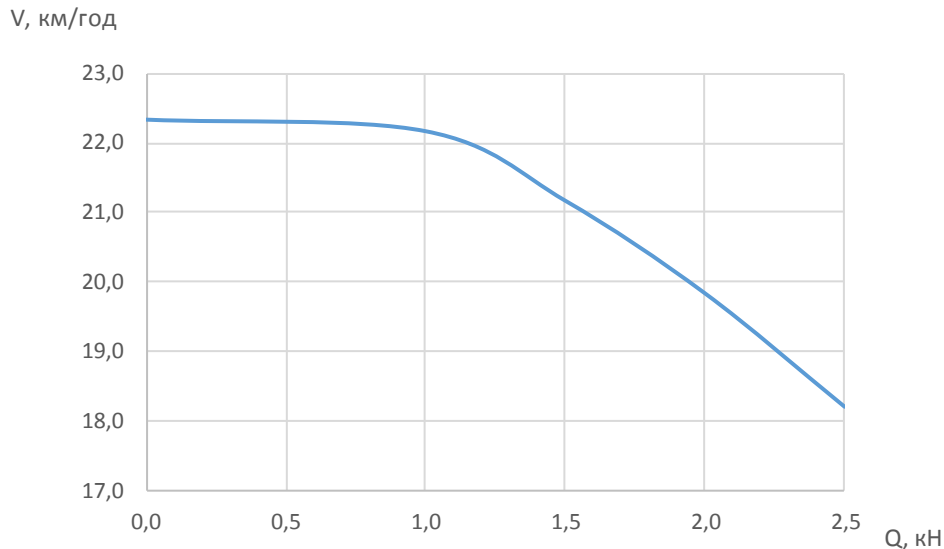


Рис. 8 – Залежність швидкості колеса за кількістю обертів від вертикального навантаження на підвіску

Вертикальні переміщення колеса при коливанні підвіски під час наїзду на створені перешкоди мало перевищують їх висоту і зростають пропорційно зі збільшенням висоти перешкоди, нерівності у вигляді змодельованих точкових перешкод майже повністю поглинаються шиною не викликаючи вертикальних переміщень колеса.

Висновки. Проведено дослідження підвіски легкового автомобіля на лабораторному стенді для дослідження параметрів і характеристик підвіски та автомобільних коліс. За результатами проведених досліджень встановлено, що швидкість обертання колеса з різними за конструкцією шинами з 20 км/год зменшується на величину до 5% при збільшенні висоти перешкод 0–20мм. Більш суттєве зменшення спостерігається при збільшенні навантаження на підвіску, при збільшенні вертикального зусилля до 2,5кН швидкість обертання колеса зменшилася до 20%, різниця у швидкостях для радіальної та діагональної шини незначна до 3%.

Література.

1. Nissan Sunny с 1997 г.в. Руководство по эксплуатации, устройство, техническое обслуживание и ремонт. – М.: Автонавигатор, 2008. – 411 с.
2. Воронов А.А. Устойчивость, управляемость, наблюдаемость. М.: Наука, 1979. – 111с.
3. Павлюк А.С. Подвеска легковых автомобилей. М.: МАДИ, 1995. – 172 с.
4. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
5. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 271 с.
6. Патент на полезную модель № 2366919, Россия. Стенд для испытания элементов подвески автотранспортных средств. Зарегистрировано в Федеральной службе России по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам 07.08.2008. Оpubл. 10.09.2009. Бюл. №25. Артемов Игорь Иосифович, Келасьев Василий Владимирович, Мальцев Андрей Александрович.
7. Патент на полезную модель № 2320971, Россия. Стенд для испытания подвески транспортного средства. Зарегистрировано в Федеральной службе России по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам 31.06.2006. Оpubл. 27.03.2008. Бюл. №9. Дубровский Анатолий Федорович, Артемов Сергей Николаевич, Дубровский Сергей Анатольевич, Гричанок Максим Валерьевич, Рябов Никита Михайлович.
8. Патент на полезную модель № 2465564, Россия. Устройство для определения сцепных свойств колеса с дорожным покрытием в лабораторных условиях. Зарегистрировано в Федеральной службе России по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам 02.06.2011. Оpubл. 27.10.2012. Бюл. №30. Кузнецов Николай Павлович, Рассохин Сергей Александрович, Борисов Константин Сергеевич.
9. Патент на корисну модель № 56887, Україна. Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля та автомобільних коліс. Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.01.2011. Оpubл. 25.01.2011. Бюл. №2. Гевко І.Б., Марціяш О.М., Калущка В.П., Ляшук О.Л.

УДК 629.113

Ю.А. Монастирський¹, І.В. Бондар², Т.А. Климов¹¹ДВНЗ «Криворізький національний університет»,²Сервісний торгово-логістичний центр «БЕЛАЗ-УКРАЇНА»**РЕЗУЛЬТАТИ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ КАР'ЄРНИХ САМОСКІДІВ БЕЛАЗ-75131**

Представлені результати математичного моделювання функціонування електромеханічної трансмісії кар'єрних самоскидів на основі диференціальних рівнянь А.М. Колмогорова, які дозволили визначити ймовірність знаходження трансмісії у робоздатному стані при різних варіантах системи технічного обслуговування і ремонту.

Ключові слова: кар'єрний автосамоскид, електромеханічна трансмісія, математична модель, функціонування, обслуговування та ремонт.

Ю.А. Монастырский, И.В. Бондарь, Т.А. Климов

РЕЗУЛЬТАТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ БЕЛАЗ-75131

Представлены результаты математического моделирования функционирования электромеханической трансмиссии карьерных самосвалов на основе дифференциальных уравнений А.М. Колмогорова, которые позволили определить вероятность нахождения трансмиссии в работоспособном состоянии при различных вариантах системы технического обслуживания и ремонта.

Ключевые слова: карьерный самосвал, электромеханическая трансмиссия, математическая модель, функционирования, обслуживание и ремонт.

Yu. Monastyrskiy, I. Bondar, T. Klimov

RESULTS OF MATHEMATICAL MODELING OF THE FUNCTIONING OF THE ELECTROMECHANICAL TRANSMISSION OF OPEN-PIT DUMP-TRUCKS BELAZ-75131

The results of mathematical modeling of the functioning of electromechanical transmission of open-pit dump trucks are presented on the basis of differential equations A. N. Kolmogorov, which made it possible to determine the probability of finding the transmission in a working condition under various versions of the maintenance and repair system.

Keywords: open-pit dump truck, electromechanical transmission, mathematical model, operation, maintenance and repair.

Постановка проблеми. Кар'єрні автосамоскиди БЕЛАЗ-75131 вантажопідйомністю 130 т біль ніж на 90 % забезпечують транспортування гірничої маси в кар'єрах одного з найбільших в світі залізрудному родовищі, яке розташовано у місті Кривий Ріг, при цьому ними виконується транспортна робота на рівні 1,1 млрд. т·км. Кар'єрний автомобільний транспорт є основною складовою ланкою комбінованих транспортних схем кар'єрів в частині безпосередньо від вибою до магістрального залізничного або конвеєрного транспорту. Щозмінно, 365 днів в році, в кожен з 8 основних залізрудних кар'єрів виїжджає по 20-40 машин, середня відстань перевезень 2,5-3,0 км при ухилах до 10%. Кожний кар'єрний автосамоскид БЕЛАЗ-75131 забезпечує середньорічний обсяг перевезення до 1,2-1,5 млн.т. Від показників роботи автомобільного транспорту, особливо надійності роботи, залежить стабільність та техніко-економічні показники практично всього гірничо-видобувного комплексу гірничо-збагачувальних комбінатів, тому наукові дослідження направлені на підвищення надійності кар'єрних автосамоскидів є актуальними в галузі автомобільного транспорту гірничо-видобувних підприємств.

Результати досліджень. Однією з основних складових систем кар'єрних самоскидів вантажопідйомністю більше 100 т є електромеханічна трансмісія яка складається з тягового електроприводу та редуктора електро-мотор-колеса.

Питання експлуатації кар'єрних самоскидів в Україні на сьогодні практично не розглядаються [1, 2, 3]. Раніше вже була розроблена математична модель функціонування кар'єрних самоскидів з електромеханічною трансмісією, але зміна у 2013 році системи технічного обслуговування та ремонту (ТОіР) кар'єрних автосамоскидів БЕЛАЗ обумовили необхідність створення нової математичної моделі [2]. Досвід експлуатації кар'єрних самоскидів в умовах кар'єрів ПрАТ «Центральний гірничо-збагачувальний комбінат», які є одними з найскладніших на залізрудних кар'єрах, з максимальними продовжними ухилами, мінімальними шириною проїжджої частини та радіусами поворотів, показує необхідність введення в рекомендовану

заводом-виготовлювачем системи ТОіР додаткового стану – планового ремонту, який проводиться через 10000 мото-год. Даний стан був присутній в раніш використовуваній системі ТОіР (до 2013 року), як плановий ремонт 1 (проводився через 5000 мото-год.) та плановий ремонт 2 (10000 мото-год.), але вони були виключені заводом виготовлювачем (рис.1). Математична модель функціонування електромеханічної трансмісії кар'єрного автосамоскида БЕЛАЗ-75131 для системи ТОіР без планового ремонту була розроблена авторам раніше [3].

Працездатний стан (P1)

Кар'єрний автосамоскид у відповідності з прийнятою заводом-виготовлювачем системою ТОіР може знаходитися в працездатному стані, в станах проведення технічних обслуговувань ЩО, ТО-1, ТО-2, ТО-3 та поточному ремонті. Окремо виділений стан очкування запасних частин для ремонту (ОЗЧ). Стан кар'єрного автосамоскиду в довільний проміжок часу характеризується однією функцією – інтенсивністю потоку подій, яка може бути виражена будь-якою ненегативною функцією часу. Якщо електромеханічна трансмісія кар'єрного самоскиду має N станів, то повною характеристикою його функціонування буде квадратна матриця інтенсивностей порядку $N \times N$, в цій матриці $\lambda_{i,j} \neq 0$. Матриця інтенсивностей дозволяє описати процес функціонування електромеханічної трансмісії кар'єрного самоскиду за допомогою диференціальних рівнянь А. М. Колмогорова у тому випадку, коли швидкість переходу з одного стану в інший достатньо велика. Для використовуваної системи ТОіР матриця 7×7 .

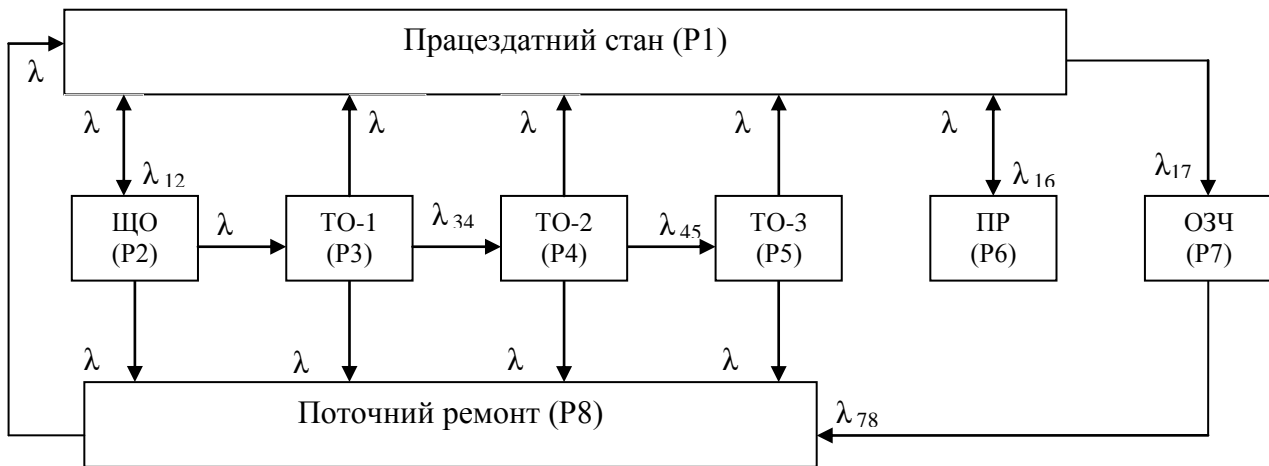


Рис. 1. Граф станів кар'єрного автосамоскиду при запропонованій системі ТОіР

Модель функціонування електромеханічної трансмісії кар'єрного самоскиду побудована на наступних основних припущеннях: марківський процес функціонування, за якого стан самоскиду в майбутньому залежить лише від його стану на сьогоднішній день і не залежить від того, як прийшла система в цей стан; стаціонарність процесу, внаслідок якого він залежить від даного інтервалу часу і не залежить, від якого моменту часу цей інтервал починає свій відлік; ординарність потоку переходів подій з i -го стану в j -й, яка означає, що за досить малого інтервалу часу, ймовірність настання двох або більше подій дуже мала в порівнянні з ймовірністю попадання однієї події в даний інтервал. В даному випадку кар'єрний самоскид має вісім станів, і повною характеристикою його функціонування буде квадратна матриця інтенсивностей порядку 8×8 , в цій матриці $\lambda_{i,j} \neq 0$, а система рівнянь має вид.

$$\begin{cases}
 \frac{dP_1(t)}{dt} = -(\lambda_{12} + \lambda_{16} + \lambda_{17}) \cdot P_1(t) + \lambda_{21} \cdot P_2(t) + \lambda_{31} \cdot P_3(t) + \lambda_{41} \cdot P_4(t) + \lambda_{51} \cdot P_5(t) + \lambda_{61} \cdot P_6(t) + \lambda_{81} \cdot P_8(t) \\
 \frac{dP_2(t)}{dt} = -(\lambda_{28} + \lambda_{23} + \lambda_{21}) \cdot P_2(t) + \lambda_{12} \cdot P_1(t) \\
 \frac{dP_3(t)}{dt} = -(\lambda_{31} + \lambda_{34} + \lambda_{38}) \cdot P_3(t) + \lambda_{23} \cdot P_2(t) \\
 \frac{dP_4(t)}{dt} = -(\lambda_{41} + \lambda_{45} + \lambda_{48}) \cdot P_4(t) + \lambda_{34} \cdot P_3(t) \\
 \frac{dP_5(t)}{dt} = -(\lambda_{51} + \lambda_{58}) \cdot P_5(t) + \lambda_{45} \cdot P_4(t) \\
 \frac{dP_6(t)}{dt} = -\lambda_{61} \cdot P_6(t) + \lambda_{16} \cdot P_1(t) \\
 \frac{dP_7(t)}{dt} = -\lambda_{78} \cdot P_7(t) + \lambda_{17} \cdot P_1(t) \\
 \frac{dP_8(t)}{dt} = -\lambda_{81} \cdot P_8(t) + \lambda_{28} \cdot P_2(t) + \lambda_{38} \cdot P_3(t) + \lambda_{48} \cdot P_4(t) + \lambda_{58} \cdot P_5(t) + \lambda_{78} \cdot P_7(t)
 \end{cases} \quad (1)$$

Використання системного аналізу [4] дозволяє розглядати трансмісію кар'єрного самоскиду як систему, що складається з п'яти елементів: тяговий генератор, шафи управління, електромотор, планетарний редуктор електро-мотор-колеса та система охолодження та вентиляції тягового електроприводу. Для кожного з них можна представити схожі графи станів та відповідні системи диференціальних рівнянь окремих елементів в яких є в наявності однакові переходи з однаковими величинами значень, що залежать від загального функціонування кар'єрного самоскиду. В той же час графи можуть відрізнятися за кількістю структурних елементів, що обумовлено нормативними вимогами щодо системи технічного обслуговування та ремонту (табл.).

Відповідно таблиці розроблені графи станів окремих елементів електромеханічної трансмісії кар'єрного самоскиду з урахуванням наявності чи відсутності окремих видів технічних обслуговувань і ремонту. Графи майже всіх елементів збігаються з графом станів кар'єрного автосамоскиду при запропонованій системі ТОіР (рис. 1), за винятком тягового генератора (рис. 2).

Таблиця

Виконання технічних обслуговувань і ремонту для агрегатів електромеханічної трансмісії

Вид технічних обслуговувань і ремонту	Тяговий генератор	Шафи управління	Тяговий двигун	Планетарний редуктор	Система охолодження та вентиляції тягового електроприводу
ЩО		+	+	+	+
ТО-1		+	+	+	+
ТО-2	+	+	+	+	+
ТО-3	+	+	+	+	+
Поточний ремонт	+	+	+	+	+

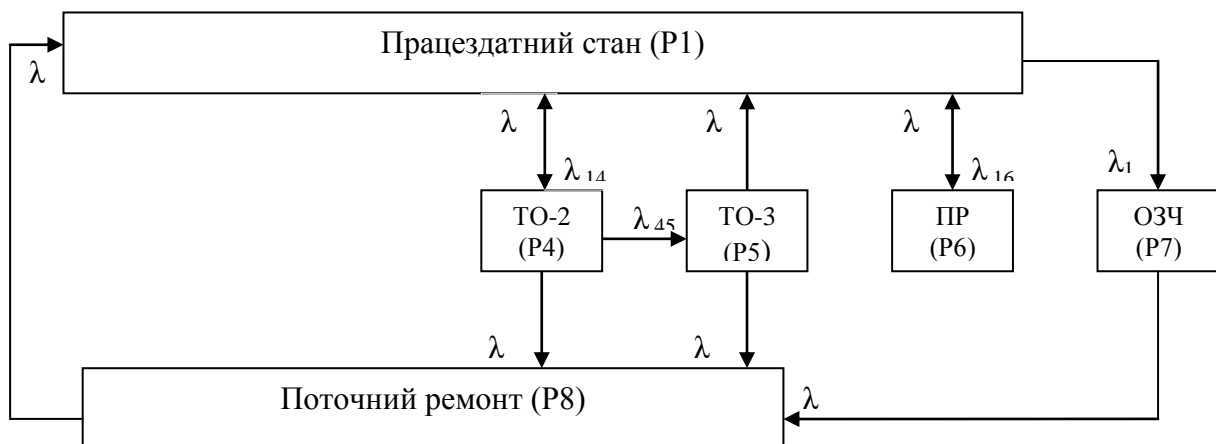


Рис. 2. Граф станів тягового генератора.

Відповідно графам, системи диференціальних рівнянь матриці інтенсивностей для шаф управління, тягового двигуна, планетарного редуктора електро-мотор-колеса та системи охолодження та вентиляції тягового електроприводу збігаються з системою самоскиду(1), а для тягового генератора система відрізняється наступним чином:

$$\begin{cases} \frac{dP_1(t)}{dt} = -(\lambda_{16} + \lambda_{17}) \cdot P_1(t) + \lambda_{41} \cdot P_4(t) + \lambda_{51} \cdot P_5(t) + \lambda_{61} \cdot P_6(t) + \lambda_{81} \cdot P_8(t) \\ \frac{dP_4(t)}{dt} = -(\lambda_{41} + \lambda_{45} + \lambda_{48}) \cdot P_4(t) \\ \frac{dP_5(t)}{dt} = -(\lambda_{51} + \lambda_{58}) \cdot P_5(t) + \lambda_{45} \cdot P_4(t) \\ \frac{dP_6(t)}{dt} = -\lambda_{61} \cdot P_6(t) + \lambda_{16} \cdot P_1(t) \\ \frac{dP_7(t)}{dt} = -\lambda_{78} \cdot P_7(t) + \lambda_{17} \cdot P_1(t) \\ \frac{dP_8(t)}{dt} = -\lambda_{81} \cdot P_8(t) + \lambda_{48} \cdot P_4(t) + \lambda_{58} \cdot P_5(t) + \lambda_{78} \cdot P_7(t) \end{cases} \quad (2)$$

Із врахуванням того, що терміни проведення планових технічних обслуговувань передбачені нормативною документацією і для всіх складових виконуються одночасно, тому ймовірності переходів з працездатного стану в стани планових технічних обслуговувань однакові. Оскільки переходи з одного стану в інший для окремих агрегатів у відповідних ним графах не передбачені нормативами тому вони відсутні. Розроблені системи диференціальних рівнянь, що описують процес переходу з одного стану в інший п'яти елементів трансмісії: тягового генератора, шаф управління, електромотору, планетарного редуктора електро-мотор-колеса та системи охолодження та вентиляції тягового електроприводу. Після об'єднання п'яти систем диференціальних рівнянь окремих агрегатів в загальну систему для трансмісії в цілому, із врахуванням однакових переходів, отримана система 38 рівнянь з 38 невідомими.

Імітаційне моделювання функціонування кар'єрних самоскидів з електромеханічною трансмісією, як цілісної системи було раніше детально розглянуто [3], щодо моделювання функціонування систем кар'єрних самоскидів, то дані дослідження виконуються вперше. Для моделювання функціонування електромеханічної трансмісії кар'єрного самоскиду та її елементів при різних системах технічного обслуговування та ремонту створені робочі поля мережі та каналу обслуговування, відповідно графів стану спроектовані імітаційні моделі з використанням елементів палітри Enterprise Library засобу імітаційного моделювання Anylogic 6.4.1.

Середовище розробки імітаційної моделі електромеханічної трансмісії в Anylogic 6.4.1 включає в центральній частині схема імітаційної моделі електромеханічної трансмісії, зліва розміщено поле панелі проекту з групами, справа розташовані робочі інструменти моделювання, інформаційні повідомлення для відладки програми чи ті що використовуються при перерахуванні. В нижній частині розташовується поле управління вихідними параметрами результуючих графіків та діаграм, також в нижній частині можуть відображатися хід виконання експерименту та повідомлення про помилки при відладці програми. Під дослідною мережею розташовано кругову діаграму знаходження компонента в тому чи іншому стані в і-й проміжок часу (пробігу з початку експлуатації) та графік зміни ймовірності безвідмовної роботи від модельного часу (пробігу з початку експлуатації).

Попередньо в полі активного класу моделі розміщені графічні зображення, які являють собою графи станнів компонентів електромеханічної трансмісії. Після створення мережі налаштовані канали технічних дій та збору параметрів системи, визначені класи заявок та відпрацьована модель. Налаштування експерименту моделі: модельний час – мотогодини з початку експлуатації, час зупинки моделі – 80000 мото·год., що відповідає пробігу кар'єрного самоскиду до списання. В існуючій системі ТОіР через 20000 мото·год. проводиться заміна базових агрегатів з підвищенням рівня надійності системи у відношенні до попередньо досягнутого, таких дій протягом терміну експлуатації передбачено – 3. В запропонованій системі ТОіР кожні 10000 мото·год. проводиться плановий ремонт (ПР), який також забезпечує підвищення надійності роботи трансмісії.

Порівняння закономірностей зміни ймовірностей безвідмовної роботи електромеханічної трансмісії від пробігу з початку експлуатації при різних системах технічного обслуговування та

ремонту показує (рис. 3.9), що на початку експлуатації до перших 10000 мото-год. графіки повністю збігаються.

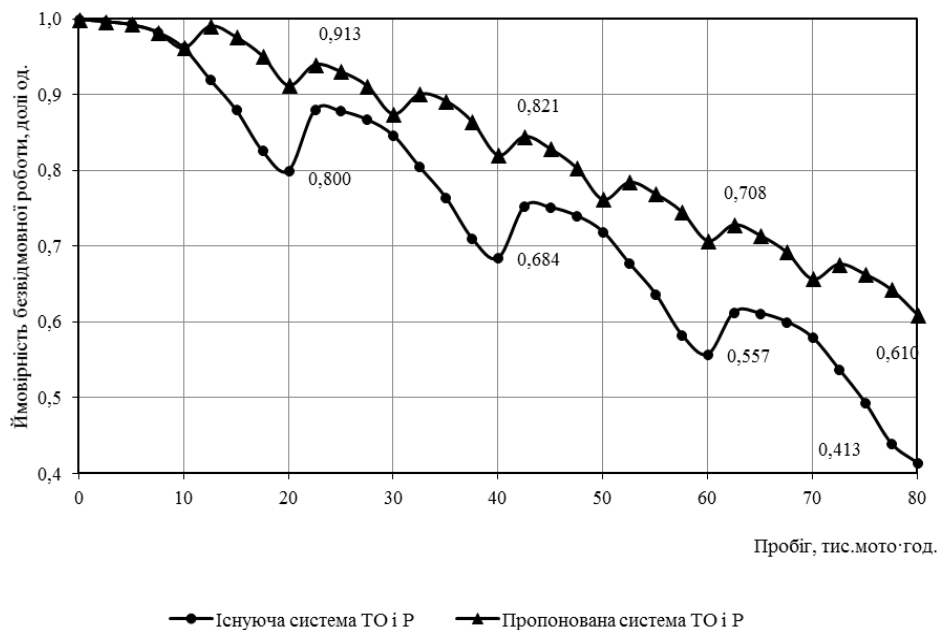


Рис. 3. Ймовірність безвідмовної роботи електромеханічної трансмісії.

Проведення планового ремонту підвищує надійність роботи, що відображається піками на графіку кожні 10000 мото-год. при значеннях пробігу наступних після проведення ПР. Слід відзначити, що в міжремонтний час характер графіків співпадає, а після проведення ремонту спостерігається характерне пікове підвищення значення ймовірностей безвідмовної роботи, що підтверджується фактичними статистичними показниками. Підвищення надійності роботи при базовій системі обслуговування та ремонту обумовлюється плановою заміною агрегатів, які відпрацювали нормативний термін у 20000 мото-год. Після проведення планового ремонту графік зміни ймовірності безвідмовної роботи при пропонованій системі переміщується вище графіку при існуючій системі обслуговування і ремонту, чим більший термін експлуатації тим більша розбіжність, яка в кінці терміну експлуатації досягає 0,197. При цьому на проміжних термінах різниця може досягати 40 % від абсолютного значення ймовірності безвідмовної роботи при існуючій системі ТОіР, а середнє значення підвищення надійності роботи трансмісії за весь термін експлуатації становить 0,092.

Висновки. Таким чином на основі розроблених математичних моделей функціонування електромеханічної трансмісії кар'єрних автосамоскидів БЕЛАЗ-75131 доведено, що впровадження планового ремонту, який проводиться кожні 10000 мото-год., дозволяє на 14,77 % підвищити час знаходження досліджуваного об'єкту в працездатному стані та додатково перевезти близько 200 тис. т.

1. Монастирський Ю. А. Дослідження надійності роботи агрегатів підвіски кар'єрних автосамоскидів / Ю. А. Монастирський, В. М. Денис // Вісник Криворізького технічного університету. – Кривий Ріг, 2010. – Вип. 26. – С. 132-134.

2. Монастирський Ю. А. Моделювання функціонування кар'єрних автосамоскидів / Ю. А. Монастирський // Качество минерального сырья: сб. научн. трудов. – Кривой Рог, 2011. – С. 420-424.

3. Монастирський Ю. А. Математичні моделі функціонування кар'єрних самоскидів БЕЛАЗ з електромеханічною трансмісією / Ю. А. Монастирський, І.В. Бондар, Т.А. Климов // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. - Луцьк: Луцький НТУ, 2017. - №2(9). – С. 82–86.

4. Гайдес М. А. Общая теория систем (системы и системный анализ) / М. А. Гайдес. – Винница: Глобус-пресс, 2005. – 201 с.

Рецензент:

Таран І.О., доктор технічних наук, професор, ДВНЗ «Національний гірничий університет», завідувач кафедри управління на транспорті, Дніпро, Україна.

УДК 629.113

Є.Г. Опанасюк, Д.Б. Бегерський, О.Є. Опанасюк*Житомирський державний технологічний університет***ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ РОБІТ НЕЗВ'ЯЗНИХ
БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ ІЗ КУЗОВІВ САМОСКІДІВ**

Проаналізовано види вантажів, що перевозяться автомобільним транспортом, визначено долю використання автомобілів-самоскидів у перевезеннях. Проаналізовано технологію розвантаження самоскидів різних марок та час на виконання розвантажувальних робіт. Запропонована методика зменшення часу, необхідного для розвантаження кузова самоскида за допомогою вібраційного пристрою.

Ключові слова: самоскид, пісок, вібрації, коливання, розвантаження.

Ye.G. Opanasyuk, D.B. Begersky, O.Ye. Opanasyuk**IMPROVING EFFICIENCY OF LOADING WORKS OF INDEPENDENT BUILDING
MATERIALS FROM CULTURAL HIGHER EDUCATION**

The types of goods transported by road transport are analyzed, the fate of the use of dump cars in transportation is determined. The technology of unloading dump trucks of different brands and time for performing unloading works is analyzed. The technique of reducing the time required for unloading a body of a dumper by means of a vibrating device is proposed.

Keywords: dump truck, sand, vibrations, oscillations, unloading.

Вступ

Одним із важливих напрямків розвитку автомобільного транспорту є спеціалізація рухомого складу, яка обумовлена необхідністю підвищення якості і ефективності перевезень вантажів, зменшення трудомісткості навантажувально-розвантажувальних робіт, створення нових високоефективних спеціалізованих автомобілів і автопоїздів, максимально пристосованих до перевезення певних видів вантажів і до конкретних умов експлуатації.

У загальному об'ємі вантажів, що перевозяться на транспортних засобах, навалочні вантажі (грунт, пісок, гравій, щебінь, овочі, зерно, мінеральні добрива та ін.) складають приблизно 80% [7]. З них тільки піску, при транспортуванні якого переважно використовуються автомобілі-самоскиди, в Україні щорічно видобувається понад 20 млн. тон. При розвантаженні навалочних вантажів в залежності від їхньої вологості, температури, гранулометричного складу частина вантажів залишається на кузові. Тому впровадження нових технологій, спрямованих на удосконалення процесу розвантажувальних робіт на автомобільному транспорті дає можливість прискорити розвантаження, знизити витрати і підвищити продуктивність транспортних засобів за рахунок збільшення часу в русі при зменшенні часу розвантаження.

В переважній більшості для розвантажування кузовів самоскидів використовується гравітаційний спосіб [1,2,3], при реалізації якого вантаж звільняє кузов під дією власної ваги, рухаючись донизу по днищу кузова, нахиленого під певним кутом. Величина цього кута, необхідного для розвантажування кузова залежить від багатьох факторів, а для незв'язних сипких матеріалів насамперед від коефіцієнту внутрішнього тертя, вологості, температури. В свою чергу коефіцієнт внутрішнього тертя (наприклад піску) залежить: від гранулометричного складу – зі збільшенням розмірів частинок коефіцієнт внутрішнього тертя зростає; і від вологості – зі збільшенням вологості знижується [6].

Відповідно до зазначеного, від цих факторів (гранулометричний склад, вологість) залежить кут піднімання кузова самоскида, який повинен бути для забезпечення повного розвантажування не меншим за кут природного відкосу. Тому для зменшення кута піднімання кузова самоскида необхідно якимось чином забезпечити зниження коефіцієнту внутрішнього тертя.

Найбільше поширення отримали наступні відомі способи полегшення розвантаження кузовів автомобілів-самоскидів: створення коливань кузова наприкінці розвантажування (реалізовано в самоскиді КамАЗ-5511), розвантаження (струшування) за допомогою додаткової оболонки в кузові самоскида та віброударний пристрій [6,7,8,9] для розвантаження і очищення кузова самоскида. Серед основних недоліків створення коливань кузова наприкінці розвантажування слід зазначити те, що коливання використовуються на завершальній стадії розвантаження і призначені для сприяння розвантаженню залишків матеріалу; використання додаткової оболонки в кузові ускладнює конструкцію самого кузова і призводить до збільшення його ваги.

В той же час, дослідження [4,5,10] показали (рис. 1), що під впливом вібрацій такий сипкий матеріал як пісок, набуває властивостей в'язкої рідини, і величина коефіцієнта вібров'язкості, невірно велика для масиву піску, що знаходиться в стані спокою, під впливом на нього вібрацій може знижуватися до 9 Па·с (в'язкість гліцерину знаходиться в тих же межах), унаслідок чого його коефіцієнт внутрішнього тертя різко знижується.

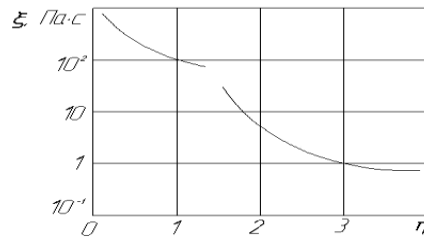


Рис.1. Залежність вібров'язкості піску від прискорення вібрацій [10].

Експериментальне дослідження властивостей незв'язних матеріалів (на прикладі піску), що впливають на процес і енергоємність процесу розвантаження кузовів автомобілів-самоскидів

Метою даної роботи є експериментальне дослідження властивостей незв'язних матеріалів (на прикладі піску), що впливають на процес і енергоємність процесу розвантаження кузовів автомобілів-самоскидів і оцінка впливу вібрацій на показники процесу розвантаження.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати наступне: дослідити вплив частоти вібрацій на коефіцієнт внутрішнього тертя, провести експериментальні дослідження впливу вібрацій на кут піднімання кузова і оцінити енергетичні витрати на розвантаження кузова самоскида. Враховуючи високу вартість натурних досліджень і вплив сторонніх факторів дослідження проведені методом фізичного моделювання, для чого були створені необхідні експериментальні установки.

Дослідження впливу вібрацій на коефіцієнт внутрішнього тертя проведені на експериментальній установці, схема і загальний вигляд якої представлено на рис.2.

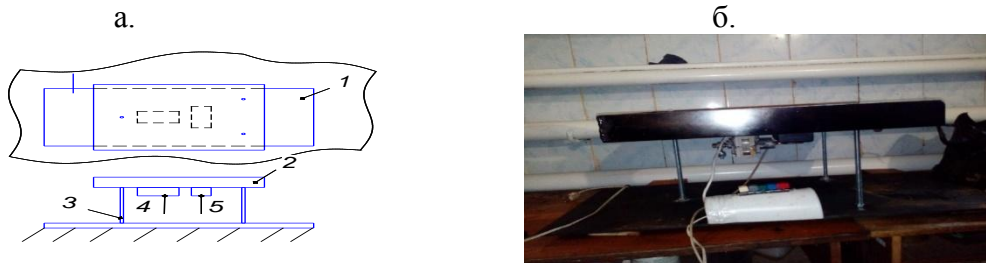


Рис. 2. Схема (а) і загальний вигляд (б) експериментальної установки

За основу 1 був взятий лист семиміліметрової сталі розміром 800 x 350 мм, який виконує роль рами. В якості робочої поверхні 2 використано лист сталі розміром 520 x 400 мм, який за допомогою різьбових шпильок М10 3 з'єднаний із рамою. Під поверхнею прикріплений електродвигун 4 потужністю 40 Вт з дисбалансом закріпленим на його валу. Також під поверхнею був встановлений акселерометр 5 (рис.3а, б). Реєстрація зміни віброприскорень робочої поверхні установки при різних частотах обертання електродвигуна вібратора здійснювалась комп'ютером з одночасною відеофіксацією процесів.

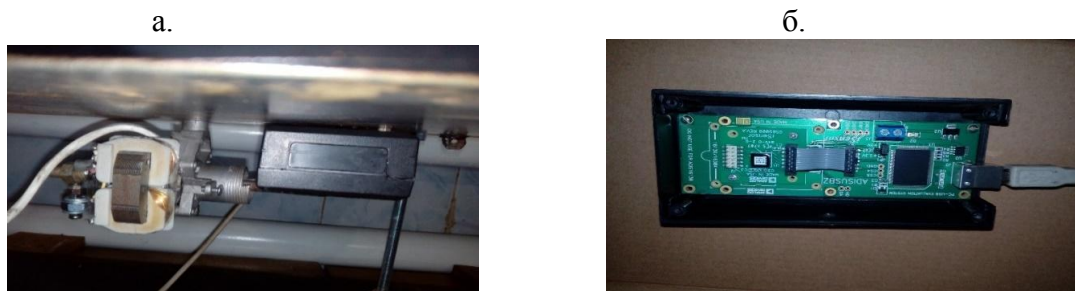


Рис.3. Електродвигун з протизагою на валу (а) та акселерометр (б)

В дослідженні розглядалася зміна вільно насипаного конуса сипучого матеріалу, що піддавався дії вібрацій. Пісок вільно висипався через отвір діаметром 5 мм з невеликої висоти, утворюючи гірку правильної форми у вигляді конуса з кутом природнього укосу, рівним куту внутрішнього тертя на горизонтальній поверхні сталевго листа. На рис.4 зображено початкову форму конуса піску сформованого без вібрацій (а) та через 10 секунд після вібрацій (б). Зміна піщаного конусу відбувалася 5 секунд. В наступні 5 секунд при вібраціях кут конусу суттєво не змінювався.



Рис.4. Загальний вигляд вільно насипаного конусу до (а) і після(б) дії вібрацій

На рис.5 представлені типова осцилограма зміни віброприскорень в часі (а) та зміна кута укосу в залежності від величини віброчастот в часі (б), де 1, 2, та 3 ку-тові швидкості це частоти обертання ω якоря електродвигуна вібропристрою, при-чому $\omega_1 < \omega_2 < \omega_3$.

З графіків, представлених на рис.5б видно, що при всіх значеннях частот і віб-роприскорень кут укосу α , пов'язаний із кутом внутрішнього тертя φ залежністю

$\varphi = \text{tg } \alpha$, суттєво зменшується, причому найбільш інтенсивно за перші 2 секунди з початку вібродії. Означене підтверджує доцільність використання вібропристроїв для оптимізації процесу розвантаження кузовів автомобілів-самоскидів, однак не надає достатньої інформації для кількісної оцінки зниження енергоємності цього процесу і потребує подальших досліджень.

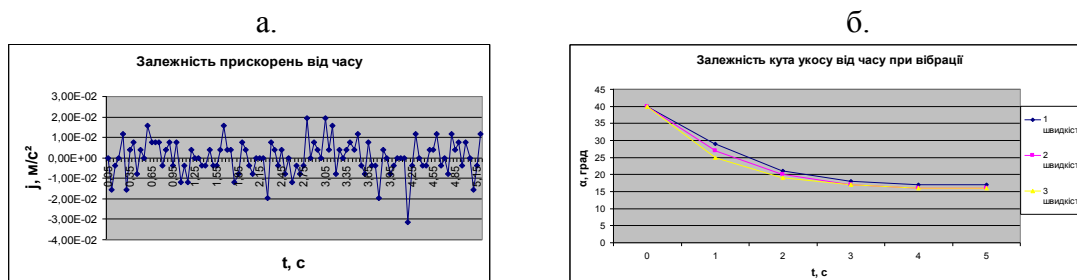


Рис.5. Типова осцилограма зміни віброприскорень в часі (а) та зміна кута укосу в залежності від величини віброчастот (б)

Для проведення подальших досліджень сконструйована і виготовлена модель кузова у масштабі 1:10 автомобіля-самоскида КрАЗ 6510 [2]. Модель кузова за-кріплена шарнірно до основи, що виконує роль рами (рис.6). Під поверхнею прикріплений електродвигун з дисбалансом закріпленим на його валу. Також під поверхнею днища моделі кузова був встановлений акселерометр з виведенням вимірюваного сигналу на комп'ютер.



Рис.6. Загальний вигляд експериментальної установки із вібропристроєм.

Пісок засипався в кузов після чого вимірювався кут зсипання вантажу при піднятті кузова, спочатку без вібрацій (рис 7.1 а, б) та з вібрацією (рис 7.2 а,б). Кут підняття платформи вимірювався за допомогою кутоміру.



Рис.7.1. Положення моделі кузова на початку (а) і наприкінці розвантажування (б)



Рис.7.2. Положення моделі кузова на початку (а) і наприкінці розвантажування (б)

Дослідження з підведенням вібрації проводилися три рази на різних частотах обертання електродвигуна вібропристрою та обчислені середні показники (дані наведені в табл.1). Показники, отримані після обробки сигналів з датчика-акселерометра (рис.8) .

Табл.1

Кут нахилу моделі кузова								
№ експер.	При наявності вібрацій						Без вібрації	
	$\omega 1$		$\omega 2$		$\omega 3$		початок зсуву	кінець зсуву
	початок зсуву	кінець зсуву	початок зсуву	кінець зсуву	початок зсуву	кінець зсуву		
1	25	43	24	37	22	36	27	51
2	26	41	24	38	22	34	27	49
3	25	40	24	37	23	35	28	50
Сер.зн.	25	41	24	37	22	35	27	50

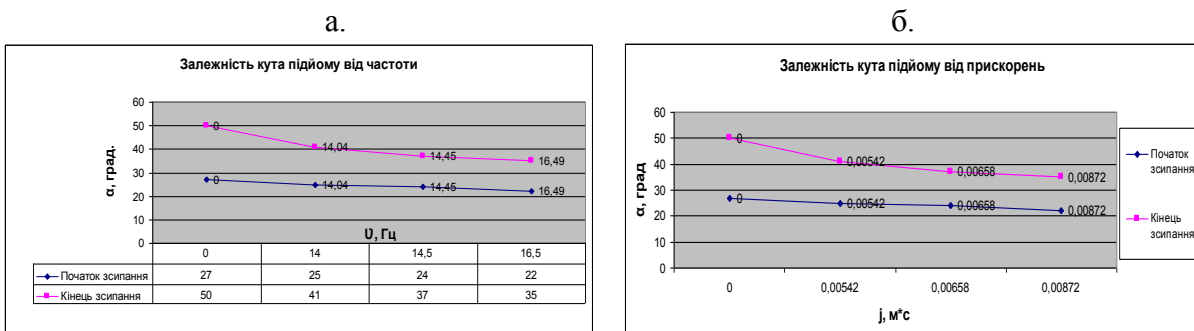


Рис.8. Залежності кутів підняття моделі кузова на початку і наприкінці зсипання піску від частоти коливань (а) і віброприскорень (б)

Висновки

Проаналізовані відомі [3,6,9] і отримані результати досліджень дозволяють зробити висновок про те, що при використанні гравітаційного способу розвантаження при створенні вібрацій днища кузова досягається зниження кута підняття кузова і відповідно витрати часу і енергії на розвантаження сипких будівельних матеріалів.

Якщо враховувати 8-годинний режим роботи автомобіля з довжиною їздки 10 кілометрів та середньою швидкістю 30 км/год який робить 12 їздок на день то слід очікувати зниження витрати палива приблизно на 2%.

1. Автомобіль КамАЗ <http://allspectech.com/gruzovaya-tehnika/samosvaly/karernye/kamaz-5511.html>
2. Автомобіль КрАЗ <https://banga.ua/pages/avtomobili-kraz/samosvaly>
3. Бурков М.С. Специализированный подвижной состав автомобильного транспорта. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1979. - 296 с.
4. Вибрационные массообменные аппараты / И. Я. Городецкий, А. А. Васин, В. М. Олевский, П. А. Лупанов; под. ред. В. М. Олевского. – М.: Химия, 1980. – 255 с.
5. Ганиев Р. Ф. Динамика частиц при воздействии вибраций / Р. Ф. Ганиев, Л. Е. Украинский. – К.: Наукова думка, 1975. – 168 с.
6. Вибрационные массообменные аппараты / И. Я. Городецкий, А. А. Васин, В. М. Олевский, П. А. Лупанов; под. ред. В. М. Олевского. – М.: Химия, 1980. – 255 с.
7. Искович-Лотоцкий, Р. Д. Вибраційні та віброударні пристрої для розвантаження транспортних засобів : монографія / Р. Д. Вінниця : ВНТУ, 2011— 155 с.
8. Искович-Лотоцкий Р. Д. Вибрационные процессы : Обзор / Р. Д. Искович-Лотоцкий, И. Б. Матвеев. – М.: НИИМаш, 1979. – 50 с.
9. Искович-Лотоцкий Р. Д. Підвищення ефективності Розвантаження матеріалів під дією періодичних ударних імпульсів / Р. Д. Искович-Лотоцкий, Я. В. Иванчук // Вібрації в техніці і технологіях. – 2008. – No2(51). – С. 8–11.
10. Крюков Б. И. Вынужденные колебания существенно нелинейных систем / Б. И. Крюков. – М.: Машиностроение, 1984. – 234 с.
11. Стефанович Ю. Г. О влиянии колебаний крутящего момента в трансмиссии автомобиля на его проходимость по снегу и песку / Ю. Г. Стефанович // Тр. НАМИ Центр. н.-и. автомоб. и автотранспорт. ин-т. – 1962. – вып. 45. (О динамических нагрузках в трансмиссиях автомобилей.). – С. 99-108.

УДК 629.113

Р.В. Пазин*Луцький національний технічний університет***ДО РОЗРОБКИ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ АВТОПОЇЗДА КАТЕГОРІЇ O2
З ТРИВІСНИМ ПРИЧЕПОМ**

Показано, що відмінності у конструкціях автопоїздів з причепами категорії O2 у більшості випадків визначаються відмінностями у конструкції причіпних ланок, оскільки конструкція тягових автомобілів залишається незмінною. З урахуванням цього автопоїзд, що розглядається, представлений двома модульними ланками. Диференціальні рівняння руху автопоїзда складені на основі загальних теорем механіки: про зміну головного вектора і головного моменту кількості руху. Отримані рівняння будуть використані для визначення показників стійкості автопоїзда у різних режимах руху.

Ключові слова: автопоїзд, тривісний причіп, математична модель.

Р.В. Пазин**РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ АВТОПОЕЗДА КАТЕГОРИИ O2 С
ТРЕХОСНЫХ ПРИЦЕПОМ**

Показано, что отличия в конструкциях автопоездов с прицепами категории O2 в большинстве случаев определяются отличиями в конструкции прицепных звеньев, поскольку конструкция тяговых автомобилей остается неизменной. С учетом этого рассматриваемый автопоезд представлен двумя модульными звеньями. Дифференциальные уравнения движения автопоезда составлены на основе общих теорем механики: об изменении главного вектора и главного момента количества движения. Полученные уравнения будут использованы для определения показателей устойчивости автопоезда в разных режимах движения.

Ключевые слова: автопоезд, трехосный прицеп, математическая модель.

R. Pazyu**BEFORE THE FILLING OF THE MATHEMATICAL MODELS OF THE AUTOGRAPH BY
CATEGORY O2 BY THE TRIPLE PRINCIPLE**

It is rotined that differences in the constructions of lorry convoys with the trailers of category O2 in most cases are determined differences in the construction of the towed links, as a construction of hauling cars remains unchanging. Taking into account it the examined lorry convoy is presented two module links. Worked out differential equations of motion of lorry convoy an on the basis of general theorems of mechanics: about the change of main vector and main moment-of-momentum. The got equalizations will be utilized for determination of indexes of firmness of lorry convoy in the different modes of motion.

Keywords: trailer, three-axle trailer, mathematical model.

Вступ. При проектуванні нових чи модернізації існуючих автомобілів, враховуючи тенденцію їх експлуатації в комплексі з різними причіпними модулями, проблематичним є прогнозування експлуатаційних властивостей вказаних автотранспортних засобів (АТЗ), зокрема стійкості і керованості руху.

Особливістю проектування функціональних систем, забезпечуючих стійкість та керованість АТЗ (наприклад, рульове керування, підвіска, тощо), є паралельні процеси їх конструювання, оптимізації і моделювання динаміки транспортного засобу в цілому при багатокритеріальності інколи протирічних задач.

Характеристики стійкості та керованості, як відомо, визначаються комбінацією експлуатаційних, масово-геометричних і конструктивних параметрів модулів АТЗ. В загальному випадку бажані сполучення вказаних параметрів з точки зору стійкості та керованості навіть для одного і того ж транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних навантажень і швидкостей руху бувають різними. Як, наслідок, є складність отримання на ранніх стадіях створення АТЗ точних конструктивних параметрів і кількісних показників за критеріями стійкості та керованості руху.

Очевидно, що необхідно мати комплексну методику, яка б на стадії проектування давала змогу знайти оптимальне рішення. Така методика повинна моделювати стаціонарні і перехідні процеси прямолінійного та криволінійного рухів АТЗ, дозволяти отримувати оціночні показники на основі яких можливо судити про властивості транспортних засобів за критеріями стійкості та керованості.

Теоретичні засади методики базуються на основі математичних моделей прямолінійного та керованого рухів автомобіля і автопоїзда. Тому метою роботи є розробка математичної моделі автопоїзда категорії O2 з тривісним причепою. На основі отриманих диференціальних рівнянь

збуреного руху автопоїзда планується отримання границь стійкості прямолінійного руху та траєкторій характерних точок ланок автопоїзда.

Огляд літературних джерел. Автомобіль, а тим більше автопоїзд (АТЗ) – це складна механічна система, що складається з багатьох елементів, які з'єднані різноманітними зв'язками. В процесі руху АТЗ відбуваються взаємні переміщення його окремих елементів, що буде впливати на стійкість руху.

Вивчення параметрів руху АТЗ з урахуванням усіх зв'язків між його окремими елементами являє собою задачу великої складності. Тому при дослідженні стійкості руху АТЗ замінюється розрахунковою моделлю.

Успішне розв'язання питання про курсову стійкість руху АТЗ залежить від правильного вибору розрахункової схеми, яка б найбільш повно відображала найважливіші фактори, що впливають на цю експлуатаційну властивість, і від точності оцінки сил взаємодії пневматичної шини з дорогою [1].

Теоретично модель автомобіля повинна якнайбільш повно відображати реальний АТЗ. Дослідження автомобіля як системи кількох тіл, що з'єднані голономними і неголономними в'язями, приводить до вивчення складної механічної системи з великою кількістю ступенів свободи, яка описується системою диференціальних рівнянь високого порядку. Наприклад, у роботах [2], [3], [4] автомобіль поданий у вигляді складної, багатомасової просторової математичної моделі, в якій враховані всі ступені свободи кузова і руху невідвіснених мас щодо нього. В розрахункову схему були включені також кінематичні характеристики передньої і задньої підвісок, що визначають геометричні зв'язки, які накладаються на рух невідвіснених мас відносно кузова; рульове керування розглядалося у вигляді трьохмасової системи (два керованих колеса і рульове колесо), з'єднаних між собою пружними зв'язками. Враховано також сухе тертя і зазори і рульовому приводі, а також вплив кутів установки коліс і нелінійності підвіски (обмежувачі ходу ресор, несиметричність характеристик амортизаторів, сухе тертя тощо). В результаті система була описана дуже складною системою диференціальних рівнянь сімнадцятого порядку. В даному випадку питання про дослідження курсової стійкості руху являється дуже складним (якщо неможливим), навіть зважаючи на сучасний розвиток обчислювальної техніки та наявності великої кількості спеціальних математичних програм.

В роботі [5] відзначається, що ускладнення математичної моделі не завжди дає позитивний ефект, оскільки при визначенні масових розмірів (маси, моменти інерції) і характеристик зв'язків неминучі похибки, сполучення яких призводить до неточностей при визначенні кінцевих результатів. Крім того, практичне використання подібних розрахункових схем потребує попереднього аналітичного і, особливо, експериментального визначення великої кількості конструктивних параметрів автомобіля і шин. Тому при дослідженні стійкості руху АТЗ дедалі частіше використовують плоскі моделі з урахуванням нелінійного відведення коліс його осей.

Результати дослідження. Находженню залежності бічної сили, як функції кута відведення, присвячено велику кількість теоретичних і експериментальних досліджень.

Найбільше поширення на сьогодні при визначенні бічних сил отримала аксіоматика І. Рокара і залежності Д.А.Антонова.

І. Рокар у роботі [6] запропонував визначати бічну силу як:

$$Y = k_0 \arctg c \delta; \quad Y = k_0 t h c \delta; \quad Y = k \delta - k' \delta^3 + k'' \delta^5 - \dots; \quad Y = \frac{k \delta}{\sqrt{1 + x^2 \delta^2}}; \quad x = \frac{k}{\varphi z},$$

де c - коефіцієнт пропорційності;

k - коефіцієнт опору відведення;

δ - кут відведення;

φ - коефіцієнт поперечного ковзання;

z - розмір вертикального навантаження на колесо.

Для всіх апроксимацій важливо, щоб функція $Y=f(\delta)$ була не парною і визначалася як сума знакозмінного ряду.

Д.А. Антонов у роботі [7] запропонував наступне рівняння:

$$q = \frac{k_{yR \neq 0}}{k_{yR = 0}} = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{R_N \varphi} \right)^2} \quad (1)$$

$$Y = \sqrt{(\varphi R_N)^2 - R^2} \quad (2)$$

де q - коефіцієнтів корекції опору відведення при впливі тангенціальних сил;

$k_{yR \neq 0}$ - коефіцієнт опору відведення при дії тангенціальних сил на колеса автомобіля;

$k_{yR = 0}$ - теж при відсутності тангенціальних сил;

R - гальмівна сила.

Крім того, Д.А. Антонов запропонував також таке рівняння для визначення бічної сили:

$$aY = \text{arctg} b \delta, \quad (3)$$

$$Y = \frac{2\varphi R_N}{\pi} \text{arctg} \left(\frac{k_{y0} \pi}{2\varphi R_N} \delta \right), \quad (4)$$

$$\text{де } a = \frac{\pi}{2\varphi R_N}; \quad b = k_{y0} \frac{\pi}{2\varphi R_N}.$$

У тій же роботі [7] Д.А. Антонов визначив бічну силу як:

$$Y = q k_{y0\delta} \delta, \quad (5)$$

$$\text{де } q = q_N q_T q_\varphi q_\gamma q_{\approx} q_{zp} q_{zy} q_{ny},$$

q_N - коефіцієнт впливу на відведення перерозподілу нормальних опорних реакцій; q_T - коефіцієнт впливу тягових і гальмівних сил; q_γ - коефіцієнт кута нахилу площини колеса до опорної поверхні; $q_{\text{ш}}$ - коефіцієнт тиску повітря в шині; q_{zy} - коефіцієнт відведення задніх керованих коліс; q_{ny} - коефіцієнт несталого відведення; q_φ - коефіцієнт урахування якості дорожнього покриття; q_{\approx} - коефіцієнт урахування коливань колеса виникаючих при русі по нерівній поверхні; q_{zp} - у випадку руху колеса по ґрунтовій дорозі.

За умови експлуатації автомобіля по дорогах із твердим покриттям і при номінальному тиску повітря в шині можна прийняти:

$$q_{\approx} = q_{zp} = q_{zy} = q_{ny} = q_\gamma = q_{\text{ш}} = 1 \quad (6)$$

Тоді одержимо:

$$Y = q_N q_T q_\varphi k_{y0\delta} \delta \quad (7)$$

$k_{y0\delta}$ - екстремальне значення коефіцієнта k_{y0} в залежності від номінальної реакції в контактні колеса з опорною поверхнею.

У результаті проведення розрахункового аналізу по основним залежностям $Y = f(\delta)$ бічної сили від кута відведення коліс автором роботи [6] було зроблено висновок, що з використанням

нелінійної теорії відведення результати більш близькі до експериментальних даних, чим при застосуванні лінійної теорії відведення. Однак при малих кутах відведення $\delta = 4 - 5^\circ$ при $\varphi = 0,6$ і $\delta = 2 - 2,5^\circ$ при $\varphi = 0,2 - 0,3$ зміна відношення порівняно невелика і може вважатися постійною /тобто $\frac{Y}{\delta} = k_y = \text{const}$ /, а залежність, отже, лінійною.

Але, як показують експериментальні дослідження, залежність бічної реакції Y від кута відведення може бути як монотонною, так і з падаючими ділянками (рис. 1) [8].

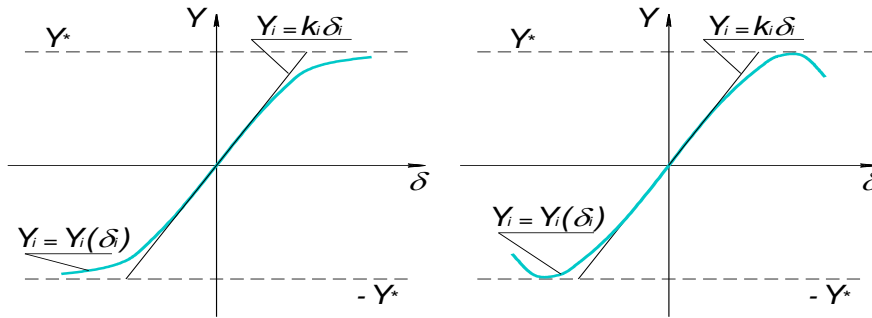


Рис. 1 - Монотонна (а) залежність і залежність з падаючими ділянками (б) бічної реакції від кута відведення

Нелінійний характер залежності $Y_i = Y_i(\delta_i)$ вказує на те, що лінійна гіпотеза відведення справедлива лише для досить малих величин кутів відведення й у цьому випадку конкретною реалізацією монотонної залежності бічної реакції, як функції кута відведення, може бути нелінійна залежність виду [9]:

$$Y = \frac{k \cdot \delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{k \cdot \delta}{\varphi \cdot G_k}\right)^2}}, \quad (8)$$

де k – коефіцієнт бічного відведення, обумовлений тангенсом кута нахилу лінійної частини кривій;

φ – коефіцієнт зчеплення між шиною й опорною поверхнею;

G_k – нормальне навантаження на колесо, Н.

Виходячи з того, що безрозмірна величина бічної реакції визначається співвідношенням:

$$\bar{Y} = \frac{Y}{G_k}, \quad (9)$$

яку при використанні графо-аналітичного методу Певзнера більш зручно представити в безрозмірному вигляді:

$$\bar{Y} = \frac{\bar{k} \cdot \delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{\bar{k} \cdot \delta}{\varphi}\right)^2}}, \quad (10)$$

де \bar{k} – безрозмірний коефіцієнт бічного відведення, обумовлений тангенсом кута нахилу лінійної частини кривої (надалі знак безрозмірності опущений) [9].

Характер кривої, яка представлена залежністю (10), можна також реалізувати у вигляді арктангенсоїди:

$$Y = k_0 \arctg(c\delta), \quad (11)$$

де k_0 – безрозмірний коефіцієнт, що задає максимальне значення безрозмірної реакції відведення (визначає горизонтальну асимптоту) і знаходиться із співвідношення:

$$k_0 = \frac{2\varphi}{\pi}; \quad (11)$$

c – безрозмірний коефіцієнт, значення якого залежить від кута нахилу лінійної частини кривої і визначається співвідношенням:

$$c = \frac{k}{k_0}. \quad (12)$$

Значення максимальної сили зчеплення в безрозмірному вигляді \bar{Y}^* , для цих аналітичних апроксимацій, визначаються із залежності:

$$\bar{Y}^* = \frac{Y^*}{G_k} = \varphi, \quad (13)$$

де Y^* – значення максимальної сили зчеплення колеса в бічному напрямку, Н.

Крім того, якщо залежності між силами, що діють на одне колесо і кутами його бічного відведення ще можна в деякому діапазоні вважати лінійними, то для залежностей між силами, що діють на вісь автомобіля, і кутами відведення осі, розміри цього діапазону зменшуються (інтервал лінійності значно скорочується). Це пояснюється впливом на кути відведення осей кінематики підвіски, характеристики рульового керування і перерозподілу нормальних реакцій [10].

У цьому випадку зазначені залежності найбільше повно розкриваються аналітичними апроксимаціями, у яких реакції відведення $Y_i = Y_i(\delta_i)$ (у безрозмірному виді) є емпіричними нелінійними функціями кутів бічного відведення δ (1.10 або 1.11) і являють собою сумарну бічну реакцію кожної осі:

$$Y_i = k_0 \arctg(c_i \delta_i);$$

$$Y_i = \frac{k_i \cdot \delta_i}{\sqrt{1 + \frac{k_i^2 \cdot \delta_i^2}{\varphi_i^2}}}, \quad (14)$$

де δ_i – кут відведення i – тої осі;

φ_i – коефіцієнт зчеплення коліс на i – тій осі.

Наявність на колесі тягових або гальмівних сил призводить до зміни коефіцієнту опору відведення [12], [13]. Модель взаємодії колеса з опорною поверхнею, запропонована Е. Фіала [11], проте наявність функції sign (сігнум), що має розрив та квадратичні члени в апроксимації моделі Фіала не дозволяють використовувати певний математичний апарат при дослідженні стійкості. Щоб уникнути цієї проблеми у роботі [14] запропонована нова математична форма моделі взаємодії колеса з опорною поверхнею, що зберігає всі основні особливості моделі Фіала:

$$\begin{cases} \bar{Y} = \frac{A \cdot t}{(t^2 + 1)} \\ \delta = \frac{t}{B \sqrt{1 - \left(\frac{t}{C}\right)^2}} \end{cases} \Rightarrow t = \frac{B\delta}{\sqrt{1 + \left(\frac{B\delta}{C}\right)^2}}. \quad (15)$$

Коефіцієнти A , B , C , що входять в формулу (15), пов'язані з характеристиками залежності бічної сили ($\bar{Y}_{\delta_{\max}}$, δ_{\max} , $\bar{Y}'|_{\delta=0}$):

$$\bar{Y}_{\delta_{\max}} = \mu = \frac{1}{2}A; \quad \delta_{\max} = \delta_Y^* = \frac{1}{B\sqrt{1 - \frac{1}{C^2}}}; \quad Y'|_{\delta=0} = \bar{k}_Y = AB. \quad (16)$$

У роботі Пацейки [11] наведено значення характерних параметрів $(\bar{Y}_{\delta_{\max}}, \delta_{\max}, \bar{Y}'|_{\delta=0})$, які можливо використати для визначення бічної сили і стабілізуючого моменту (зважаючи на те, що вони подані у безрозмірній формі):

$$\begin{cases} \mu = 0.9226 \\ \delta_{\max} = 0.1647 \\ \bar{k}_Y = 14.593 \end{cases} \Rightarrow A = 1,8452; B = 7,9087; C = 1,5623.$$

Залежність стабілізуючого моменту від бічної сили представлена у вигляді [14]

$$M(\delta) = \frac{A_2 \delta}{(B_2 \delta^4 + 1)}; \quad (17)$$

$$\text{де } A_2 = \bar{k}_M = \frac{2}{3}R_2 \bar{k}_Y; \quad B_2 = \frac{27}{256} \left(\frac{\bar{k}_M}{M^{\max}} \right)^4.$$

Отримані залежності бічної сили і стабілізуючого моменту у плямі контакту шини з опорною поверхнею будуть використані у математичній моделі автопоїзда з тривісним причепом категорії O_2 .

Основні кінематичні і динамічні властивості автопоїзда з тривісним причепом з наближеними осями, як єдиної механічної системи тіл, залежать від фізичних явищ, що виникають при русі всіх його елементів і взаємодії останніх між собою. В свою чергу, ці явища визначаються геометрією і структурою автопоїзда.

Відмінності у конструкціях автопоїздів з причепами категорії O_2 у більшості випадків визначаються відмінностями у конструкції причіпних ланок, оскільки конструкція тягових автомобілів залишається незмінною.

Автопоїзд, що розглядається, рис.3, складається із двох модульних ланок, які, в свою чергу, складаються із кінематично незалежних елементів – тягового автомобіля і причепа. За модульної побудови автопоїзда несуча система причепа спирається на свій візок. У ведучій ланки передня вісь має керовані колеса, кути повороту яких θ_1 і θ_1' , причому $\theta_1 > \theta_1'$. Колеса задньої осі тягового автомобіля - неповоротні, розташовані позаду його центра мас.

Введемо наступні позначення:

$\Sigma = Oxy$ – плоска інерціальна система декартових координат; $C_{(x,y)\Sigma}$, m , I – центр мас, маса і центральний момент інерції тягового автомобіля щодо вертикальної осі;

$C_{(x,y)\Sigma}$, m_1 , I_1 – те ж саме для причепа;

$\mathcal{G}_1, \mathcal{G}_2$ – курсові кути ланок автопоїзда;

φ_1 – кут складання кінематично незалежних ланок автопоїзда;

v, u – поздовжня і бокова проекції швидкості точки C , тобто проекції швидкості точки C на осі рухомої системи координат, безпосередньо пов'язаної з тяговим автомобілем.

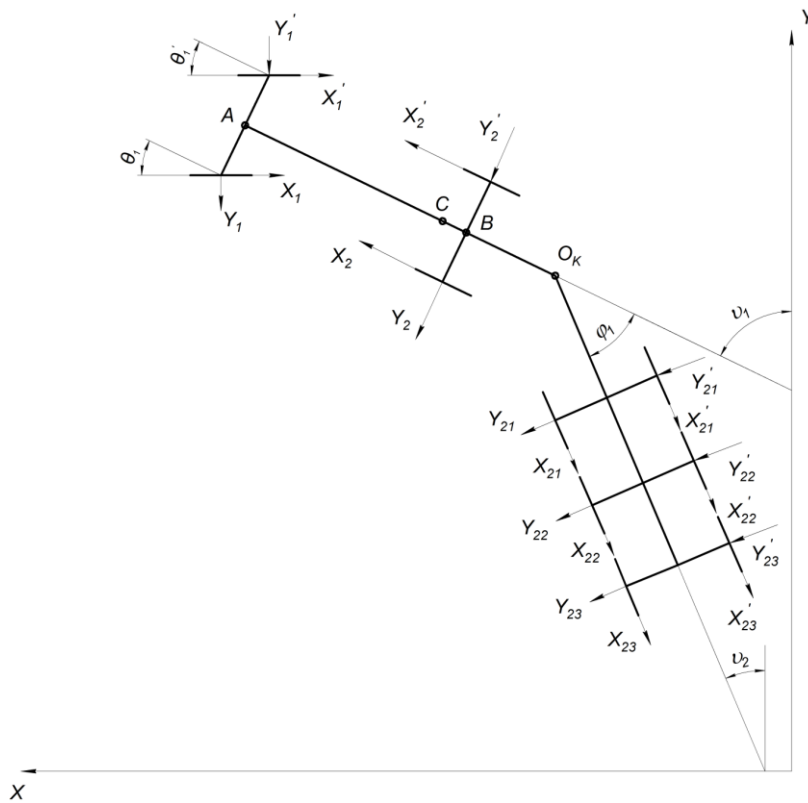


Рис. 3 – Розрахункова схема автопоїзда на неусталеному повороті

$M_k = f(\varphi_1, \dot{\varphi}_1)$ – момент опору повороту причепа;

X_{ij}, Y_{ij}, Z_{ij} – поздовжні, бокові і вертикальні реакції опорної поверхні на колеса автопоїзда.

Геометричні параметри автопоїзда:

$a = CA, b = CB, c = CO_1$;

$d_1 = O_1C_1, c_1 = C_1O_2, l_1 = d_1 + c_1$.

При складанні диференціальних рівнянь руху автопоїзда з тривісним причепом приходиться знаходити компроміс між двома протилежними обставинами: по-перше, математична модель плоскопаралельного руху автопоїзда повинна по можливості, найбільш повно і детально враховувати особливості реального автопоїзда; по-друге, складність моделі не повинна бути надто високою, так як це значно знижує потенційні можливості її аналізу.

Введемо для подальшого розгляду наступні системи координат:

$Oxuz$ – система координат, що пов'язана з опорною поверхнею;

x_0y_0 – система координат, що пов'язана з ведучою ланкою;

x_1y_1 – система координат, що пов'язана з причепом.

Припустимо далі, що:

- складові елементи модульного автопоїзда є абсолютно жорсткі тіла;
- вантаж на причепі розташований так, що центри мас ланок, а також тягово-зчпний пристрій, що з'єднує їх, розташовані у вертикальній площині симетрії ланок;
- основною траєкторією руху автопоїзда є траєкторія центра мас тягового автомобіля;
- автопоїзд рухається по рівній горизонтальній опорній поверхні;
- взаємодія коліс з опорною поверхнею проявляється через реакції опорної поверхні, які є функціями кутів відведення;
- поворотними є тільки передні колеса тягового автомобіля, кути повороту яких рівні між собою, тобто $\theta_1 = \theta_2 = \theta$;
- гіроскопічні моменти і моменти від неурівноважених обертових мас не враховуються;
- на автопоїзд діють наступні сили: сили опору коченню X_{ij} , сили опору бічному відведенню шин Y_{ij} , вертикальні реакції опорної поверхні Z_{ij} , сили інерції P_i , момент опору повороту причепа M_i .

Визначимо кути відведення коліс автопоїзда. Для цього розглянемо кінематику плоскопаралельного руху автопоїзда. Як відомо, кінематика плоскопаралельного руху твердого тіла приводиться до кінематики прямої на площині. Траєкторії кінців відрізка прямої, що незмінно пов'язана з плоским тілом, однозначно визначає траєкторії усього тіла. Тому, якщо А – довільна точка тіла, О – полюс, $\bar{\omega}$ - кутова швидкість руху навколо полюса, \bar{V}_{OA} - швидкість точки А відносно полюса О, то

$$\bar{V}_A = \bar{V}_O + \bar{V}_{OA}; \quad \bar{V}_{OA} = \bar{\omega} \times \overline{OA}. \quad (18)$$

Для центра мас тягового автомобіля можемо, відповідно, записати

$$\bar{V}_C = \bar{V}_O + \bar{V}_{OC}; \quad \bar{V}_{OC} = \bar{\omega} \times \overline{OC}. \quad (19)$$

Для причепа відомий вектор \bar{V}_{O1} швидкості точки зчіпки O_1 і напрямок швидкості центра мас C_1 цієї ланки: $\bar{V}_{C1} \parallel \overline{C_1O_1}$. Цих відомостей достатньо, для того щоб визначити швидкості усіх точок причепа, зокрема

$$\bar{V}_{C1} = \bar{V}_{O1} + \bar{V}_{O1C1}; \quad \bar{V}_{O1C1} = \bar{\omega}_1 \times \overline{O_1C_1}; \quad \bar{V}_{O1C1} \perp \overline{O_1C_1}; \quad \bar{\omega}_1 = \bar{\dot{\vartheta}}_1. \quad (20)$$

Позначимо через x, y, z координати центра мас тягового автомобіля в нерухомій системі координат $Oxyz$. Розкладемо вектори швидкості і прискорення точки С за плоскопаралельного руху тягового автомобіля по нерухомому базису \bar{i}, \bar{j} і рухомому \bar{i}_0, \bar{j}_0 (орти осей x, y і відповідно x_0, y_0). Отримаємо

$$\bar{V}_C = \bar{i} \times \dot{x} + \bar{j} \times \dot{y} = \bar{i}_0 \times V + \bar{j}_0 \times U; \quad \bar{w}_C = \bar{i}_0 w_{x0} + \bar{j}_0 w_{y0}, \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \text{де } V &= \dot{x} \cos \vartheta + \dot{y} \sin \vartheta, & U &= -\dot{x} \sin \vartheta + \dot{y} \cos \vartheta, \\ w_x &= \dot{V} \cos \vartheta + \dot{y} \sin \vartheta, & w_y &= \dot{U} + \omega \times V, & \omega &= \dot{\vartheta}. \end{aligned}$$

Вектори швидкостей точок причепа отримаємо у відповідності до закону розподілу лінійних швидкостей за плоскопаралельного руху, полюсами обертання будемо вважати точку зчіпки O_k :

$$\bar{V}_{Ok} = \bar{V}_{Ck} + \bar{\omega}_k \times \overline{C_kO_k} = \bar{i}_k V_k + \bar{j}_k (U_k - \omega_k C_k). \quad (21)$$

З іншого боку

$$\bar{V}_{Ok} = \bar{V}_{Ck} + \bar{\omega}_k \times \overline{C_kO_k} = \bar{i}_k V_k + \bar{j}_k (U_k - \omega_k C_k).$$

У відповідності до таблиці косинусів кутів [16] знаходимо

$$\bar{V}_{Ok} = \bar{i}_k [V_k \cos \varphi_k - (U_k - \omega_k C_k) \sin \varphi_k] + \bar{j}_k [V_k \sin \varphi_k + (U_k - \omega_k C_k) \cos \varphi_k].$$

Тому

$$\begin{aligned} V_k &= V \cos \varphi_k - (U - \omega C) \sin \varphi_k, \\ U_k + \omega_k d_k &= V \sin \varphi_k + (U - \omega C) \cos \varphi_k, \end{aligned}$$

Тобто

$$U_k = V \sin \varphi_k + (U - \omega C) \cos \varphi_k - \omega_k d_k. \quad (22)$$

Позначимо через \bar{i}_k, \bar{j}_k орти осей x_k, y_k для векторів швидкостей і прискорень центру мас причепа, що здійснює плоскопаралельний рух.

Отримаємо

$$\bar{V}_{Ck} = \bar{i}_k V_k + \bar{j}_k U_k, \quad \bar{w}_{Ck} = \bar{i}_k w_{Xk} + \bar{j}_k w_{Yk}.$$

В свою чергу

$$w_{Xk} = \dot{V}_k - \omega_k U_k, \quad w_{Yk} = \dot{U}_k + \omega_k V_k, \quad \omega_k = \dot{\varphi}_k = \omega - \sum_{i=1}^k \dot{\varphi}_i \quad (23)$$

У кожному конкретному випадку з використанням поздовжньої і поперечної складових швидкості тягового автомобіля отримаємо для причепа

$$\begin{cases} V_1 = V \cos \varphi_1 - (U - \omega c) \sin \varphi_1, \\ U_1 = V \sin \varphi_1 + (U - \omega c) \cos \varphi_1 - (\omega - \dot{\varphi}_1) d_1 \\ \omega_1 = \omega - \dot{\varphi}_1; \end{cases} \quad (24)$$

Величини V, U, ω, φ_1 , знаходяться із динамічних рівнянь автопоїзда. Координати центра мас і курсовий кут автомобіля тягача визначаються за допомогою кінематичних рівнянь:

$$\begin{cases} \dot{x} = V \cos \vartheta - U \sin \vartheta, \\ \dot{y} = V \sin \vartheta + U \cos \vartheta, \\ \dot{\vartheta} = \omega. \end{cases} \quad (25)$$

Абсциси і ординати будь-якої точки автопоїзда можна знайти за допомогою кінцевих рівнянь. Для координат характерних точок (точок, що описують траєкторії ланок автопоїзда) отримаємо:

- для тягового автомобіля:

$$\begin{cases} x_A = x + a \cos \vartheta, \\ y_A = y + a \sin \vartheta; \end{cases} \quad \begin{cases} x_B = x + b \cos \vartheta, \\ y_B = y + b \sin \vartheta; \end{cases}$$

- для причепа:

$$\begin{cases} x_{O1} = x - c \cos \vartheta, \\ y_{O1} = y - c \sin \vartheta; \end{cases} \quad \begin{cases} x_{O2} = x_{O1} - l_1 \cos(\vartheta - \varphi_1), \\ y_{O2} = y_{O1} - l_1 \sin(\vartheta - \varphi_1); \end{cases} \quad (26)$$

Кути відведення визначимо у відповідності до схеми, що наведена на рис.4. Для тягового автомобіля з передніми керованими колесами отримаємо:

$$\operatorname{tg}(\theta_1 - \delta_1) = \frac{(\bar{V}_N)_{Y_o}}{(\bar{V}_N)_{X_o}}, \quad \operatorname{tg}(\theta_1 - \delta_1') = \frac{(\bar{V}_N')_{Y_o}}{(\bar{V}_N')_{X_o}}. \quad (27)$$

Швидкості точок контакту коліс з опорною поверхнею визначаються такими співвідношеннями:

$$\begin{aligned} \bar{V}_N &= \bar{V}_C + \bar{\omega} \times (\bar{CA} + \bar{AM} + \bar{MN}) + \dot{\theta} \times \bar{MN} = \bar{i}_o [V - \omega(H + \varepsilon \cos \theta_1) - \\ &- \dot{\theta}_1 \varepsilon \cos \theta_1] + \bar{j}_o [U + \omega(a - \varepsilon \sin \theta_1) - \dot{\theta}_1 \varepsilon \sin \theta_1], \\ \bar{V}_N' &= \bar{i}_o [V + \omega(H + \varepsilon \cos \theta_1') + \dot{\theta}_1 \varepsilon \cos \theta_1'] + \bar{j}_o [U + \omega(a - \varepsilon \sin \theta_1') - \dot{\theta}_1' \varepsilon \sin \theta_1']. \end{aligned} \quad (28)$$

З урахуванням останніх співвідношень запишемо вирази, що визначають кути відведення коліс тягового автомобіля:

$$\delta_1 = \theta_1 - \arctg \frac{U + \omega(a - \varepsilon \sin \theta_1) - \dot{\theta}_1 \varepsilon \sin \theta_1}{V - \omega(H + \varepsilon \cos \theta_1) - \dot{\theta}_1 \varepsilon \cos \theta_1}, \quad (29)$$

$$\delta'_1 = \theta'_1 - \arctg \frac{U + \omega(a - \varepsilon \sin \theta'_1) - \dot{\theta}'_1 \varepsilon \sin \theta'_1}{V - \omega(H + \varepsilon \cos \theta'_1) - \dot{\theta}'_1 \varepsilon \cos \theta'_1}.$$

Для задньої осі тягового автомобіля з неповоротними колесами:

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{(\bar{V}_2)_{Y_0}}{(\bar{V}_2)_{X_0}}, \quad \operatorname{tg} \delta'_2 = \frac{(\bar{V}'_2)_{Y_0}}{(\bar{V}'_2)_{X_0}}. \quad (30)$$

Враховуючи, що

$$\begin{aligned} \bar{V}_2 &= \bar{V}_C + \bar{\omega} \times (\bar{C}\bar{B} + \bar{B}\bar{P}) = \bar{i}_o (V - \omega H) + \bar{j}_o (U + b\omega), \\ \bar{V}'_2 &= \bar{i}_o (V + \omega H) + \bar{j}_o (U - b\omega), \end{aligned} \quad (31)$$

отримаємо

$$\delta_2 = \arctg \frac{-U + b\omega}{V - \omega H}, \quad \delta'_2 = \arctg \frac{-U + b\omega}{V + \omega H} \quad (i=1,2) \quad (32)$$

Знайдемо кути відведення коліс причепа, рис.4, б. Центри коліс осей причепа позначені через D_{ij} (лівий борт) і D'_{ij} (правий борт) ($j=\bar{1}, \bar{3}$), що відповідає його трьом осям. Для швидкостей точок D_{ij}, D'_{ij} маємо:

$$\begin{aligned} \bar{V}_{D_{2j}} &= \bar{V}_{C_2} + \bar{\omega}_2 \times (\bar{C}_2 \bar{B}_{2j} + \bar{B}_{2j} \bar{D}_{2j}) + \dot{\theta}_2 \times \bar{B}_{2j} \bar{D}_{2j} = \\ &= \bar{i}_2 [V_2 - H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \cos \theta_{2j}] + \bar{j}_2 [(U_2 - \omega_2 b_{2j}) + H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \sin \theta_{2j}], \\ \bar{V}_{D'_{2j}} &= \bar{i}_2 [V_2 + H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \cos \theta_{2j}] + \bar{j}_2 [(U_2 - \omega_2 b_{2j}) - \\ &- H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \sin \theta_{2j}], \end{aligned} \quad (33)$$

$(j=\bar{1}, \bar{3}).$

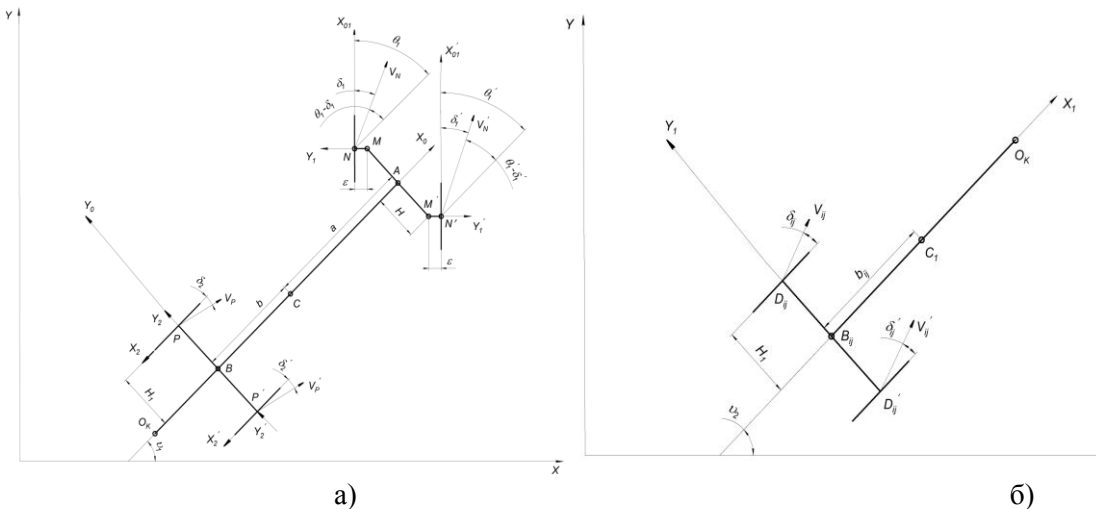


Рис. 4 – До визначення кутів відведення коліс тягового автомобіля (а) і причепа (б)

Так як для цієї групи осей

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\theta_{2j} + \delta_{2j}) &= \frac{-(\bar{V}_{D2j})_{Y2}}{(\bar{V}_{D2j})_{X2}}, \\ \operatorname{tg}(\theta_{2j} + \delta'_{2j}) &= \frac{-(\bar{V}_{D2j}')_{Y2}}{(\bar{V}_{D2j}')_{X2}}, \quad j = (\bar{1}, \bar{3}) \end{aligned} \quad (34)$$

то приймаючи до уваги (11), вирази для кутів відведення осей причепа можна записати наступним чином:

$$\begin{aligned} \delta_{2j} &= -\theta_{2j} - \operatorname{arctg} \frac{(U_2 - \omega_2 b_{2j}) + H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \sin \theta_{2j}}{V_2 - H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \cos \theta_{2j}}, \\ \delta'_{2j} &= -\theta_{2j} - \operatorname{arctg} \frac{(U_2 - \omega_2 b_{2j}) - H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \sin \theta_{2j}}{V_2 + H(\omega_2 - \dot{\theta}_{2j}) \cos \theta_{2j}}, \end{aligned} \quad (35)$$

Для отримання диференціальних рівнянь руху автопоїзда, що складається із двовісного тягового автомобіля і тривісного причепа, скористаємося загальними теоремами механіки: про зміну головного вектора \bar{K} і головного моменту \bar{G} кількості руху [15]. Якщо записати закон зміни кількості руху і кінетичного моменту в рухомій системі координат, а потім спроектувати їх на осі, безпосередньо пов'язані з тяговим автомобілем, то отримаємо рівняння поздовжньої і поперечної швидкості центра мас і кутової швидкості тягового автомобіля:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial V} - \omega \frac{\partial T}{\partial U} &= F_{X_0}, \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial V} - U \frac{\partial T}{\partial V} + V \frac{\partial T}{\partial \omega} &= M_g. \end{aligned} \quad (36)$$

Для того, щоб описати рух причепа скористаємося рівняннями Лагранжа другого роду для кута складання автопоїзда

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_k} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_k} = M_{\varphi k} \quad (37)$$

Тоді

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial V} - \omega \frac{\partial T}{\partial U} &= F_{X_0}, \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial U} + \omega \frac{\partial T}{\partial V} &= F_{Y_0}, \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \omega} - U \frac{\partial T}{\partial V} + V \frac{\partial T}{\partial U} &= M_g + M_1, \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= (M_{\varphi 1} + M_1), \end{aligned} \right. \quad (38)$$

Тут узагальнюючі сили по відповідним координатам і моменти представлені наступним чином:

$$\begin{aligned} F_{X_0} &= -(X_1 \cos \theta_1 + Y_1 \sin \theta_1 + X'_1 \cos \theta'_1 + Y'_1 \sin \theta'_1) - \sum_{i=1}^2 (X_2 + X'_2) - \sum_{j=1}^3 (X_{2j} + X'_{2j}) \times \\ &\times \cos \varphi_1 - (Y_{2j} + Y'_{2j}) \sin \varphi_1); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{y_0} &= (Y_1 \cos \theta_1 - X_1 \sin \theta_1 + Y_1' \cos \theta_1' - X_1' \sin \theta_1') - \sum_{i=1}^2 (Y_2 + Y_2') - \sum_{j=1}^3 [X_{2j} + X_{2j}'] \times \\
 &\times \sin \varphi_1 + (Y_{2j} + Y_{2j}') \cos \varphi_1] ; \\
 M_g &= H (X_1 \cos \theta_1 + Y_1 \sin \theta_1 - X_1' \cos \theta_1' - Y_1' \sin \theta_1') + \varepsilon (X_1 + X_1') + a (Y_1 \cos \theta_1 - \\
 &- X_1 \sin \theta_1 + Y_1' \cos \theta_1' - X_1' \sin \theta_1') + (X_2 - X_2') H_1 - (Y_2 + Y_2') b_2 \\
 &+ \sum_{j=1}^3 c [(X_{2j} + X_{2j}') \sin \varphi_1 + (Y_{2j} + Y_{2j}') \cos \varphi_1] - [(l_1 - d_2 - b_{2j}) \times (Y_{2j} + Y_{2j}')] ; \\
 M_{\varphi_1} &= [l_1 - (d_2 + b_{2j})] \times (Y_{2j} + Y_{2j}') .
 \end{aligned}
 \tag{39}$$

Кінетична енергія автопоїзда, що має у своєму складі тяговий автомобіль і тривісний причіп, визначиться як

$$T = \frac{1}{2} (mV_C^2 + I\dot{\theta}^2 + m_1V_{C1}^2 + I_1\dot{\theta}_1^2) = \frac{1}{2} \{ m(V^2 + U^2) + I\omega^2 + I_1(\omega - \dot{\varphi}_1)^2 + m_1[V \cos \varphi_1 - (U - \omega \varepsilon) \sin \varphi_1]^2 \} \tag{40}$$

З урахуванням узагальнюючих сил і моментів та кінетичної енергії диференціальні рівняння автопоїзда з тривісним причепом записані у вигляді:

- для поздовжньої швидкості центра мас тягового автомобіля

$$\begin{aligned}
 (m + m_1)(\dot{V} - U\omega) + c\omega^2 m_1 - [m_1 d_1 [(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) \sin \varphi_1 - (\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \cos \varphi_1] = \\
 = -(X_1 \cos \theta_1 + Y_1 \sin \theta_1 + X_1' \cos \theta_1' + Y_1' \sin \theta_1') - (X_2 + X_2') - \sum_{j=1}^3 [(X_{2j} + X_{2j}') \times \cos \varphi_1 - (Y_{2j} + Y_{2j}') \sin \varphi_1] ;
 \end{aligned}$$

- для поперечної швидкості центра мас тягового автомобіля

$$\begin{aligned}
 (m + m_1)(\dot{U} - V\omega) - c\omega^2 m_1 - [m_1 d_1 \times [(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) \cos \varphi_1 + (\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_1] = \\
 = -(X_1 \sin \theta_1 - Y_1 \cos \theta_1 + X_1' \sin \theta_1' - Y_1' \cos \theta_1') + (Y_2 + Y_2') - \sum_{j=1}^3 (X_{2j} + X_{2j}') \times \sin \varphi_1 + (Y_{2j} + Y_{2j}') \cos \varphi_1 ;
 \end{aligned}$$

- для кутової швидкості тягового автомобіля

$$\begin{aligned}
 I\omega + [\dot{\omega} \varepsilon - (U + V\omega)] c m_1 + c m_1 d_1 \times [(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) \cos \varphi_1 + (\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_1] = \\
 = H (X_1 \cos \theta_1 + Y_1 \sin \theta_1 - X_1' \cos \theta_1' - Y_1' \sin \theta_1') + \varepsilon (X_1 + X_1') + a (Y_1 \cos \theta_1 - X_1 \sin \theta_1 + Y_1' \cos \theta_1' \\
 - X_1' \sin \theta_1') + [(X_2 - X_2') H_1 - (Y_2 + Y_2') b] - c \sum_{j=1}^3 [(X_{2j} + X_{2j}') \sin \varphi_1 + (Y_{2j} + Y_{2j}') \times \cos \varphi_1] ;
 \end{aligned}$$

- для причепа

$$[I_1 + m_1 d_1^2] \times (\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) + m_1 d_1 \times [(V - U\omega + c\omega^2) \times \sin \varphi_1 + (V\omega - \dot{U} - c\omega^2) \times \cos \varphi_1] = l_1 \sum_{j=1}^3 [(Y_{2j} + Y_{2j}') + M_1] . \tag{41}$$

Для знаходження траєкторій тягового автомобіля і причепа до динамічних рівнянь (41) слід додати кінематичні рівняння (25). Отримані рівняння будуть використані для визначення показників стійкості автопоїзда у різних режимах руху.

Висновки. Отримані залежності бічної сили і стабілізуючого моменту у плямі контакту шини з опорною поверхнею у формі Фіала. Показано, що відмінності у конструкціях автопоїздів з причепами категорії O_2 у більшості випадків визначаються відмінностями у конструкції причіпних ланок, оскільки конструкція тягових автомобілів залишається незмінною. З урахуванням цього автопоїзд, що розглядається, представлений двома модульними ланками. Диференціальні рівняння руху автопоїзда складені на основі загальних теорем механіки: про зміну головного вектора і головного моменту кількості руху. Отримані рівняння будуть використані для визначення показників стійкості автопоїзда у різних режимах руху.

Література.

1. Сахно В.П., Зав'ялова Л.І., Вакулич А.В., Сондак В.М. Про методи дослідження стійкості руху автомобіля у випадку значної розмірності вектора його стану // Вісник Центрального наукового центру Транспортної академії України. – 2000. – Вип. 3. – С. 83 – 85.
2. Добрин А.С. Дульцев В.С. Об устойчивости движения многоосных автомобилей относительно заданной траектории // Труды семинара по устойчивости и управляемости автомобилей. – М.: НАМИ, 1968. – Вып. 2. – С. 27 – 39.
3. Люст В.Я. Разработка методов расчета параметров устойчивости прямолинейного движения трехосных автомобилей. – Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М., 1969. – 23 с.
4. Сахно В.П., Вербицкий В.Г., Макаров В.А. Идентификация критического множества управляемых параметров модели автомобиля // Автомобильный транспорт: Сб. науч. трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – Вып. 13. – С.162 – 165.
5. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989. – 279 с.
6. Рокар И. Неустойчивость в механике. – М.: Изд-во иностр. лит., 1959. – 317 с.
7. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.
8. Хребет В.Г. Динамика маятниковых многозвенных систем с качением: Дис. ... канд. физ. – мат. наук: 01.02.01. – К., 1993. – 121 с.
9. Вербицкий В.Г., Лобас Л.Г. Бифуркации стационарных состояний в системах с качением при постоянных силовых возмущениях // Прикл. математика и механика. – 1994. – №5 – С. 165 – 170.
10. Вербицкий В.Г. Бифуркационные множества и катастрофы в многообразии стационарных состояний пневмоколесных машин // Прикл. механика. – 1995. – №3. – С. 89 – 95.
11. Fiala E. Seitenkrafte am rollenden Luftreifen / E. Fiala . VDI - Zeitschrift. - 1954.-№96. - S. 973-979. (92).
12. Вербицкий В. Г. До визначення нової математичної форми моделі Фіала пружного колеса / В.Г. Вербицкий, А.М. Єфименко, Р.А. Кулієв, Ю.М. Стрільник // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр.. Вип. 134/2012. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – Севастополь, 2012. - С. 127 – 130.
13. Вербицкий В.Г. К определению характеристик силового взаимодействия упругого пневматика с опорной поверхностью при постоянном угле увода /В.Г. Вербицкий, В.А. Банников, А.Н. Ефименко // Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції «Управління високошвидкісними рухомими об'єктами та професійна підготовка операторів складних систем» 27 – 28 листопада 2013 року, Кіровоград. – Вид-во КЛА НАУ, 2013. – С. 237 – 239.
14. Єфименко А. М. До питання аналізу моментів, що діють у силовому полі плями контакту шини з опорною поверхнею / А. М. Єфименко // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2013. - №3. - С. 85 - 89.
15. Справочник по математике (для научных работников и инженеров) / Г. Корн, Т. Корн. – М. Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1974. – 832 с.

Стаття надійшла до редакції 25.04.2018р.

УДК 621.436

В.Г. Петренко¹, С.В. Ковбасенко², П.О. Барабаш¹, А.С. Соломаха¹, А.В. Голик²¹ КПП ім. Ігоря Сікорського² Національний транспортний університет**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФАЗИ ВПОРСКУВАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ГАЗОДИЗЕЛЯ**

Встановлено, що реалізоване в розробленій газодизельній мікропроцесорній системі живлення динамічне керування фазою впорскування газового палива суттєво впливає на робочі процеси газодизеля. Показано, що змінюючи кут впорскування газу, залежно від навантажувального та швидкісного режимів, можна поліпшити енергетичні та екологічні показники газодизеля.

Ключові слова: дизель, газодизель, мікропроцесорна система живлення, фаза впорскування

**V. Petrenko, S. Kovbasenko, P. Barabash, A. Solomaha, A. Holyk
INVESTIGATION OF THE EFFECT OF THE GAS FUEL EXPRESSION PHASE ON THE INDICATORS OF THE GAZODIESEL'S WORK**

It was established that the dynamical control of the gas fuel injection phase realized in the developed gas-diesel microprocessor power system significantly influences the working processes of the gas diesel engine. It is shown that changing the angle of gas injection, depending on load and speed modes, it is possible to improve the energy and environmental parameters of gas diesel.

Key words: diesel engine, gas diesel engine, microprocessor power system, injection phase

Постановка проблеми. Дизель є одним із основних споживачів рідкого вуглеводного палива, запаси якого вичерпуються. За сучасних темпів зростання споживання палив нафтового походження, розвіданих запасів нафти вистачить приблизно на 50 років [1]. Для України, яка імпортує значну кількість сирової нафти та нафтопродуктів проблеми паливного забезпечення дизельних енергоустановок є особливо гострими.

Використання альтернативних екологічно чистих моторних палив дозволить вирішити зазначені проблеми [2-4]. В якості альтернативного моторного палива може успішно використовуватись стиснений природний газ (СПГ), який є більш екологічно чистим видом палива, а його ресурсів, за даними [5], вистачить на 100-150 років. Екологічний ефект, який отримується при згорянні природного газу в дизелях, це різке зменшення викидів частинок сажі (димність відпрацьованих газів дизеля), які є одними із основних носіїв токсичних та канцерогенних речовин. За сумарною екологічною безпекою газове паливо в сто разів ефективніше за дизельне паливо (ДП).

Таким чином, актуальність використання СПГ в якості моторного палива для дизелів незаперечна. Заміна ДП на стиснений природний газ здатна значно знизити собівартість транспортних перевезень і одночасно покращити екологію повітряного басейну населених пунктів і атмосфери в цілому.

Для практичної реалізації зазначених переваг використання газового палива, необхідна досконала та надійна універсальна газодизельна система живлення, яка б забезпечила ефективну роботу дизеля, як в стандартному дизельному, так і в газодизельному режимах.

За інжекторного способу подачі газу до дизеля (розподільне впорскування з фазним регулюванням) газодозуюча система суттєво відрізняється від класичної ежекційної, яка працює під дією розрідження. Робочі процеси в інжекторній системі недостатньо вивчені, не визначені оптимальні параметри як газового редуктора та його складових елементів, так і системи живлення в цілому.

Метою роботи є дослідження впливу зміни фази впорскування СПГ та визначення доцільних параметрів впорскування на паливно-економічні, екологічні та енергетичні показники роботи дизеля, що працює за газодизельним циклом.

Результати досліджень. Як відомо існує два способи подачі палива до циліндрів ДВЗ: дискретне та безперервне. Дискретне (циклове) дозування палива має істотну перевагу перед безперервним. При безперервному дозуванні необхідний діапазон зміни витрати палива дуже широкий ($G_{\text{пmax}}/G_{\text{пmin}} \approx 40$).

В цьому випадку при регулюванні витрати палива зміною пропускної спроможності дозуючого отвору (за постійного тиску палива) його переріз необхідно змінювати в 40 разів. При регулюванні витрати шляхом зміни тиску палива (за постійного перерізу дозуючого отвору) тиск

необхідно змінювати в 1600 разів. Практична реалізація цих двох способів пов'язана з певними труднощами.

У разі дискретного дозування палива діапазон необхідної зміни циклової подачі різко скорочується. В якості дозуючого елемента зручно застосовувати швидкодіючі клапани з електромагнітним керуванням - форсунки. Вони застосовуються у всіх сучасних системах впорскування з електронним управлінням. При постійному перепаді тиску на форсунці циклова витрата палива ΔG_p залежить тільки від тривалості відкриття клапана форсунки. Таким чином, весь комплекс керування паливоподачею зводиться до формування командного імпульсу певної тривалості.

Формування командного імпульсу є процесом обробки інформації датчиків системи. Сформований командний імпульс тривалістю t подається на обмотку форсунки.

В результаті попередніх експериментальних і аналітичних досліджень авторів встановлено, що поліпшення характеристик газодизелів досягаються при розподільному впорскуванні газу до циліндрів дизеля [6]. Тому в КПІ ім. Ігоря Сікорського у співпраці з Національним транспортним університетом розроблена газодизельна мікропроцесорна система живлення (МПСЖ), яка забезпечує роботу дизельних двигунів на суміші дизельного палива та стисненого природного газу за газодизельним циклом зі збереженням стандартної паливної системи [7]. В цій системі регулювання циклової подачі газу здійснюється електромагнітними газовими форсунками (ЕГФ), які встановлюють до впускних клапанів кожного циліндра двигуна. На рис. 1 приведені діаграми роботи системи газоподачі розробленої мікропроцесорної системи живлення МПСЖ на такті впуску першого циліндра дизеля Д-245.7 для $n=800\text{хв}^{-1}$, що дозволяє регулювати зміну кута впорскування газу (ФВГ – фазне впорскування газу).

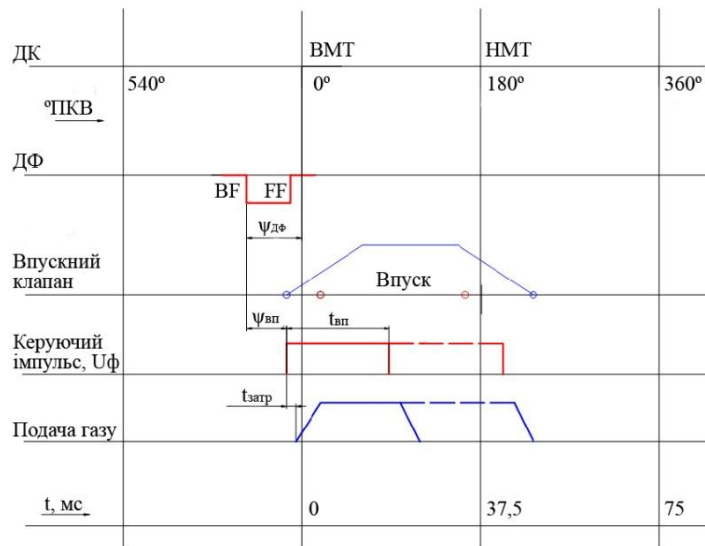


Рис. 1. Діаграми роботи елементів системи газоподачі МПСЖ

На рис. 1 показано: фазу впуску першого циліндра, що визначається відкритим станом впускного клапана, керуючий електричний імпульс, що подається на обмотку ЕГФ, момент циклової подачі газу, що впорскується ЕГФ.

Для забезпечення фазної подачі газу на валу привода паливного насоса високого тиску (ПНВТ) встановлено датчик фази (ДФ), положення якого визначається кутом $\Psi_{дф}$ відносно верхньої мертвої точки першого циліндра ДВЗ. Значення $\Psi_{дф}$ вимірюється після установки ДФ на двигуні і враховується мікропроцесорним блоком керування системою живлення газодизеля. Оскільки фізично можна реалізувати тільки затримку сигналів датчиків, то при встановленні ДФ треба виконати умову:

$$\Psi_{дф} \geq \Psi_{вп}$$

Очевидно, що оптимальні процеси ФВГ передбачають зміну поточного значення кута $\Psi_{вп}$ залежно від частоти обертання КВ двигуна n . Для цього в систему параметрів МПСЖ введена залежність $\Psi_{вп} = f(n)$, де: $\Psi_{вп}$ - кут відкриття газової форсунки відносно верхньої мертвої точки.

Принципово ФВГ може проходити впродовж всієї фази впуску, але існують оптимальні значення кута $\Psi_{вп}$ ($\Psi_{овп}$), за яких робочі процеси газодизеля найбільш ефективні, що може бути підтверджено при проведенні експериментальних досліджень.

Ще однією умовою повноцінної реалізації ФВГ є узгодження суперечливих вимог між обмеженою пропускною здатністю газової форсунки, часом впорскування і величиною циклової подачі газу на різних режимах дизеля. Використання газового редуктора-регулятора (ГРР) дозволить забезпечити живлення газових форсунок змінним тиском P_f , залежно від режиму роботи дизеля. ГРР за командним сигналом від мікропроцесорного блоку залежно від частоти n та навантаження встановлює на вході газових форсунок задане значення тиску P_f . Ця залежність визначається з умови:

$$\Psi_{вп} = \Psi_{овп}.$$

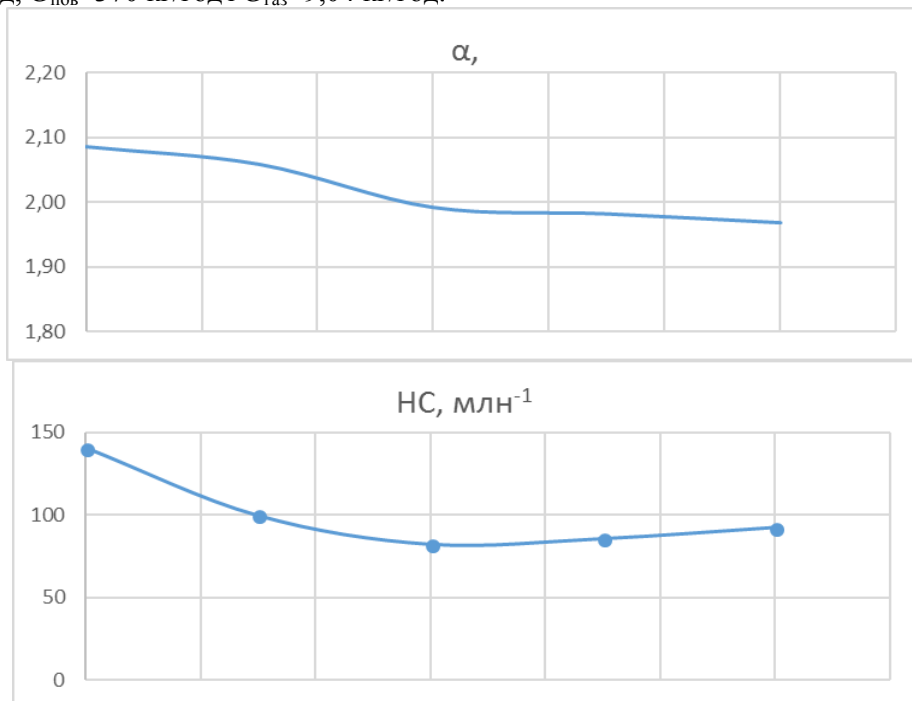
На стенді тягових властивостей автомобілів мод. 4918 VM було проведено дослідження впливу зміни фази впорскування газового палива ψ на екологічні, паливно-економічні та енергетичні показники вантажного автомобіля ГАЗ-3309 з дизелем, який обладнано розробленою МПСЖ. Для прикладу, на рис. 2, 3 наведено отримані характеристики для частоти обертання колінчастого вала $n=1600$ хв⁻¹.

Вміст вуглеводнів у ВГ при роботі за газодизельним циклом при $n_d = 1600$ хв⁻¹ зі збільшенням кута впорскування газового палива ψ зменшується до 78 млн⁻¹ при $\psi=15^\circ$, при подальшому збільшенні кута впорскування газового палива вміст вуглеводнів дещо збільшується. При $n=1600$ хв⁻¹ мінімальний вміст вуглеводнів спостерігається при значенні $\psi=15^\circ$ після верхньої мертвої точки.

Зі збільшенням кута впорскування газового палива ψ при $n=1600$ хв⁻¹ спостерігається збільшення тягового зусилля на колесі. При $n=1600$ хв⁻¹ та $\psi=15^\circ$ тягове зусилля на колесі складає 3,2 кН. При подальшому збільшенні кута ψ спостерігається незначне зменшення тягового зусилля на колесі.

Концентрації NO_x у ВГ при $n=1600$ хв⁻¹ зі збільшенням кута ψ збільшуються до максимуму і складають 1620 млн⁻¹ для кута $\psi=15^\circ$ і при подальшому збільшенні кута ψ концентрації NO_x у ВГ зменшуються до 1510 млн⁻¹ при значенні $\psi=30^\circ$.

Годинні витрати дизельного палива, повітря та газового палива при $n=1600$ хв⁻¹ зі збільшення кута ψ дещо збільшуються до максимуму. При $n=1600$ хв⁻¹ максимальні годинні витрати дизельного палива, повітря та газового палива спостерігаються при значенні $\psi=30^\circ$ $G_{дп}=3,7$ л/год, $G_{пов}=370$ кг/год і $G_{газ}=9,04$ кг/год.



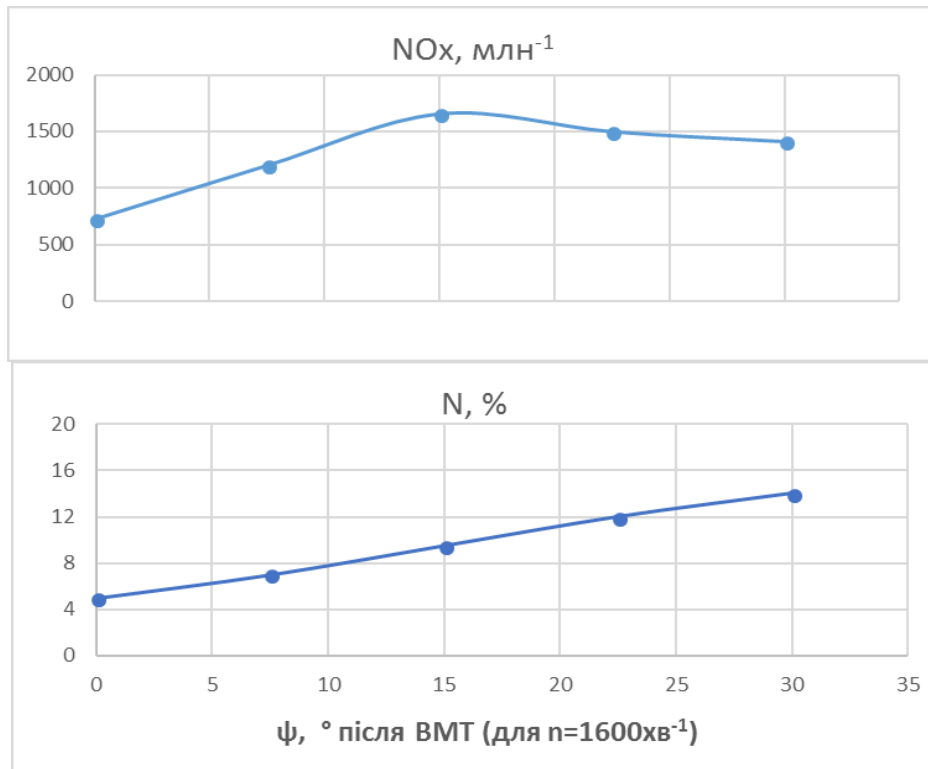
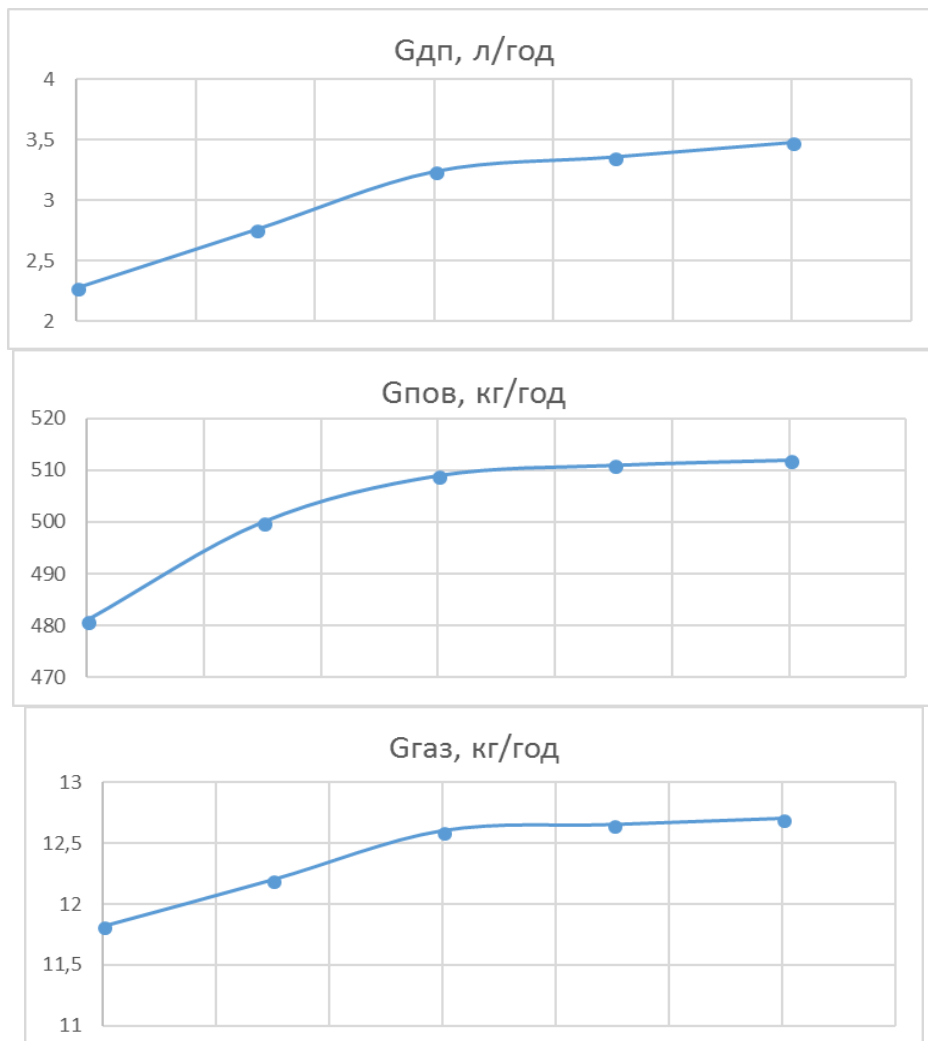


Рис. 2. Вплив зміни фази впорскування газового палива на екологічні показники дизеля при частоті обертання КВ $n=1600\text{хв}^{-1}$



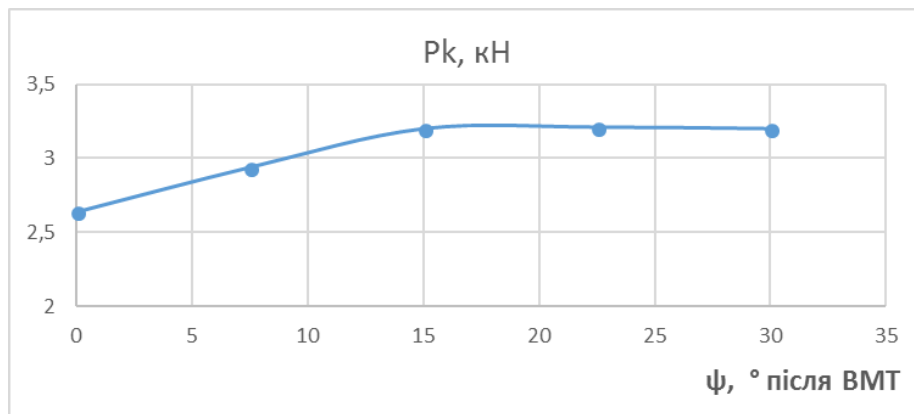


Рис. 3. Вплив зміни фази впорскування газопалива на паливно-економічні та енергетичні показники дизеля при частоті обертання КВ $n=1600 \text{ хв}^{-1}$

Подібні характеристики екологічних, паливно-економічних та енергетичних показників отримано при частоті обертання колінчастого вала $n_d = 1300 \text{ хв}^{-1}$.

Отже, зміна кута впорскування газопалива ψ дозволяє отримати доцільні значення паливно-економічних, екологічних та енергетичних показників дизеля в залежності від режиму його роботи.

Висновки. Досліджено вплив зміни фази впорскування газопалива ψ до впускного колектору дизеля на екологічні, паливно-економічні та енергетичні показники. Встановлено доцільні значення кута впорскування ψ для двигуна Д245.7, за яких спостерігається поліпшення показників роботи газодизеля. Визначено наступні значення кута впорскування ψ для швидкісних діапазонів: при $n=1000 \dots 1600 \text{ хв}^{-1}$ $\psi=30 \dots 40^\circ$ після верхньої мертвої точки; при $n=1600 \dots 2500 \text{ хв}^{-1}$ $\psi=0 \dots 30^\circ$ після верхньої мертвої точки.

Використання розробленої МПСЖ з визначеними доцільними параметрами впорскування дозволяє поліпшити паливно-економічні, екологічні та енергетичні показники автомобіля з дизелем, що працює за газодизельним циклом.

Перелік посилань

1. BP statistical review of world energy // bp.com [сайт]. [2017]. URL: <https://www.bp.com/content/dam/bp/en/corporate/pdf/energy-economics/statistical-review-2017/bp-statistical-review-of-world-energy-2017-full-report.pdf>. – BP, June 2017.
2. Хачиян А. С. Использование природного газа в качестве топлива для автомобильного транспорта / А. С. Хачиян // Двигателестроение.-2002.-№1. с.34-36.
3. Стативко В. Л. Формирование рынка альтернативных видов моторных топлив / В. Л. Стативко, А. В. Строганов // Газовая промышленность.-2007.-№4.-с.17-19.
4. Ковбасенко С. Переобладнання дизеля в газодизель, як можливість розширення паливної бази автомобільного транспорту/ С.Ковбасенко, В.Петренко, С.Гутаревич, А.Голик// Вісник. Науково-технічний збірник №1 (37). Серія «Технічні науки». НТУ. – К: 2017. – с.154-160
5. CIA. The World Factbook // cia.gov [сайт]. [2017]. URL: <https://www.cia.gov/library/publications/resources/the-world-factbook/fields/2250.html#163>
6. М.О. Дикий, В.Г. Петренко, А.С. Соломаха, В.В. Рябов, Є.В. Устименко Газодизельна система живлення автомобільного двигуна з мікропроцесорним керуванням // Наукові нотатки (Міжвузівський збірник). – 2011. – Випуск 31. – с.120-123.
7. Ковбасенко С.В. Визначення раціональних ПД-параметрів регулятора газодизельної мікропроцесорної системи живлення / С.В. Ковбасенко, В.Г. Петренко, А.В. Голик, С.Ю. Гутаревич // Автошляховик України. Науково-технічний збірник. – К., ДП «ДержавтотрансНДІпроект» 2018. – Вип. № 1.

Рецензент:

Кравченко О.П., доктор технічних наук, Житомирський державний технологічний університет, завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій, Житомир, Україна

УДК 629.11

О.М. Пилипенко, І.А. Шльончак, В.Ю. Васильченко*Черкаський державний технологічний університет***ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОЗИ ОЗОНУ НА ФІЗИКО-ХІМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ
БЕНЗИНУ**

Проведені комплексні теоретичні та експериментальні дослідження впливу дози озону на основні фізико-хімічні властивості бензину. Встановлені істотні зміни в процесі згоряння вуглеводневих палив як результат відмінних властивостей озонованого бензину від характеристик бензину не обробленого озоном.

Ключові слова: бензиновий двигун, озон, озонований бензин, фізико-хімічні властивості бензину, процес згоряння.

А.М. Пилипенко, І.А. Шленчак, В.Ю. Васильченко**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДОЗЫ ОЗОНА НА ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА
БЕНЗИНА**

Проведены комплексные теоретические и экспериментальные исследования влияния дозы озона на основные физико-химические свойства бензина. Установлены существенные изменения в процессе сгорания углеводородных топлив как результат отличных свойств озонированного бензина от характеристик бензина не обработанного озоном.

Ключевые слова: бензиновый двигатель, озон, озонированный бензин, физико-химические свойства бензина, процесс сгорания.

A. Pylypenko, I. Shlionchak, V. Vasylchenko**THE REASERCH OF THE INFLUENCE OF THE DOSE OF OZONE ON PHYSICO-
CHEMICAL PROPERTIES OF GASOLINE**

Complex theoretical and experimental reaserch of the influence of the ozone dose on the basic physical and chemical properties of gasoline have been carried out. Significant changes were made in the process of combustion of hydrocarbon fuels as a result of the excellent properties of ozonized gasoline from the characteristics of gasoline not treated with ozone.

Keywords: gasoline engine, ozone, ozonized gasoline, physicochemical properties of gasoline, combustion process.

Постановка проблеми. Стрімкий розвиток автомобільного транспорту (АТ) на всіх етапах характеризується поліпшенням споживчих властивостей автомобіля, у тому числі зниженням максимально допустимого вмісту токсичних речовин у відпрацьованих газах (ВГ) двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ). Це пояснюється значними темпами приросту на існуючій дорожній мережі України загальної кількості автомобілів (від 5 до 15% щорічно останнім часом) термін експлуатації яких більше нормативного [1, 2].

Сьогодні в Україні більше ніж 31% із загальних забруднень навколишнього середовища припадає саме на автомобільний транспорт. Внесок АТ в сумарні викиди шкідливих речовин у містах України складає біля 80% загального забруднення основу якого складають автомобілі з бензиновими двигунами, головним чином з карбюраторними системами живлення, чи системами впорскування, які не відповідають сучасним екологічним вимогам. Така ситуація в нашій державі спонукає на застосування комплексних підходів з метою обмеження токсичності існуючого парку автомобілів та покращення його паливної економічності за рахунок озонування вуглеводневих палив [3, 4].

Відомо, що основна маса токсичних сполук у ВГ автомобілів виникає внаслідок неповноти згоряння нафтового палива. Особливо необхідно відмітити вплив структури вуглеводнів, що входять до складу такого палива, їх кількісного і якісного складу на вміст шкідливих речовин у ВГ. Існуючі методи згоряння традиційних палив інтенсифікують цей процес. Однак, вони мало впливають на хімічну структуру вуглеводнів в період їх передполуменової підготовки. Це, в свою чергу, не дозволяє істотно підвищити коефіцієнт використання енергії палива.

Одним із шляхів вирішення даної проблеми є застосування озонного методу інтенсифікації процесу горіння паливо-повітряної суміші. Підготовка палива до згоряння шляхом дозування озону дає можливість підвищувати економічні і екологічні показники ДВЗ. Це здійснюється за рахунок синтезу кисневмісних сполук в рідкій фазі під час дозування озону-повітряної суміші в паливо. Суть процесу такої активації полягає в утворенні в об'ємі палива під дією озону вуглеводневих іон – радикалів, які є набагато реакційно здатними, ніж неактивовані вуглеводні палива. Підвищення кількості вуглеводневих іон – радикалів сприяє ефективнішому перемішуванню палива з киснем, що призводить до зниження градієнта концентрації за киснем у

будь-якому елементарному об'ємі паливо - повітряної суміші. У свою чергу це сприяє підвищенню швидкості та повноти проходження послідовно-паралельних реакцій підготовки палива до згоряння. Синтез таких кисневмісних органічних сполук призводить до утворення ряду проміжних органічних з'єднань, що підвищує октанове число без використання шкідливих антидетонаторів (тетраетилсвінець, метанол, метилтретбутиловий ефір та ін.). Очевидно, що фізико-хімічні властивості озонованого бензину змінюються в залежності від дози озону [5, 6].

Таким чином активація палива шляхом озонування потребує проведення додаткових досліджень впливу різних доз озону на фізико-хімічні властивості бензину.

У зв'язку з цим **метою роботи** є визначення фізико-хімічних властивостей озонованого бензину в залежності від дози озону в ньому.

Результати досліджень. Згоряння палива – це процес, що обумовлює корисну роботу двигуна, так як при цьому відбувається перетворення хімічної енергії палива в теплову, а потім – в механічну. Теплоту згоряння палива можна визначити на підставі даних його елементарного складу. Найбільш вдалим щодо простоти і точності є формули Д. І. Менделєєва з емпірично підібраними коефіцієнтами. Таким чином нижча теплота згоряння H_H товарного бензину може бути визначена за формулою (1), кДж/кг:

$$H_H = 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) \quad (1)$$

де С, Н, О, S, H₂O - вміст в паливі вуглецю (0,855), водню (0,145), кисню (0), сірки, води відповідно, %;

Отже, значення нижчої теплоти згоряння товарного бензину склало 43,93 МДж/кг. Відомо, що молекулярна маса озону дорівнює 48 г/моль. Якщо врахувати, що озонований бензин містить $C = 24$ г/моль, $H = 6$ г/моль і $O_3 = 48$ г/моль та знехтувати вмістом води, то масова частка вуглецю, водню та кисню буде дорівнювати 30,76 %, 7,692 %, 61,53 %, відповідно. Тоді в 1 кг озонованого бензину міститься $C=0,308$ кг, $H=0,077$ кг та $O_3=0,615$ кг. Після розрахунків за формулою (1) значення теплоти згоряння для озонованого бензину склало 30,8 МДж/кг, що значно менше, ніж у бензині необробленого озonom.

На рис. 1 показана залежність відносної зміни нижчої теплоти згоряння озонованого бензину від дози озону (g_{O_3}), яка розрахована з використанням формули (2).

$$H_{HO_3} = H_{H_6}(1 - g_{O_3}) + H_{H_6O_3} = H_{H_6} (1 - 0,0298 \cdot g_{O_3}) \quad (2)$$

Густина озонованого бензину на основі товарного бензину визначається за наступною залежністю:

$$\rho_{O_3} = \rho_6 + g_{O_3}(\rho_{6O_3} - \rho_6) \quad (3)$$

де ρ_{6O_3} - густина бензину обробленого озonom, кг/ м³;

ρ_6 - густина необробленого бензину, кг/ м³;

g_{O_3} - доза озона, г/кг.

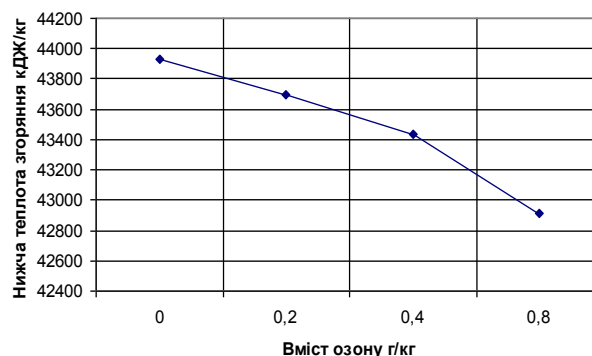


Рис. 1. Залежність нижчої теплоти згоряння бензину від дози озону

Результати розрахунків за формулою (3) у вигляді графічних залежностей представлені на рис. 2. Встановлено, що густина бензину прямо пропорційна дозі озону в ньому. Найбільше значення густини бензину (771 кг/м^3) відповідає $0,8 \text{ г/кг}$ озону.

Дослідження передбачали визначення кількості повітря, в стехіометричній суміші, на 1 кг товарного бензину, яка може бути визначена за залежністю (4), кмоль:

$$l_{O_2} = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = 0,5119 \quad (4)$$

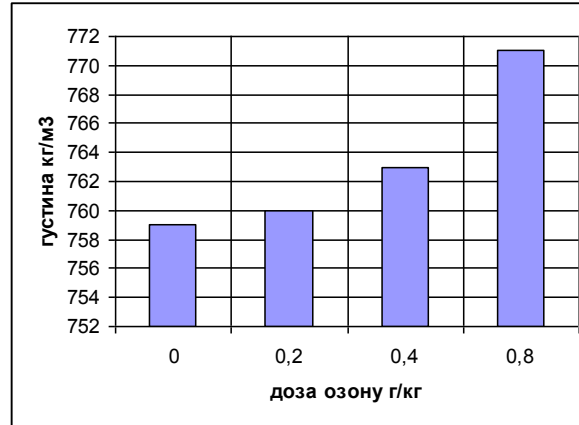


Рис. 2. Залежність густини бензину від дози озону

За допомогою формули (5) було встановлено, що стехіометрична кількість повітря (кмоль) на 1 кг озонованого бензину складає:

$$l_{O_3} = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{0,308}{12} + \frac{0,077}{4} - \frac{0,615}{48} \right) = 0,152 \quad (5)$$

Необхідно зазначити, що з підвищенням дози озону в бензині відбувається зменшення стехіометричної кількості повітря на 1 кг палива. Якщо теоретично необхідна маса повітря для згоряння 1 кг товарного бензину складає $14,95 \text{ кг}$, то для згоряння 1 кг озонованого бензину цей показник склав $3,57 \text{ кг}$:

$$l_{O_2O_3} = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3}C + 8H - O_3 \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,308 + 8 \cdot 0,077 - 0,615 \right) = 3,57 \quad (6)$$

Значно нижче значення теоретично необхідної кількості повітря для повного згоряння 1 кг обробленого палива озonom, у порівнянні з необробленим, обумовлена наявністю в його складі атомарного кисню. Необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг озонованого бензину в залежності від дози озону g_{O_3} , була визначена за формулою (7), кмоль, а її графічна інтерпретація зображена на рис. 3:

$$l_{OO_3} = l_{O_2}(1 - g_{O_3}) + l_{O_2O_3} g_{O_3} = l_{O_2}(1 - 0,076 g_{O_3}) \quad (7)$$

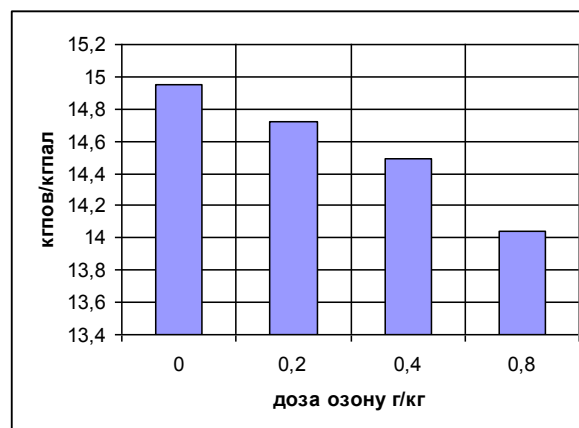


Рис. 3. Залежність відносної зміни стехіометричної кількості повітря для згоряння 1 кг бензину від дози озону.

В роботі передбачалось визначення теплоти випаровування озонованого бензину у порівнянні з товарним, яка визначалась за залежністю:

$$Q_{\text{вип. } O_3} = Q_{\text{вип. } \text{б}} + Q_{\text{вип. } \text{б}} \cdot g_{O_3} \quad (8)$$

де $Q_{\text{вип. } \text{б}}$ – теплота випаровування товарного бензину обробленого різною дозою озону.

На рис. 4 показана залежність відносної зміни теплоти випаровування озонованого бензину $Q_{\text{вип. } \text{б}}$ від дози озону, розрахована з використанням формули 8. Видно, що зі збільшенням дози озону в бензині теплота випаровування зростає. Очевидно, це можна пояснити наявністю в такому бензині атомарного кисню, який інтенсифікує процес згоряння.

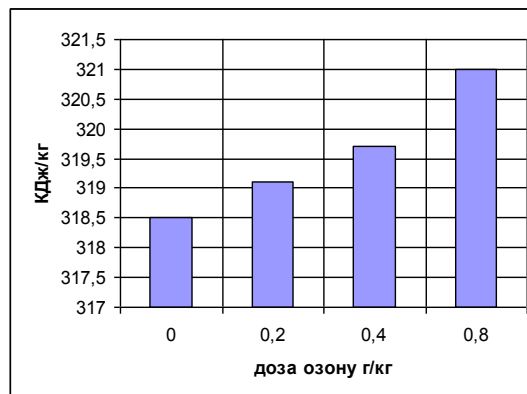


Рис. 4. Залежність відносної зміни теплоти випаровування озонованого бензину від дози озону

Висновки. В результаті проведених досліджень було встановлено, що наявність озону в товарному бензині істотно впливає на його фізико-хімічні властивості. При чому зі збільшенням дози озону нижча теплота згоряння палива та стехіометрична кількість повітря знижується, а густина бензину та теплота випаровування – підвищується.

1. Булатов М. И. Практическое руководство по фотометрическим методам анализа. Булатов М. И., Калинин И. П. – Л.: «Химия», 1986. – 432 с.
2. Експериментальні дослідження екологічних показників двигуна автомобіля ГАЗ – 3110 з обробкою палива озоном / Васильченко В.Ю. Громико А.В., Пилипенко О.М., Столяренко Г.С. – Черкаси: Вісник ЧДТУ, 2010. – №2. – С. 109 – 113.
3. Глазирин А.В., Грачев В.В. Снижение токсичности автомобильных двигателей: Учебное пособие. – Курган: Изд-во Курганского гос. Ун-та, - 2000. – 98 с.
4. Екологія та автомобільний транспорт: Навчальний посібник / Ю.Ф. Гутаревич, Д.В. Зеркалов, А.Г. Говорун, А.О. Корпач, Л.П. Мержиєвська. – К.: Арістей, 2006.-292 с.
5. Синтез системы зажигания автомобиля, работающего на озонированном топливе / Васильченко В.Ю., Пилипенко А. М., Подгорный Н.В., Пилатов А.Ю. – Минск: «Наука и техника». БНТУ, 2015. – № 1. – С. 48 - 52.
6. Оцінка паливної економічності дизеля в умовах експлуатації / Васильченко В.Ю Пилипенко О. М., Семенов В.Г., Шльончак І.А. – Черкаси: Вісник ЧДТУ, 2011. – №1. – С. 100 – 104.

Рецензент:

Вашенко В.А., доктор технічних наук, професор, Черкаський державний технологічний університет, завідувач кафедри фізики, Черкаси, Україна.

УДК 621.43+621.43.016.4+681.518+629.113+656.3.44.083

Д.С. Погорлецький

Херсонька державна морська академія

**ОРГАНІЗАЦІЯ ЗАСТОСУВАННЯ ЗАСОБІВ ПОЛЕГШЕННЯ ПУСКУ ДВИГУНІВ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ, ПРАЦЮЮЧИХ НА ЗРІДЖЕНОМУ ГАЗОВОМУ ПАЛИВІ**

В роботі розглянуті відомі засоби полегшення пуску двигунів транспортних засобів (ТЗ) та результати дослідження прогріву ТЗ обладнаного газобалонним обладнанням в умовах експлуатації. Приведені способи полегшення пуску двигунів ТЗ, працюючих на зрідженому газовому паливі в умовах низьких температур. Описана структура вимірального комплексу для дослідження роботи ТЗ з двигуном, обладнаним системою впорскування газового палива і системою теплової підготовки, в умовах експлуатації засобами ITS.

Ключові слова. Транспортний засіб, температура, пуск двигуна, двигун внутрішнього згорання, зріджене газове паливо, вимірний комплекс, фазоперехідний тепловий акумулятор, система моніторингу параметрів технічного стану.

Д.С. Погорлецький

**ОРГАНИЗАЦИЯ ПРИМЕНЕНИЯ СРЕДСТВ ОБЛЕГЧЕНИЯ ПУСКА ДВИГАТЕЛЕЙ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ, РАБОТАЮЩИХ НА СЖИЖЕННОМ ГАЗОВОМ ТОПЛИВЕ**

В работе рассмотрены известные средства облегчения пуска двигателей транспортных средств (ТС) и результаты исследования прогрева ТС оборудованного газобаллонным оборудованием в условиях эксплуатации. Приведены способы облегчения пуска двигателей ТС, работающих на сжиженном газовом топливе в условиях низких температур. Описана структура измерительного комплекса для исследования работы ТС с двигателем, оборудованным системой впрыска газового топлива и системой тепловой подготовки, в условиях эксплуатации средствами ITS.

Ключевые слова. Транспортное средство, температура, пуск двигателя, двигатель внутреннего сгорания, сжиженное газовое топливо, измерительный комплекс, фазопереходный тепловой аккумулятор, система мониторинга параметров технического состояния.

D.S. Pogorletsky

**ORGANIZATION OF APPLICATION OF MEANS OF FACILITATING THE START-UP OF
ENGINES OF VEHICLES OPERATING ON LIQUEFIED GAS FUEL**

In the paper, known means of facilitating the start-up of vehicle engines (TC) and the results of a vehicle warm-up study equipped with gas-cylinder equipment under operating conditions are discussed. Methods for facilitating the start-up of fuel-gas engines operating on liquefied gas fuel in low-temperature conditions are given. The structure of a measuring complex for the investigation of the operation of a vehicle with an engine equipped with a gas fuel injection system and a thermal preparation system, under the conditions of ITS operation, is described.

Keywords. Vehicle, temperature, engine start, internal combustion engine, liquefied gas fuel, measuring complex, phase-change thermal battery, monitoring system for technical condition parameters.

Постановка проблеми. Метою дослідження є урахування особливостей застосування засобів полегшення пуску двигунів транспортних засобів (ТЗ), працюючих на зрідженому газовому паливі при використанні систем теплової підготовки транспортних двигунів у складі фазоперехідних теплових акумуляторів. Дослідження спрямовано на поліпшення паливної економічності та екологічних показників ТЗ шляхом заміни системи живлення з розподіленням впорскуванням бензину на газове паливо для забезпечення передпускового і після пускового прогрівання в умовах експлуатації.

Ефективність застосування засобів полегшення пуску двигунів ТЗ, працюючих на зрідженому газовому паливі, а саме фазоперехідного теплового акумулятора (ФТА), напряму залежить від своєчасності і контрольованості теплових процесів, це потребує наявності моніторингу параметрів роботи двигуна ТЗ. Для цього доцільно враховувати інформацію системи OBD (On Board Diagnostic), інформацію отриману скануванням пам'яті електронного блоку керування (ЕБК) ТЗ спеціальними технологічними засобами (за наявності) [1,2].

Умови експлуатації ТЗ, працюючих на зрідженому газовому паливі та навколишнє середовище можуть вносити невизначеність та випадковість вихідних даних, та змінювати характер взаємодії між складовими частинами агрегатів та систем ТЗ. Особливості умов експлуатації ТЗ, які полягають у протяжності, різноманітності і складності, можуть бути автоматизовані в сучасних інформаційних системах засобами інтелектуальних транспортних систем (ITS) [3]. Більшість завдань в процесі автоматизації мають інформаційну складову оцінювання: дорожні умови експлуатації ТЗ, в частині стану і типу дорожнього покриття, їх

моніторинг; прогнозування можливих аварійних ситуацій; транспортні умови в частині насиченості і інтенсивності руху, особливостей режиму і швидкості руху ТЗ; атмосферно-кліматичних умов експлуатації ТЗ тощо.

Аналіз літературних джерел показав, що найбільш простим, розповсюдженим та ефективним способом полегшення пуску двигунів транспортних засобів є підігрівання охолоджуючої рідини за допомогою спеціальних пристроїв [4]. Тому можливо вважати, що розробка систем теплової підготовки і адаптація їх до умов експлуатації ТЗ для полегшення пуску транспортних двигунів, працюючих на зрідженому газовому паливі, вважається актуальною задачею. Широко відомі три групи передпускових підігрівачів: автономні рідинні, неавтономні електричні та теплові акумулятори фазового переходу. Аналізом також не було виявлено раніше проведених досліджень структури вимірювального комплексу для дослідження роботи транспортного засобу з двигуном, обладнаним системою впорскування газового палива і системою теплової підготовки, в умовах експлуатації засобами ITS і відповідно, не розроблявся для цього вимірювальний комплекс, який забезпечує дистанційний моніторинг параметрів стану ТЗ засобами ITS. У роботах [1,2] представлені конструктивні схеми елементів вимірювального комплексу для автоматичного управління тепло накопиченням та передпусковим прогрівом двигуна внутрішнього згорання. У роботі [3] описано інтелектуальний вимірювальний комплекс для дистанційного керування працездатністю ТЗ в умовах експлуатації, але для роботи газового двигуна ТЗ з тепловим акумулятором в процесі теплової підготовки дослідження комплексу не проводились.

Виклад основного матеріалу. У порівнянні з використанням бензину, використання зрідженого нафтового газу в якості палива, у зв'язку з його невисокою вартістю і екологічністю, є економічно вигідним. Недоліком застосування зрідженого газового палива на транспорті є утруднений запуск двигуна ТЗ в умовах експлуатації при низьких температурах навколишнього середовища. Після встановлення газобалонного обладнання (ГБО) на ТЗ відмовитися від використання традиційного палива (бензина) неможливо, адже прогрів відбувається безпосередньо на ньому. Здійснення запуску двигуна ТЗ відразу на газу і його робота в режимі холостого ходу буде некоректна, або навіть не можлива, адже газ повинен випаровуватись, а редуктор-випарник ГБО ще не підігрівся охолоджуючою рідиною з системи охолодження двигуна ТЗ до необхідної температури. Процес пуску двигуна ТЗ, працюючого на зрідженому газовому паливі в умовах низьких температур навколишнього середовища ускладнений тим, що редуктор-випарник газової системи живлення потрібно попередньо підігріти для достатнього випаровування газового палива до температури 40 - 55 °С. Примусова передпускова тепла підготовка двигуна ТЗ за допомогою ФТА до відповідної температури не тільки полегшує його пуск, але і прискорює післяпускове прогрівання, знижуючи знос деталей, а також сприяє зниженню витрати палива на прогрів у післяпусковий період.

Проаналізувавши існуючі в ТЗ засоби і методи визначення параметрів технічного стану, сучасне обладнання та інформаційні можливості ITS, автором запропонований варіант схеми інформаційного обміну між елементами системи вимірювань для здійснення дистанційного дослідження роботи ТЗ, обладнаного системою впорскування газового палива і системою теплової підготовки з ФТА, в умовах експлуатації засобами ITS, що показаний на рис. 1.

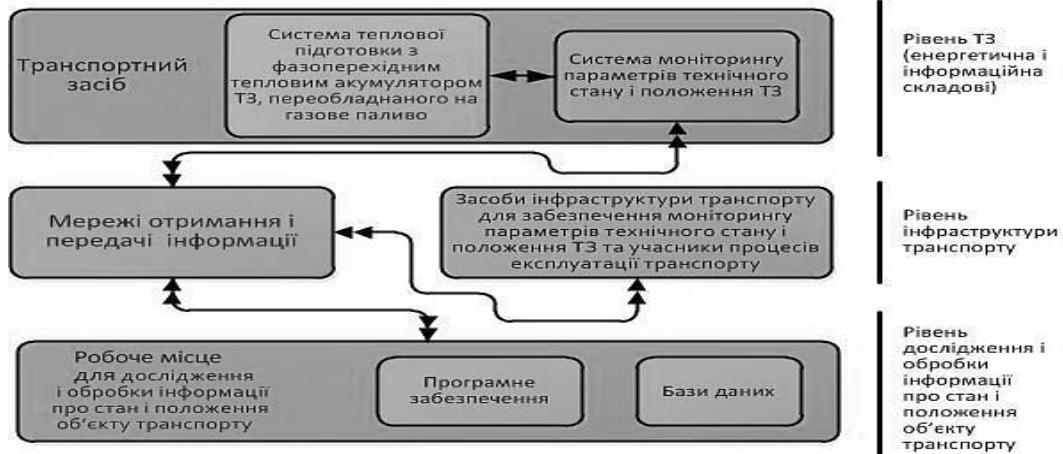


Рис. 1. Схема інформаційного обміну між елементами системи вимірювань для здійснення дистанційного дослідження роботи ТЗ

Особливістю запропонованої схеми є багаторівнева побудова механізму отримання і обробки інформації про параметри технічного стану, в залежності від функціональної належності ТЗ і його параметрів, умов експлуатації [5], особливостей конструкції та засобів інформаційного забезпечення процесів дослідження [3].

На рівні ТЗ (рис. 1) інформаційний обмін здійснюється між елементами електронного блоку керування (ЕБК) транспортного засобу, елементами ЕБК системи впорскування зрідженого газового палива, через OBD - рознімання - з елементами системи моніторингу параметрів технічного стану (СМПТС) і положення ТЗ. Для дослідного ТЗ СМПТС включає в себе: штатні датчики двигуна і ТЗ, штатні датчики системи подачі газового палива, ЕБК транспортного двигуна і ЕБК системи подачі газового палива, лінії системи стандарту OBD-II, адаптер (сканер) OBD-II [2]. За допомогою ліній системи стандарту OBD-II і вказаного вище OBD –роз'єму інформація про параметри технічного стану ТЗ поступає на встановлений в дослідженні адаптер OBD-сканер. В результаті інформаційної взаємодії зі з'єднаним пристроєм, за допомогою Bluetooth, Wi-Fi або USB, з транзитним сервером СМПТС [3] до мереж отримання і передачі інформації рівня інфраструктури транспорту передається отримана від ТЗ інформація.

Для обґрунтування поставленої задачі і способу її вирішення в Херсонській державній морській академії (ХДМА) на кафедрі експлуатації суднових енергетичних установок було проведено експериментальне дослідження. За мету ставилась фіксація процесів прогрівання двигуна ТЗ у змінних умовах експлуатації за варіантами: прогрів зупиненого ТЗ в режимі холостого ходу (х.х.), прогрів зупиненого ТЗ в режимі х.х. з підключенням навантаження (електричні споживачі), прогрів зупиненого ТЗ в режимі х.х. з підключенням теплообмінника прогріву салону ТЗ (пічки), короточасний прогрів зупиненого ТЗ в режимі х.х. і в русі, прогрів ТЗ в русі. В процесі дослідження фіксувались параметри технічного стану двигуна ТЗ і його положення, а саме температура охолоджуючої рідини системи охолодження, частота обертання, температура повітря на впуску, температура каталізатора тощо. Всього 32 параметри технічного стану. В якості дослідного ТЗ було обрано KIA Magentis 2.0 5МКПП з двигуном G4GC, обладнаного газобалонним обладнанням 4-покоління (газовий редуктор Tomasetto AT-09 Alaska, форсунки Napa, блок керування STAG, температура (за температурою охолоджуючої рідини) запуску газової апаратури 40 °С). Моніторинг параметрів технічного стану проводилась за допомогою розробленого вимірювального комплексу [5]. Загальний вигляд елементів бортової системи моніторингу параметрів технічного стану (СМПТС) і положення ТЗ для дослідження роботи ТЗ, в умовах експлуатації засобами ITS зображені на рис. 2.



а)



б)

Рис. 2. Загальний вигляд елементів бортової системи моніторингу параметрів технічного стану (СМПТС) і положення ТЗ для дослідження роботи ТЗ, в умовах експлуатації засобами ITS: автомобіль KIA Magentis 2.0 5МКПП (а); бортовий діагностичний сканер - адаптер Scanmaster ELM327 (б)

Фрагмент звіту (робоче вікно) про результати проведеного дослідження – прогрів зупиненого ТЗ в режимі х.х. (2 хвилини) і в русі показаний на рис. 3, результати зміни параметрів технічного стану ТЗ в процесі прогрів зупиненого ТЗ в режимі х.х. (2 хвилини) і в русі показані на рис. 4.

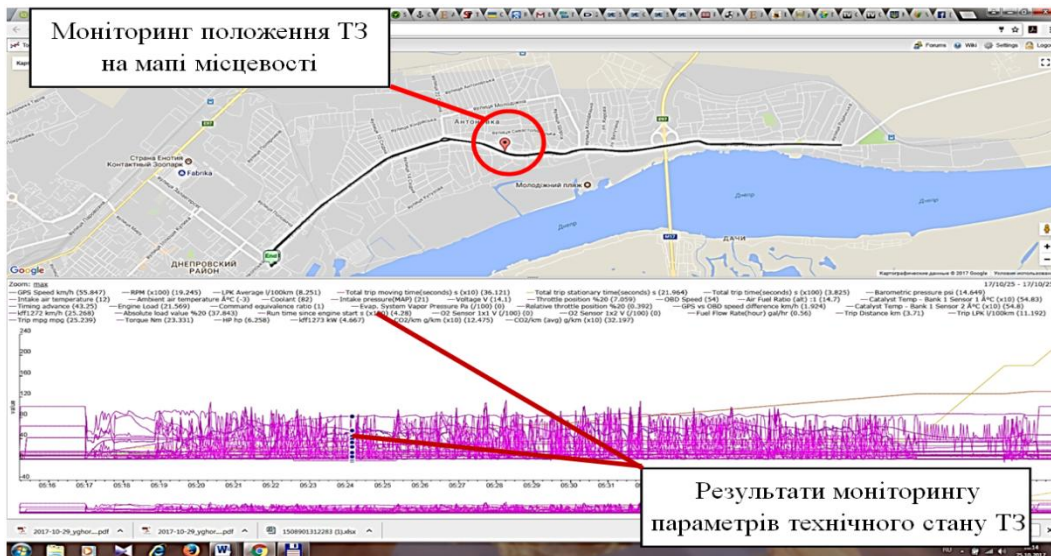


Рис. 3. Фрагмент звіту про результати дослідження прогріву ТЗ засобами моніторингу параметрів технічного стану

В результаті проведеного дослідження, для прикладу, було встановлено, що фактичний час прогріву транспортного двигуна до температури 85°C при температурі навколишнього середовища 8°C (прогрів зупиненого ТЗ в режимі х.х. (2 хвилини) і в русі) склав 8,2 хв (рис.4). Експериментально була отримана температура включення газової апаратури на ТЗ в умовах експлуатації 66°C . Аналогічні результати були отримані і при всіх інших варіантах прогрівання ТЗ в умовах експлуатації.

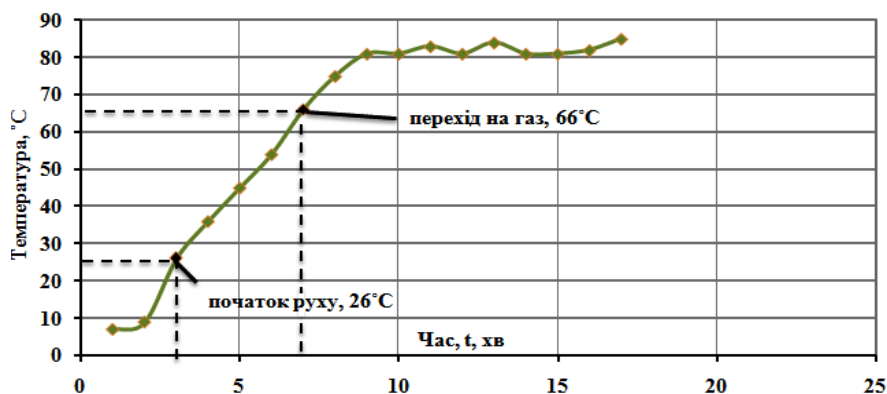


Рис. 4. Результати зміни температури ТЗ в процесі прогріву зупиненого ТЗ

Це дозволяє зробити попередній висновок, що бензинові двигуни транспортних засобів, які обладнанні газобалонним обладнанням 4-го покоління не можуть забезпечити достатнього прогріву усієї системи охолодження двигуна ТЗ для своєчасного переходу на газове паливо (включення системи ГБО). Для забезпечення одночасного з пуском переходу транспортного двигуна на зріджене газове паливо (ГБО 4-го покоління) при низьких температурах навколишнього середовища, вважаємо доцільним застосування в системі охолодження двигуна ТЗ технічних засобів полегшення пуску двигунів працюючих на зрідженому газовому паливі, а також для забезпечення одночасної передпускової і післяпускової теплової підготовки системи охолодження двигуна і газового редуктора-випарника. Звертаючи увагу на отримані експериментальні результати буде доцільним продемонструвати декілька засобів для виконання передпускової і післяпускової теплової підготовки ТЗ працюючих на зрідженому газовому паливі. Рідинні автономні опалювачі фірм «Webasto» і «Eberspächer». Компанією AC S.A. запропоновано підігрівач газового редуктора STAG R01 CS.

В результаті реалізації завдання, поставленого в статті, пропонується у якості засобу полегшення пуску двигунів транспортних засобів, працюючих на зрідженому газовому паливі використання фазоперехідного теплового акумулятора в системі охолодження двигуна ТЗ

працюючого на зрідженому газовому паливі, та за рахунок цього підтримувати температуру системи охолодження при зупиненому транспортному двигуні, в межах обумовлених заводською інструкцією температур газового редуктора, для запуску на зрідженому газовому паливі, тобто не нижче +40...55°C при низьких температурах навколишнього середовища, а при зменшенні температури теплоносія в тепловому акумуляторі - підтримання її у встановлених межах за рахунок теплоти відпрацьованих газів двигуна ТЗ шляхом здійснення його роботи при періодичному чередуванні зупинки та роботи (циклічний режим).

Висновки. На основі проведеного дослідження параметрів технічного стану в умовах експлуатації двигунів транспортних засобів, працюючих на зрідженому газовому паливі та способів передпускового прогріву двигунів транспортних засобів з використанням фазоперехідного теплового акумулятора було зроблено висновок, що розробка та використання подібних систем моніторингу і прогріву транспортних двигунів є перспективним для використання на транспорті. Обґрунтовано склад системи моніторингу параметрів технічного стану і положення для дослідження роботи транспортного засобу, обладнаного системою впорскування газового палива і системою теплової підготовки на основі фазоперехідного теплового акумулятора, з можливістю дистанційної реєстрації і виводу отриманих результатів на віддалений комп'ютер засобами ITS при проведенні експериментальних досліджень.

1. Волков В.П., Мырхалыков Ж.У., Грицук И.В., Никонов О.Я., Сатаев М.И., Волков Ю.В., Саипов А.А. Интеллектуальные и телематические технологии на транспорте / Под ред. доктора технических наук. профессора В.П. Волкова – Шымкент: Изд-во ЮКГУ им. М. Ауэзова, 2016. – 508 с.

2. Интеллектуальные системы управления работоспособностью автомобилей / В.П. Волков, В.П. Матейчик, И.В. Грицук, Ю.В. Волков / Под редакцией Волкова В.П. – Харьков: Майдан, 2016. – 504 с.

3. Гутаревич Ю.Ф. Обґрунтування структури вимірювального комплексу для дослідження роботи двигуна внутрішнього згорання транспортного засобу з системою прогріву й тепловим акумулятором в процесі пуску і прогріву / Ю.Ф.Гутаревич, Грицук І.В., Адров Д.С., Комов А.П., ТРІФОНОВ Д.М. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 10 (1053). – с.55-62.

4. Теплові акумулятори фазового переходу для транспортних засобів: параметри робочих процесів: монографія / В.Д. Александров, Ю.Ф. Гутаревич, І.В. Грицук, Ю.В. Прилепський, В.А. Постніков, А.М. Гушин, Д.С. Адров, В.С. Вербовський, З.І. Краснокутська – Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (Донецьке відділення), 2014.- 230 с.

5. Грицук І.В. Особливості формування предметної області і інформаційної системи оцінювання параметрів технічного стану транспортного засобу в умовах експлуатації / І.В. Грицук, Т.П. Білоусова, Ю.В. Грицук, Ю.В. Волков // Вісник Херсонського національного технічного університету, №3 (62), т.1, Херсон, 2017 - С. 302-306

УДК 339.137.2:656.13

В.А. Познаховський, О.Г. Кірічок, М.Д. Швець*Національний університет водного господарства та природокористування***ПОРІВНЯННЯ МЕТОДІВ ОЦІНЮВАННЯ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ ПІДПРИЄМСТВ АВТОМОБІЛЬНОГО ТРАНСПОРТУ**

У статті досліджено існуючі методи оцінки забезпечення належного рівня конкурентоспроможності автотранспортного підприємства. Запропоновано розширену класифікацію методичних підходів оцінки конкурентоспроможності автотранспортного підприємства. Сформульовано переваги та недоліки систематизованих груп методів та доведено необхідність застосування найбільш оптимальної методики. Доведено необхідність використання різних методів оцінки конкурентоздатності залежно від: мети проведення оцінювання; сфери бізнесу; наявної інформації; кількості часу, відведеного для ухвалення рішення.

Ключові слова: конкурентоспроможність, конкуренція, конкурентні переваги, стратегія, методи оцінки.

В.А.,Познаховский, А.Г. Киричок, М.Д. Швец**СОПОСТАВЛЕНИЕ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ПРЕДПРИЯТИЙ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА**

В статье исследованы существующие методы оценки обеспечения надлежащего уровня конкурентоспособности автотранспортного предприятия. Предложено расширенную классификацию методических подходов оценки конкурентоспособности автотранспортного предприятия. Сформулированы преимущества и недостатки систематизированных групп методов и доказана необходимость применения наиболее оптимальной методики. Доказана необходимость использования различных методов оценки конкурентоспособности в зависимости от: цели проведения оценки; сферы бизнеса; имеющейся информации; количества времени, отведенного для принятия решения.

Ключевые слова: конкурентоспособность, конкуренция, конкурентные преимущества, стратегия, методы оценки.

V. Poznakhovskiy, O. Kirichok, M. Shvets**COMPARISON OF METHODS FOR ASSESSING OF ROAD TRANSPORT ENTERPRISES' COMPETITIVENESS**

The article analyzes the existing methods for assessing the provision of an adequate level of competitiveness of a motor transport enterprise. An expanded classification of methodical approaches for assessing the competitiveness of an automobile enterprise is proposed. The advantages and disadvantages of the systematized groups of methods are formulated and the necessity of applying the most optimal methodology is proved. The necessity of using various methods of assessing competitiveness is proved, depending on: the purpose of the evaluation; the sphere of business; available information; the amount of time allocated for the decision.

Keywords: competitiveness, competition, competitive advantages, strategy, methods of evaluation.

Постановка проблеми. Конкурентоспроможність автотранспортних підприємств багато в чому залежить від досконалого володіння ринковою інформацією, вміння своєчасно враховувати фактори ризику і невизначеності у господарській діяльності.

Однак, в умовах становлення ринкового конкурентного середовища в Україні та зростання ролі конкурентоспроможності підприємств як основного критерію, що забезпечує ефективність виробництва, відсутні єдині науково-методологічні основи її виміру та оцінки. Це ускладнює дослідження діяльності суб'єктів господарювання і визначення ролі та місця кожного підприємства в галузі.

Теоретичним витокам та прикладним аспектам оцінки конкурентоспроможності підприємства присвячені дослідження таких вчених, як В. Гайдук, А. Гончарук, О. Гудзинський, В. Дикань, І. Должанский, Т. Загорна, Л. Квятковська, О. Коковіхіна, Л. Костюк, Д. Погребняк, М. Портер, С. Савчук, О. Янковий та інші.

Дослідження показують, що в даний час існує багатоваріантність та неоднозначність підходів щодо оцінки конкурентоспроможності підприємства, кожен з яких спирається на вибір відповідного критерію та показників. Так, О. Коковіхіна аналізує термін «конкурентоспроможність підприємства» в порівняльному аспекті [1, с. 89-90]; О. Капліна, Д. Зайченко пропонують оцінювати його з точки зору процесного підходу [2, с. 27]; Н. Купріна – як систему оціночних характеристик, яка дозволяє йому ефективно функціонувати на споживчому ринку на більш вигідних, порівняно з конкурентами, умовах, що сприяє ефективному управлінському процесу, просуванню продукції та збуту її на ринку [3, с. 570]; деякі науковці – як агрегований показник конкурентних можливостей та здатності оперативно реагувати та

приспосовуватися до чинників мінливого зовнішнього середовища [4, с. 232-233]. На думку Д. Погребняка, конкурентоспроможність підприємства може бути визначена як комплексна характеристика, яка відображає ступінь переваги сукупності оціночних показників діяльності підприємства, що визначають успіх на ринку за певний проміжок часу щодо сукупності показників конкурентів [5, с. 45]. Ряд науковців розглядають конкурентоспроможність через призму соціально-економічної системи, яка матеріалізована у формі товару чи послуги і визначається в процесі стратегічної діяльності підприємства [6, с. 45].

Кожен з авторів пропонує власну класифікацію існуючих методів оцінки, які різняться за своєю сутністю, алгоритмами отримання стандартизованих показників та можливістю використання в динаміці. Проте автори ще не прийшли до єдиної думки щодо визначення категорії «конкурентоспроможність»; поки що не існує в завершеному вигляді єдиної науково обгрунтованої системи показників, що дозволяє оцінити конкурентоспроможність суб'єктів господарювання. Багато теоретичних і прикладних питань з формування конкурентоспроможності підприємств через їх багатогранність і складність залишаються маловивченими й невирішеними, тому потребують подальшого дослідження і науково-методичного обгрунтування, що і обумовлює актуальність даної статті. У зв'язку з цим **метою роботи** є аналіз існуючих методів оцінки конкурентоспроможності автотранспортних підприємств, систематизація і характеристика основних груп даних методів і на основі практичних прикладів довести необхідність використання різних методів оцінки.

Результати досліджень. В існуючій практиці дослідження конкурентоспроможність автотранспортного підприємства часто визначається показниками, що характеризують його виробничий потенціал і результати діяльності та зводиться до можливості використання усіх видів ресурсів ефективнішим, ніж конкуренти, способом. Тобто акцент робиться, в основному, на чинниках внутрішнього середовища підприємства.

Однак конкурентоспроможність є комплексною категорією, що формується під впливом цілої низки факторів внутрішнього і зовнішнього середовища, які діють у взаємозв'язку і взаємозалежності.

Якщо елементи внутрішнього середовища впливають на конкурентоспроможність безпосередньо, то вплив зовнішніх умов не завжди помітний відразу. Проте вивчення зовнішнього оточення дозволяє оперативно реагувати на загрози, що з'являються на ринку, і розробляти заходи, здатні не лише їх врахувати, а й уникнути, отримавши з цієї ситуації нові вигідні можливості. При цьому дослідження елементів внутрішнього середовища дає змогу оцінити здатність автотранспортного підприємства швидко реагувати на дії конкурентів, залучаючи наявні резерви. В табл. 1 наведені основні фактори впливу на конкурентоспроможність з групуванням їх на елементи внутрішнього та зовнішнього середовища.

Таблиця 1

Фактори впливу на конкурентоспроможність автотранспортного підприємства

Елементи	Характеристика
Елементи внутрішнього середовища	
Виробничі можливості	Виробничий потенціал
Система обліку	Облікова політика на підприємстві; облік запасів, незавершеного виробництва, готової продукції тощо.
Маркетингові дослідження	Рівень врахування та задоволення потреб та можливостей споживачів; вихід на вільні ніші ринку
Система постачання	Терміновість і надійність поставок; можливість швидкої переорієнтації на інші види сировини
Логістика і збут	Наявність власних каналів розподілу, мережі фірмових магазинів, рівень збутових витрат
Фінансові можливості	Вільні ресурси підприємства і співвідношення між власними і запозиченими коштами; доступ до фінансових ресурсів
Інформаційні ресурси	Наявність баз даних; можливість їх постійного оновлення
Місце знаходження	Наявність розвинутої інфраструктури; відстань до постачальників і споживачів
Організаційна структура	Здатність швидкої передачі управлінського рішення до виконавця і можливості контролю за виконавцем

Елементи зовнішнього середовища	
Державна політика	Ступінь участі країни у світових інтеграційних процесах; напрямки зовнішньої політики, стан і напрямки реформ; пріоритети розвитку країни; стабільність обраного курсу
Соціальні умови	Структура робочої сили; рівень підготовки фахівців; ціна робочої сили; співвідношення між категоріями працівників; рівень зайнятості; культурний рівень розвитку суспільства
Економічні умови	Середній рівень заробітної плати; податки і пільги; інфляція; інвестиційний потенціал країни; рівень розвитку галузей
Природно-ресурсний потенціал	Рівень забезпечення економіки власними природними ресурсами; рівень від'ємного екологічного навантаження; стан ресурсів
Правове середовище	Гармонійність законодавчої бази, спрямування на розвиток; дієвість нормативних актів
Монополізація економіки	Загальний рівень концентрації продавців; антимонопольне регулювання; вертикальна інтеграція
Ринкова інфраструктура	Стан банківського і страхового обслуговування; розгалуженість, насиченість транспорту; розвиток посередницьких організацій

Для успішного функціонування автотранспортного підприємства необхідно регулярно здійснювати оцінку його конкурентоспроможності. Така оцінка дає можливість визначити сильні та слабкі сторони автотранспортного підприємства, виявляти його приховані потенційні можливості і відповідно до цього максимального удосконалювати його стратегію функціонування, приймати раціональні управлінські рішення, розробляти заходи щодо розвитку конкурентних переваг та адаптувати підприємство в мінливих умовах господарювання, що дає можливість перемагати в конкурентній боротьбі.

Аналіз існуючих у сучасній літературі теоретичних підходів до оцінки конкурентоспроможності підприємств дає підстави для їх класифікації на дві основні групи: аналітичні і графічні (метод, що базується на теорії життєвого циклу, метод конкурентних стратегій Ж.-Ж. Ламбена, багатокутник профілів та ін.). Методи такої оцінки різних об'єктів можна класифікувати за двома основними критеріями: за ступенем об'єктивності (суб'єктивності) результатів оцінки та за підходом до оцінки – якісна чи кількісна. До якісних методів оцінки конкурентоспроможності відносять моделі оцінки конкурентних сил, матричні, методи аналізу (п'ятифакторна модель та «національного ромба» М. Портера, SWOT-аналіз, STEP-аналіз, матриця VCG). Узагальнюючи наукові дослідження з цього питання, можемо представити класифікацію всієї сукупності методів (табл. 2).

Таблиця 2

Класифікація методів оцінки конкурентоспроможності підприємства

Класифікаційна ознака	Групи методів оцінки конкурентоспроможності підприємства
За способом оцінки	Якісні, кількісні
За способом відображення кінцевого результату	Матричні, графічні, індексні, аналітичні, комплексні, логістичні
За можливістю прийняття управлінських рішень	Поточні, стратегічні
За напрямом формування інформаційної бази	Критеріальні, експертні
Залежно від об'єкта оцінки	Оцінка конкурентоспроможності персоналу, організації, продукції
Залежно від мети оцінки	Визначення конкурентних переваг, позиціонування у групі, динаміка позицій у групі

За статусом методи оцінки конкурентоспроможності автотранспортного підприємства є науковими, вони мають рекомендаційний характер і не є обов'язковими для їх застосування. Державних методик оцінки рівня конкурентоспроможності підприємств в Україні донині не існує і це, як справедливо зазначають окремі фахівці, є однією з причин низького рівня управління конкурентоспроможністю.

Поряд з цим, існує ряд моделей, за допомогою яких можна визначити рівень конкурентоспроможності продукції.

Рейтингові моделі оцінки конкурентоспроможності підприємства ґрунтуються на:

- 1) визначенні системи показників оцінки результатів економічної діяльності підприємства;
- 2) їх стандартизації (приведення до порівняльної шкали та надання ваги окремим показникам);
- 3) розрахунку єдиного інтегрального показника – рейтингової оцінки стану діяльності підприємства;
- 4) ранжування підприємства за величиною рейтингу та визначення його місця (статусу) в межах певної сфери діяльності або релевантного ринку.

Найважливішими моментами рейтингових систем оцінювання є відбір показників результатів господарської діяльності підприємства та визначення «ваги» того чи іншого показника в загальній рейтинговій оцінці.

Методика розрахунку «індекса мікроекономічної конкурентоспроможності», яка розроблена групою вчених Інституту стратегії та конкурентоспроможності Гарвардської школи бізнесу (США) під керівництвом М. Портера, ґрунтується на концепції конкурентоспроможності, згідно з якою конкурентна стратегія та якість бізнес-середовища є вирішальними у формуванні конкурентних переваг підприємства. Згідно з нею субіндекс «діяльність і стратегія компаній» розраховується на основі 16 показників, а субіндекс «якість бізнес-середовища» – 31 показника. У розрахунках цих субіндексів «вага» (вплив) першого визначається коефіцієнтом 0,37, а другого – 0,63.

Найбільш суттєвим недоліком рейтингових систем оцінювання конкурентоспроможності, як зазначають їхні опоненти, є надмірне використання експертних методів. І вибір критеріїв відбору субіндексів, і визначення вагових коефіцієнтів в цих системах повністю залежать від суб'єкта оцінювання, що суттєво знижує об'єктивність узагальнюючого висновку.

Метод оцінювання конкурентоспроможності підприємства на основі розрахунку ринкової частини ґрунтується на уявленні, згідно з яким між часткою і рентабельністю існує такий сильний кореляційний зв'язок, що його існування, як зазначає Р. Мінітер, доходить до «релігійних переконань». Згідно з цим підходом ринкова частка підприємства – це питома вага його бізнес-операцій в загальному обсязі операцій на даному ринку. Оцінювання конкурентоспроможності за показником ринкової частки підприємства супроводжується виділенням певних стандартних положень та віднесенням підприємства до класу аутсайдерів, середняків, лідерів або так званих «пацієнтів», «сірих мишей», «слонів» та «бегемотів».

Модель оцінки конкурентоспроможності на основі норми споживчої вартості ґрунтується на визначенні обсягу потреб потенційних споживачів та їх зіставленні з реальними властивостями певного товару. Інакше кажучи, «формула споживчої вартості – це співвідношення між сумою властивостей товару та сферою потреб у цих властивостях товару». Оцінювання конкурентоспроможності за цією моделлю передбачає детальну сегментацію ринків за певними ознаками та розрахунок узагальнюючого показника конкурентоспроможності підприємства. Як і в межах рейтингових систем, модель оцінки конкурентоспроможності підприємства на основі споживчої вартості ґрунтується виключно на експертному підході, що суттєво знижує об'єктивність узагальнюючого висновку.

Модель оцінки конкурентоспроможності на основі положень теорії ефективної конкуренції базується на ресурсній парадигмі конкурентного успіху і передбачає оцінку ефективності використання матеріальних, фінансових, інтелектуальних та управлінських ресурсів підприємства, які поділяються на певні групи з відповідними показниками та коефіцієнтами вагомості. Модель оцінювання конкурентоспроможності на основі положень теорії ефективної конкуренції більш широко охоплює ресурсні джерела формування конкурентоспроможності, проте, як і попередні моделі, вона ґрунтується виключно на суб'єктивній (бальній) оцінці ресурсних джерел, що також знижує об'єктивність оцінювання.

Графічні моделі оцінювання конкурентоспроможності передбачають побудову певних матриць, або «поля оцінювання», поділ їх на квадранти (зони), які відповідають певному рівню конкурентоспроможності, та визначення конкурентного статусу підприємства. Графічним інструментом порівняння стану функціонування підприємства та його конкурентів є побудова багатокутників конкурентоспроможності – у вигляді векторів-осей, зіставлення яких дозволяє виявити слабкі та сильні сторони підприємства. Для кількісного вимірювання цих сторін також використовується експертний підхід – метод шкалювання. Загальним недоліком графічних методів

є їх функціональна обмеженість: вони дозволяють сформулювати певні висновки щодо напрямків підвищення конкурентоспроможності підприємства, але не забезпечують головного – інтегральної оцінки реального рівня конкурентоспроможності підприємства.

Аналіз наведених методів оцінки конкурентоспроможності підприємства вказує на наявність розбіжностей не тільки методологічного характеру, а й підходу до формування переліку показників. У ряді моделей для оцінки конкурентоспроможності пропонується використання одного показника (метод ринкової частки), в інших – двох або більше показників.

Необхідно зазначити, що конкурентоспроможність автотранспортного підприємства може визначатися на основі різних методичних підходів, таких, як матричні, індексні, критеріальні, експертні, графічні, розрахункові та комбіновані [7].

Вибір методу оцінки конкурентоспроможності залежить від того, хто та з якою метою цю оцінку проводить. Наприклад, узагальнити ситуацію на автотранспортному підприємстві і на ринку, побачити шанси та загрози допомагає *SWOT-аналіз*, що будується на основі визначення слабких і сильних сторін підприємства і його конкурентів. Процес такого аналізу охоплює три етапи: ідентифікацію сильних і слабких сторін; ідентифікацію шансів і загроз та відображення їх з точки зору слабких і сильних сторін підприємства; пошук можливості діяти на межі відповідних характеристик підприємства і його конкурентів.

Даний метод оцінки конкурентоспроможності автотранспортного підприємства рекомендується застосовувати в умовах обмеженості існуючої інформації та часу для прийняття рішень, він має на меті дослідити у взаємозв'язку такі групи факторів: сильні сторони, слабкі сторони, можливості, загрози. Побудована на основі проведеного дослідження матриця дає змогу проаналізувати парні комбінації сильних і слабких сторін з можливостями і загрозами, а також виявити пріоритетні сфери ділової активності та сформувати управлінські акценти.

Для дослідження зовнішнього середовища автотранспортного підприємства та розроблення заходів щодо мінімізації впливу негативних факторів та можливості використання позитивних факторів розвитку підприємства рекомендується застосовувати *STEP (PEST)-аналіз*, назва якого сформувалася за початковими буквами англійських слів: суспільство, технологія, економіка, політика. Даний метод здійснюється за схемою «чинник-підприємство». Результати аналізу оформлюються у вигляді матриці, на горизонтальній осі якої визначаються чинники макросередовища, на вертикальній – сила їхнього впливу в балах, рангах або інших одиницях виміру.

Основною особливістю PEST-аналізу є оцінка макросередовища функціонування підприємства, при цьому зовсім не враховується стан мікросередовища, що і обумовлює обмеженість його використання.

Одним із найбільш цікавих комплексних методів оцінювання конкурентоспроможності, що дозволяє визначити конкуренту позицію підприємства на ринку порівняно із його стратегічними конкурентами, виступає *побудова багатокутників конкурентоспроможності*. Цей метод передбачає графічне відображення оцінок становища підприємства і конкурентів із найбільш значущих напрямів діяльності, зображених у вигляді векторів-осей. При побудові піраміди конкурентоздатності на радіальних осях відображаються розраховані показники підприємства.

Графічний метод оцінки конкурентоздатності автотранспортного підприємства, на нашу думку, є найбільш універсальним тому, що дозволяє вибирати номенклатуру параметрів, що оцінюються, виходячи з інформаційних можливостей, рівня кваліфікації експертів, ступеня спеціалізації виробництва. Такий методичний підхід дає можливість аналізувати вплив окремих чинників, що забезпечують конкурентне положення підприємства на ринку, а також оцінювати можливі наслідки їх зміни в майбутньому. Багатокутник конкурентоспроможності може служити базою для побудови імітаційної моделі ринкової рівноваги в конкурентному середовищі.

Висновки. Тривала практика діяльності суб'єктів господарювання в умовах жорсткої конкуренції на внутрішньому та зовнішньому ринках привела до усвідомлення того, що неможливо запропонувати єдиної методики оцінювання рівня конкурентоспроможності автотранспортного підприємства, що може застосовуватися для усіх випадків. У практичних ситуаціях, особливо в умовах доступності різних видів інформації, корисно застосовувати різні методичні підходи, аналізувати їх результати і вибирати найбільш прийнятний варіант, зваживши всі показники. Описані вище методи різняться за своєю сутністю, базою формування показників конкурентоспроможності. Вибір показників оцінювання конкурентоспроможності автотранспортного підприємства, методики в цілому залежить від багатьох факторів: мети проведення оцінювання, сфери бізнесу, наявної інформації, постановки проблеми, переваг особи,

що приймає рішення, кількості часу, відведеного для ухвалення рішення, професійної підготовки особи, що приймає рішення.

1. Коковіхіна О.О. Систематизація основних категорій формування конкурентоспроможності підприємства / О.О. Коковіхіна // Вісник економіки транспорту і промисловості. – 2009. – № 26. – С. 88-93.
2. Каплина О., Зайченко Д. Оценка конкурентоспособности предприятия на основе процессного подхода / О. Каплина, Д. Зайченко // Маркетинг. – 2005. – № 4. – С. 24-38.
3. Куприна Н.М. Конкурентоспособность деятельности предприятия: виды и уровень / Н.М. Куприна // I Міжнародна наук.-практ. конф., зб. наук. праць «Формування ринкової економіки». – К. : КНЕУ, 2011. – С. 564-571.
4. Конкурентоспроможність підприємств в умовах ринкової економіки: у 3-х томах: Т. 3: Галузеві особливості конкурентоспроможності в умовах глобалізації: монографія / Т.Л. Мостенська, В.Я. Омельченко, О.О. Красноруцький, Ю.В. Ушкаренко, Н.С. Скопенко та ін.; За заг. ред. О.В. Захарченка, М.А. Зайця, В.С. Ніценка. – Одеса : ВМВ, 2015. – 572 с.
5. Погребняк Д.В. Методи діагностики конкурентоспроможності підприємства / Д.В. Погребняк // Проблеми підвищення ефективності інфраструктури: Зб. наук. праць. – 2011. – Вип. 32. – С. 45-51.
6. Гудзинський О.Д. Управління формуванням конкурентоспроможного потенціалу підприємств (теоретико-методологічний аспект) : монографія / О.Д. Гудзинський, С.М. Судомир, Т.О. Гуренко; Інститут підготовки кадрів державної служби зайнятості України. – К. : ІПК ДСЗУ, 2010. – 212 с.
7. Дикань В.Л. Методичні підходи до оцінки конкурентоспроможності підприємства / В.Л. Дикань, Т.В. Пономарьова // Вісник економіки транспорту і промисловості. Серія «Економіка». – 2011. – Вип. 36. – С. 100-105.

Рецензент:

Налобіна О.О., доктор технічних наук, професор, професор кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин та обладнання, Національний університет водного господарства та природокористування, Рівне, Україна.

УДК 662.93

М.М. Скалига¹, М.В. Рудинець¹, В.С. Вербовський²¹ Луцький національний технічний університет² Інститут газу, НАН України**КОНЦЕПЦІЯ ВИКОРИСТАННЯ В ІНФРАСТРУКТУРІ АВТОМОБІЛЬНОГО
ТРАНСПОРТУ СПАЛЮЮЧИХ ПРИСТРОЇВ З ПРОТИТОЧНОЮ СХЕМОЮ
ГАЗООБМІНУ**

Представлено концепцію використання в інфраструктурі автомобільного транспорту спалюючого пристрою з протиточною схемою газообміну як локального джерела теплової енергії і засобу утилізації сміття та відходів. Даний етап досліджень переслідував мету розробки спалюючих пристроїв з протиточною схемою газообміну та рециркуляцією частини димових газів. Аналіз результатів досліджень показав можливість покращення параметрів паливної економічності та екологічності спалюючого пристрою даного типу порівняно з класичними.

Ключові слова: підігрів, виробничі приміщення, двигун, автотранспортне підприємство, інфраструктура автомобільного транспорту, супутні ланки інфраструктури автомобільного транспорту, придорожні кафе, підприємства громадського харчування, побутові відходи, технологічні відходи, економія палива, екологічність, піролізне спалювання, протиточна схема газообміну, рециркуляція частини димових газів.

Н.Н. Скалыга, Н.В. Рудинец, В.С. Вербовский

**КОНЦЕПЦИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ИНФРАСТРУКТУРЕ АВТОМОБИЛЬНОГО
ТРАНСПОРТА СЖИГАЮЩИХ УСТРОЙСТВ С ПРОТИВОТОЧНОЙ СХЕМОЙ
ГАЗООБМЕНА**

Представлена концепция использования в инфраструктуре автомобильного транспорта сжигающего устройства с противоточной схемой газообмена как локального источника тепловой энергии и средства утилизации мусорных отходов. Данный этап исследований преследовал цель разработки сжигающих устройств с противоточной схемой газообмена и рециркуляцией части дымовых газов. Анализ результатов исследований показал возможность улучшение параметров топливной экономичности и экологичности сжигающего устройства по сравнению с классическими

Ключевые слова: подогрев, производственные помещения, двигатель, автотранспортное предприятие, инфраструктура автомобильного транспорта, сопутствующие звенья инфраструктуры автомобильного транспорта, придорожные кафе, предприятия общественного питания, бытовые отходы, технологические отходы, экономия топлива, экологичность, пиролизное сжигание, противоточная схема газообмена, рециркуляция части дымовых газов.

M.M. Skalyga, M.V. Rudynets, V.S. Verbovskiy

**THE CONCEPTION ON THE USING INTO THE ROAD TRANSPORT INFRASTRUCTURE
OF THE COUNTER CURRENT GAS EXCHANGE LOCAL BURNING DEVICES**

This article is devoted to the conception on the using into the road transport infrastructure of the counter-current gas exchange local burning and waste disposal devices. This phase of research pursued the goal of determining of the counter-current and recirculating part of the flue gases combustion devices. The research results analysis confirmed the improvement in fuel efficiency and environmental friendly parameters of this burning device type in comparison with the classical burning devices.

Keywords: heating, industrial premises, engine, motor company, road transport infrastructure, road transport infrastructure associated links, roadsides café, catering service points, household waste, technological waste, fuel economy, environmental friendliness, pyrolytic burning, counter-current gas exchange, recirculating part of the flue gases.

Постановка проблеми. На сьогоднішній момент часу в системах охолодження автомобільних двигунів в якості охолоджуючої рідини широко застосовуються різноманітні антифризи і ГОСОЛі. Це продиктовано цілою низкою експлуатаційних факторів, головним з яких, у контексті даного дослідження, є властивість вказаних рідин запобігати руйнуванню двигуна при замерзанні. В той же час таким охолоджуючим рідинам притаманний один досить суттєвий недолік на відмінку від підготовленої води – значно вища вартість. Крім того, пуск холодного двигуна тягне за собою низку негативних моментів, пов'язаних не лише із зростанням витрати палива та токсичності відпрацьованих газів (ВГ), а й з підвищенням зношуванням основних вузлів двигуна внаслідок недостатнього змащування.

Ці та інші причини спонукають власників автомобілів обладнувати місця парковки різноманітними системами підігріву двигуна, здатними підтримувати відповідний тепловий режим. І якщо для одиничних автомобілів характерним є застосування різного роду систем електропідігріву, при чому, за звичай, передстартового, то для автотранспортних підприємств

(АТП) – повітряного, водо- та паро підігріву, що функціонують протягом всього часу парковки. Частковим випадком є застосування так званих автомобілів-термосів, що здійснюють заправку систем охолодження запаркованих автомобілів гарячою робочою рідиною [1].

Крім того, в холодну пору року виникають проблеми з обладнанням виробничих приміщень (місць закритого зберігання автомобілів, спеціалізованих майстерень, ремонтних зон та ін..) джерелами теплової енергії під час їх використання для опалювання та підтримання постійної температури у цих приміщеннях.

Аналіз вищевказаного показує, що на автомобільному транспорті широко застосовуються різноманітні системи підігріву та прогріву двигунів автомобілів під час парковки, що дозволяють тою чи іншою мірою вирішити економічні та екологічні питання. Однак, всім цим системам притаманний спільний суттєвий недолік -- повна залежність від зовнішніх (штатних) джерел енергопостачання.

В свою чергу, підприємства інфраструктури автомобільного транспорту, АТП, СТО та інші, є джерелом накопичення відходів та сміття різноманітних видів: сезонного, від прибирання території зон озеленення, твердих побутових відходів (ТПВ), технологічних відходів, що вилучаються під час сухого прибирання у складі комплексу прибирально-мийних робіт (ПМР). Такі види технологічних відходів є причиною значних і постійних витрат на їх утилізацію за межами підприємств.

Майже ті самі проблеми стосуються і підприємств, що є супутніми ланками інфраструктури автомобільного транспорту: придорожні кафе, підприємства громадського харчування, кемпінги тощо.

На АТП чи СТО для вивезення вищезгаданих відходів та сміття можуть бути задіяні транспортні засоби, що входять до структури самих підприємств: основний рухомий склад (наприклад, спеціалізованих комунальних АТП (КАТП)); гаражна служба, відділ головного механіка тощо. Це дає можливість частково зменшити вартість відповідних транспортно-евакуаційних робіт. Значно складнішим є вирішення даного питання на вищезазначених типах підприємств супутньої ланки інфраструктури автомобільного транспорту. Такі підприємства, за звичай, мають кілька одиниць рухомого складу, призначених для перевезення виключно або пасажирів, або харчових продуктів. В результаті, приходиться звертатись до послуг спеціалізованих перевізників. Останні ж, в свою чергу, намагаються оптимізувати маршрути та розклад руху наявних транспортних засобів, що призводить до небезпеки виникнення локальних смітників.

В той же час, вищезгадані технологічні відходи та сміття мають значний тепловий енергетичний потенціал. За відповідних підходів цей потенціал може бути вилучений і спрямований, наприклад, для використання в системах підігріву/прогріву двигунів автомобілів або/та в технологічно-побутових цілях.

В якості додаткових, або допоміжних джерел теплової енергії, що можуть застосовуватись і в системах прогріву/підігріву двигунів автомобілів, і для опалювання приміщень, і для побутово-технологічного вжитку широко використовуються різноманітні спалюючі пристрої. До таких пристроїв відносяться печі класичної прямої схеми горіння, в тому числі ракетні (Rocket stove) і піролізні [2,3]. Однак, особливості конструкції та характер протікання робочих процесів вищезгаданих спалюючих пристроїв не дозволяють досягти можливості утилізувати сезонне сміття, технологічні відходи та ТПВ відповідно до чинних норм екологічності. В той же час, проведений авторами аналіз показав, що на даний момент часу не існує промислових зразків спалюючих пристроїв, здатних утилізувати ТПВ та відповідати одночасно всім, вище перерахованим функціональним вимогам [4].

Результати досліджень. З метою вирішення поставлених задач авторами розроблено кілька варіантів установки (печі) піролізного спалювання з протиточною схемою газообміну та рециркуляцією частини димових газів [5, 6]. На рис.1 подано принципову схему однієї з таких установок [6] із вказанням її основних елементів. В загальному випадку установка працює наступним чином. Тверде, сипке паливо постійно завантажується у корпус-бункер – 1 через паливопідвідний – 10 та паливонаправляючий – 11 рукави.

Повітря, що завдяки тязі надходить всередину корпусу-бункера – 1 крізь впускні патрубки – 4, самовільно розділяється повітроводом – 9 на первинне і вторинне. При цьому, повітря нагрівається від тепла горючих і димових газів, що омивають впускні патрубки. Первинне повітря потрапляє у зону горіння крізь зазори між трубами повітропроводу – 9, спричинюючи виникнення першої стадії процесу горіння з розповсюдженням фронту полум'я від центральної осі корпусу-

бункера – 1 до периферії верхнього вінця – 14 паливопідвідного рукава – 10. При цьому, внаслідок високої швидкості втікання повітря, відбувається інтенсивне горіння палива у поверхневому, так званому, киплячому, шарі. Продукти згоряння з часточками попелу проходять (здмухуються) крізь отвори стінок верхнього вінця – 14 паливопідвідного рукава – 10 та потрапляють у зазор між стінками верхнього вінця – 14 і корпусу-бункера – 1. Тут продукти згоряння розділяються на леткі і нелеткі (попіл). Перші, внаслідок тяги, проходячи крізь зазор між відбиваючим диском – 8 і стінками корпусу-бункера – 1, потрапляють у внутрішню порожнину верхнього ковпака – 2 і випускний трубопровід – 6, а другі, під дією власної ваги, — до внутрішньої порожнини нижнього ковпака – 3 та попіловідвідного рукава – 12 відповідно. По мірі наробітку попіл періодично видаляється крізь попіловідвідний рукав – 12.

Вторинне повітря проходить по внутрішніх каналах труб повітропроводу – 9, виходить крізь їх нижні отвори і, через зазор між стінками корпусу-бункера – 1 та паливопідвідним – 10 (паливонаправляючим – 11) рукавом, прямує до випускного трубопроводу – 6. При цьому вторинне повітря зустрічається з недогорілими часточками палива і сприяє їх остаточному допалюванню.

Продукти згоряння (димові гази) проходять крізь зазор між відбиваючим диском – 8 і стінками корпусу-бункера – 1 у внутрішню порожнину верхнього ковпака – 2. Далі, основна частина димових газів видаляється крізь випускний трубопровід – 6. Інша ж, невелика, частина димових газів перепускається (рециркулюється) через насадки – 7 назад, у вікна та горловини впускних патрубків – 4. Так як дана частина димових газів у своєму складі містить певну кількість різноманітних продуктів неповного згоряння, особливо на початку процесу горіння палива, це дає можливість знову долучити їх до процесу повторного згоряння. Крім того, домішки частини димових газів сприяють швидшому підігріву свіжого повітря у вікнах та горловинах впускних патрубків – 4. В результаті організації розподілу газових потоків та процесу горіння таким чином вдається значно підвищити повноту згоряння палива і ефективність тепловіддачі.

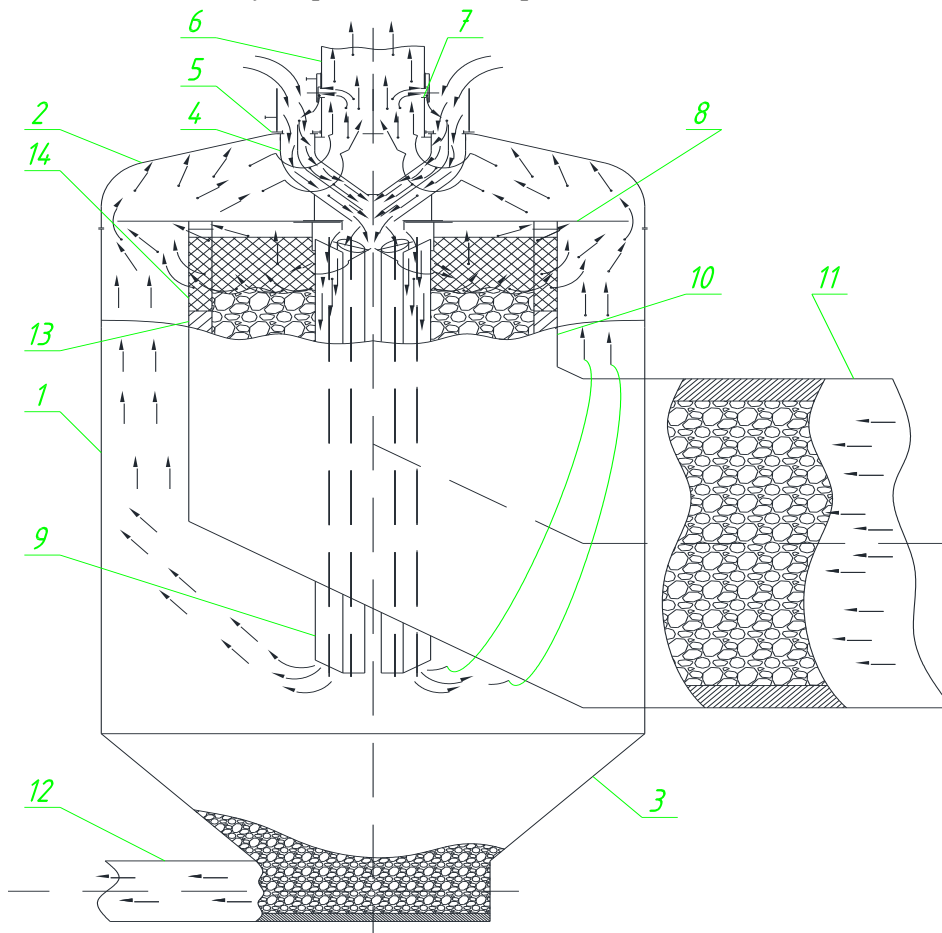


Рис. 1. Принципова схема установки:

1 – корпус-бункер; 2 – верхній ковпак повітропроводу; 3 – нижній ковпак; 4 – впускний патрубок; 5 – повітряна заслінка; 6 – випускні патрубки; 7 – насадки; 8 – відбивний диск; 9 –

повітропровід; 10 – паливopідвідний рукав; 11 – паливонаправляючий рукав; 12 – попіловідвідний рукав; 13 – нижній вінець; 14 – верхній вінець.

Висновки. Аналіз результатів проведених досліджень показує, що найбільш доцільним для застосування в інфраструктурі автомобільного транспорту як засобів утилізації сміття та додаткових джерел енергії є використання спалюючих пристроїв з протиточною схемою газообміну та рециркуляцією частини димових газів.

Спалюючі пристрої даного типу переважають близькі аналоги спалюючих пристроїв класичних схем за співвідношенням основних показників (конструктивна та технологічна простота, величина ККД, низька токсичність відпрацьованих газів, контрольованість персоналом тощо). Це, на думку авторів, дасть можливість економити штатні енергетичні ресурси під час їх застосування для підігріву/прогріву двигунів запаркованих автомобілів та технологічно-побутових цілей.

Література

1. Техническая эксплуатация автомобиля: Учебник для ВУЗов/ Е.С. Кузнецов, В.П. Воронов, А.П. Болдин и др. - М.: Транспорт, 1991
2. Скалыга Н. Н., Рудинец Н. В. К вопросу использования на железнодорожном транспорте пиролизных сжигающих устройств, как автономных источников тепловой энергии. // Збірник наукових праць ДонІЗТ. Випуск № 39, Донецьк – 2014. – С. 67-71.
3. Скалыга Н. Н., Рудинец Н. В. К вопросу использования на автомобильном транспорте пиролизных сжигающих устройств, как средств утилизации мусорных отходов и дополнительных источников тепловой энергии. // Збірник наукових праць ДонІЗТ. Випуск № 4, Донецьк – 2014. – С. 43-47.
- 4 Скалига М.М., Рудинець М.В., Бодак В.І., Вербовський В.С. До питання використання в інфраструктурі автомобільного транспорту піролізних спалюючих пристроїв як засобів утилізації сміття та додаткових джерел енергії. //Міжвузівський збірник (за галузями знань «Технічні науки»), випуск 55, липень-вересень 2016, Луцьк, 2016// -- сс.367-371.
5. Скалига М.М., Рудинець М.В. Спосіб роботи піролізної печі з протиточним газообміном. Патент на корисну модель UA 106954 U // 10.05.2016, Бюл. №9//
6. Скалига М.М., Рудинець М.В. Спалюючий пристрій. Заявка на корисну модель u201800299 від 10.01.2018.

Рецензент:

Грицук І.В., доктор технічних наук, професор, Херсонська державна морська академія ім. Ф. Ушакова, професор кафедри експлуатації судових енергетичних установок, Херсон, Україна.

УДК 656.078

М.П. Скочук, Р.М. Марчук, С.В. Морозюк, П.В. Яким'юк
Національний університет водного господарства та природокористування
СТРАТЕГІЯ РОЗВИТКУ АВТОТРАНСПОРТНОЇ ФІРМИ З МІЖНАРОДНИХ
ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

Висхідний тренд розвитку економічної системи в значній мірі визначається стабільністю та надійністю роботи її складової – автомобільного транспорту. Особливо актуальною є розробка стратегії розвитку бізнесу для перехідних економік, якою є економіка України. Обґрунтування та вибір найбільш раціональної траєкторії розвитку бізнесу можна отримати на основі моделювання виробничих процесів.

Тому, в представленій статті в формалізованій формі запропонований алгоритм прогнозування розвитку автотранспортної фірми з виконання міжнародних автомобільних перевезень і представлений в графічній формі. В процесі дослідження вирішені наступні задачі: встановлено значення техніко-експлуатаційних показників фірми, що виконують міжнародні автомобільні перевезення; спрогнозовано: коефіцієнт технічної готовності парку, динаміку річного пробігу і річної продуктивності автомобіля, чисельність парку, необхідну для виконання програми з перевезення вантажів, сумарні трудомісткості робіт з ТО і ПР.

Ключові слова: автотранспортна фірма, ринок автотранспортних послуг, виробнича програма, коефіцієнт технічної готовності, продуктивність автомобіля.

M. Skochuk, R. Marchuk, S. Moroziuk, P. Yakymiuk.
THE DEVELOPMENT STRATEGY OF A MOTOR VEHICLE COMPANY FOR
INTERNATIONAL ROAD TRANSPORTATION

The ascending trend of economic system development substantially is defined by stability and reliability of its component work - the automobile transport. Development of the business development strategy for transitional economies which is the economy of Ukraine is especially relevant. Justification and the choice of the most rational business trajectory development can be received on the basis of production processes modeling. Automobile transport as a component of the transport system, most changed which not always bring positive result. Therefore owners of motor transportation companies need to solve constantly problems of both a tactical and strategic importance.

Rather much attention is paid to the automobile transport strategy development as the industries of the national economy, the automobile transportation companies, technological systems and also companies separate aspects activity. At the same time in the theory, in practice and in educational process there are no forecasting analysis the company cases results, its main function - transportations, ensuring technical readiness of the park under these transportations, and dynamics of a financial condition of the company according to these processes.

Therefore, in this article on the basis of a mathematical apparatus forecasting algorithm of the production program for the long period development of motor vehicle company for the international automobile transportations is offered and it is provided in a graphic form. In the course of the research the following tasks are solved: the value of technical operating characteristics of the companies which are carrying out the international automobile transportations is established; it is predicted: coefficient of technical readiness of the park, dynamics of the annual run and annual production rate of the car, number of the park necessary for implementation of the program for transportation of loads, TM and CR total works complexity.

In article it is defined material aspect of transport processes and vehicles TM and R processes, being basis for financial, economic and social sections of investment projects. It is determined the moments, when forecasting activity of firms realized, appliances the additional motor transport vehicles for the purpose of providing stable carrying opportunities of the park.

The general assessment of a financial condition of motor transportation companies shows that the international automobile transportations is a rather profitable business. Firms have all opportunities, about substantial increase of social standards and implementation of higher obligations to the state. It will also be a subject of further research.

Keywords: motor vehicle company, market of motor vehicles services, production program, coefficient of technical readiness, car productivity.

Постановка проблеми. В будь-який період економічного розвитку є потреба заглянути в майбутнє свого бізнесу. А для цього необхідно пройти можливий шлях розвитку з врахуванням внутрішньо-виробничих процесів, а також зовнішніх впливів. Особливо актуальною є розробка стратегії розвитку бізнесу для перехідних економік, якою є економіка України. Обґрунтування та вибір найбільш раціональної траєкторії розвитку бізнесу можна отримати на основі моделювання виробничих процесів.

Автомобільний транспорт, як складова транспортної системи, в найбільшій мірі зазнав перетворень, які не завжди приносять позитивний результат. Тому власникам автотранспортних фірм необхідно постійно вирішувати задачі як тактичного, так і стратегічного значення. Особливо це стосується автотранспортних фірм з міжнародних автомобільних перевезень, переорієнтація їх діяльності з ринків СНД на європейські ринки, що відповідає зміні напрямків товарних потоків, і де практично автомобільний транспорт є єдиним видом транспорту для прямих перевезень.

Необхідно зазначити, що в ефективно діючій бізнесовій структурі заінтересована також держава і суспільство в цілому.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Стратегії розвитку автомобільного транспорту, як галузі народного господарства, автотранспортних підприємств, виробничо-технічних систем, а також окремих сторін діяльності підприємства приділяється достатньо велика увага. Одним з рамкових документів, яким визначається стратегія розвитку транспортно-дорожнього комплексу України, тобто сформована транспортна політика держави є «Стратегія розвитку транспорту 2020» [1]. На сьогодні вже запропоновано новий підхід до розроблення стратегій управління персоналом за типами кадрової політики підприємства, розроблена концептуальна модель, за допомогою якої можна всебічно проаналізувати виробничі потужності підприємств автомобільного транспорту, що дозволить визначити підприємства-лідери, що в свою чергу надасть можливість ґрунтовно підійти до формування стратегічних партнерств в сфері технічного обслуговування та поточного ремонту парків транспортних засобів підприємств автомобільного транспорту [2, 3].

Під керівництвом професора В.В. Біліченка існує школа з розробки та обґрунтування стратегій розвитку виробничих систем автомобільного транспорту в Україні [4, 5, 6]. В роботах визначено стратегії розвитку, що найбільш притаманні виробничим системам автомобільного транспорту України на сучасному етапі, проведено кластеризацію підприємств автомобільного транспорту на регіональному рівні, встановлено характер використання стратегій розвитку підприємствами різних кластерів, важливість стратегічних проблем, які суттєво впливають на розвиток підприємства, причини, що стримують використання методів стратегічного розвитку, а також розуміння підприємствами різних кластерів необхідності розробки планів розвитку підприємств, маркетингових досліджень та необхідності удосконалення механізму прийняття стратегічних рішень. Досліджено взаємозв'язок проектів реалізації стратегій розвитку виробничих систем автомобільного транспорту і виробничо-технічної бази.

Безумовно, що всі дослідження з розробки стратегій заслуговують на увагу. Разом з тим в теорії, на практиці і в навчальному процесі відсутні розробки з прогнозування стану справ на підприємстві, його основної функції - виконання перевезень, забезпечення технічної готовності парку під ці перевезення, і відповідна цим процесам динаміка фінансового стану підприємства. Експлуатаційники формують потребу в провізних можливостях парку за певною структурою, і за певних техніко-експлуатаційних показників. Вирішення наступної задачі полягає в визначенні коефіцієнта технічної готовності парку, що забезпечить виконання програми з перевезень. Але розрахунки програми з експлуатації рухомого складу та виробничої програми з ТО і Р проводяться лише на один рік на основі досягнутих попередніх результатів, і мають евристично-розрахунковий характер. Тому, в представленій статті **ставиться за мету** на основі математичного апарату запропонувати алгоритм прогнозування виробничої програми на тривалий період розвитку автотранспортної фірми з виконання міжнародних автомобільних перевезень і представити його в графічній формі. В процесі дослідження вирішені наступні задачі: встановлено значення техніко-експлуатаційних показників фірм, що виконують міжнародні автомобільні перевезення; спрогнозовано: коефіцієнт технічної готовності парку, динаміку річного пробігу і річної продуктивності автомобіля, чисельність парку, необхідної для виконання програми з перевезення вантажів, сумарну трудомісткість робіт з ТО і ПР.

Результати досліджень. В класичному варіанті для автотранспортних фірм раціональна програма з експлуатації рухомого складу є основою для забезпечення відтворювальних економічних процесів, забезпечення технічної готовності парку рухомого складу, виконанню соціальних зобов'язань. Саме експлуатаційники формують дохідну і витратну частину підприємства. Наступним етапом є визначення можливостей технічної служби і виробничо-технічної бази забезпечення перевезень технічно справним рухомим складом, а саме, який необхідно мати коефіцієнт технічної готовності парку, що забезпечить виконання обсягів перевезень, і в що обійдеться така підготовка. Третім загальним блоком питань з виробничої діяльності фірми є фінансовий розрахунок. Тобто ми говоримо про конкретну виробничу діяльність автомобільного формування в теперішній час і в майбутньому.

Розрахунок виробничої програми з експлуатації рухомого складу. Приймаємо, що обсяг перевезень є постійною величиною. Розрахунки виконаємо для трьох швидкісних режимів роботи рухомого складу марки RENAULT. Інші початкові дані становлять:

- 1) обсяг перевезень, Q, т/р: 76360;
- 2) рухомий склад: RENAULT;

- 3) експлуатаційна швидкість, V_e , км/год:
 - 44;
 - 48;
 - 52.
- 4) технічна швидкість, V_m , км/год:
 - 72;
 - 77,8;
 - 80,5.
- 5) час перебування автомобілів в наряді, T_n , год: 9;
- 6) вантажопідйомність, q , т: 24;
- 7) пробіг до КР (скоригований), $L_{кр}$, км: 1000000
- 8) протяжність маршруту, l_m , км: 2400
- 9) пробіг до ТО-2, $L_{ТО-2}$, км: 90000;
- 10) пробіг до ТО-1, $L_{ТО-1}$, км: 50000.

В основі розрахунку покладено пробіги автомобілів, які визначаються експлуатаційною швидкістю, часом перебування рухомого складу в наряді, кількістю днів в роботі і коефіцієнтом технічної готовності парку. Найбільшою проблемою в теорії і на практиці виявилось спрогнозувати коефіцієнт технічної готовності парку, що визначається наступною залежністю:

$$\alpha_T = 1 / (1 + (B_p / 1000) \cdot l_{сд}) \quad (1)$$

де B_p – прості АТЗ на всіх видах ТО і Р, дні/1000 км.

Показник B_p нормується в залежності від виду рухомого складу, і коригується з врахуванням пробігу з початку експлуатації [7]. Решту формального апарату є загально відомим і викладений в будь-якому підручнику з автомобільних перевезень. На основі статистичних і нормативних показників спрогнозуємо коефіцієнт технічної готовності парку для трьох значень середньодобового пробігу (рис. 1).

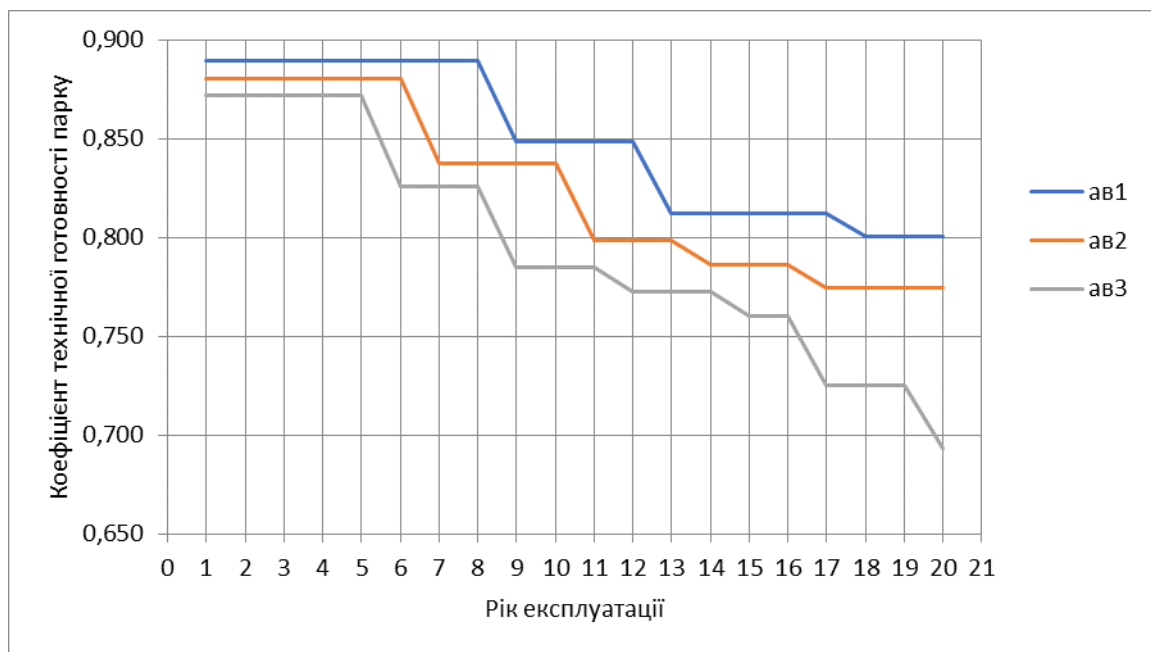


Рис.1 – Залежність коефіцієнта технічної готовності парку від терміну експлуатації для трьох значень середньодобового пробігу

На основі прогнозованого коефіцієнта технічної готовності парку і реальних експлуатаційних показників автотранспортних фірм з виконання міжнародних автомобільних перевезень визначимо річний пробіг автомобіля в залежності від його терміну експлуатації для трьох значень $l_{сд}$, (рис. 2).

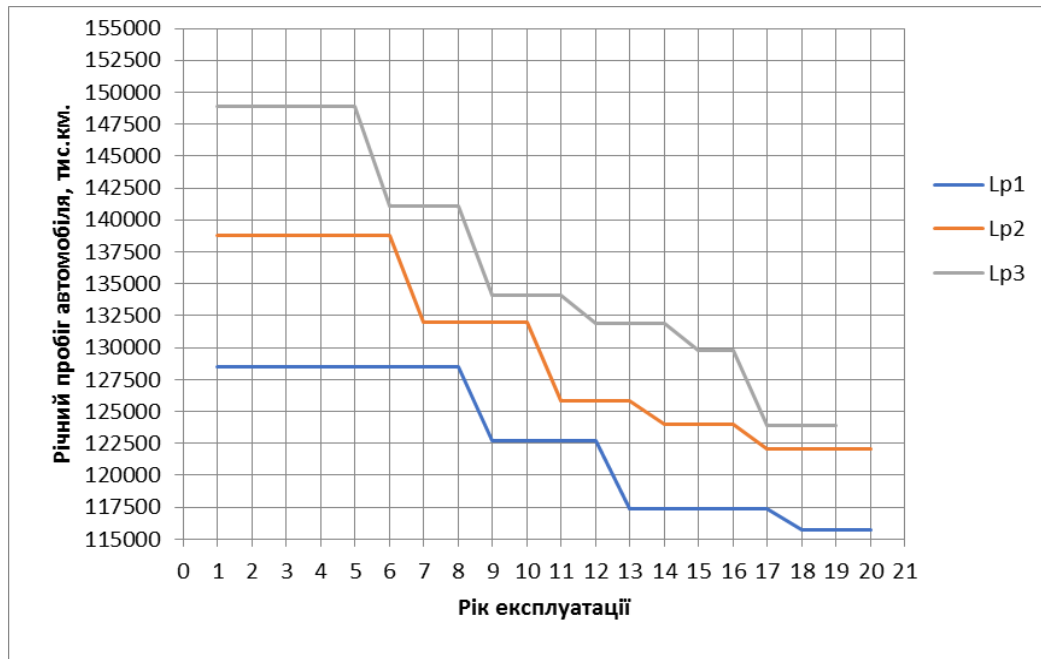


Рис. 2 – Залежність річного пробігу автомобіля від його терміну експлуатації для трьох значень середньодобового пробігу

Визначимо річну продуктивність автомобіля для трьох значень годинної продуктивності в перспективі на 20 років, (рис. 3).

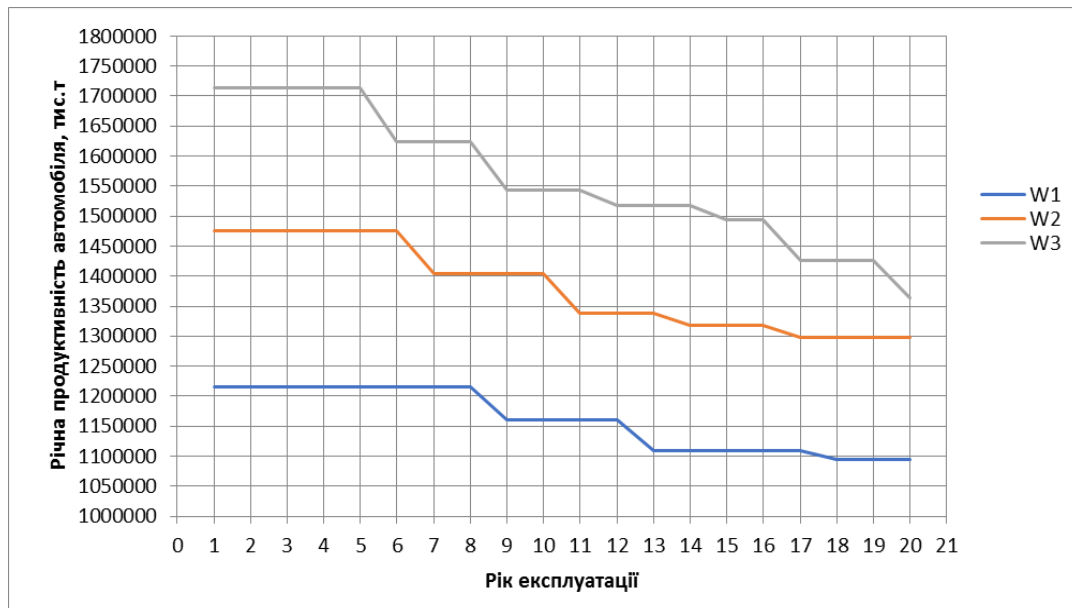


Рис. 3 – Залежність річної продуктивності автомобіля від терміну його експлуатації для трьох значень годинної продуктивності

На основі запланованих обсягів перевезень і трьох варіантів річної продуктивності автомобіля визначаємо спискову кількість рухомого складу з врахуванням терміну їх експлуатації (рис. 4). На графіку видно, коли і на скільки потрібно поповнювати рухомим складом парк (парк поповнюється новими автомобілями), щоб забезпечувати провізні можливості на рівні першого року експлуатації.

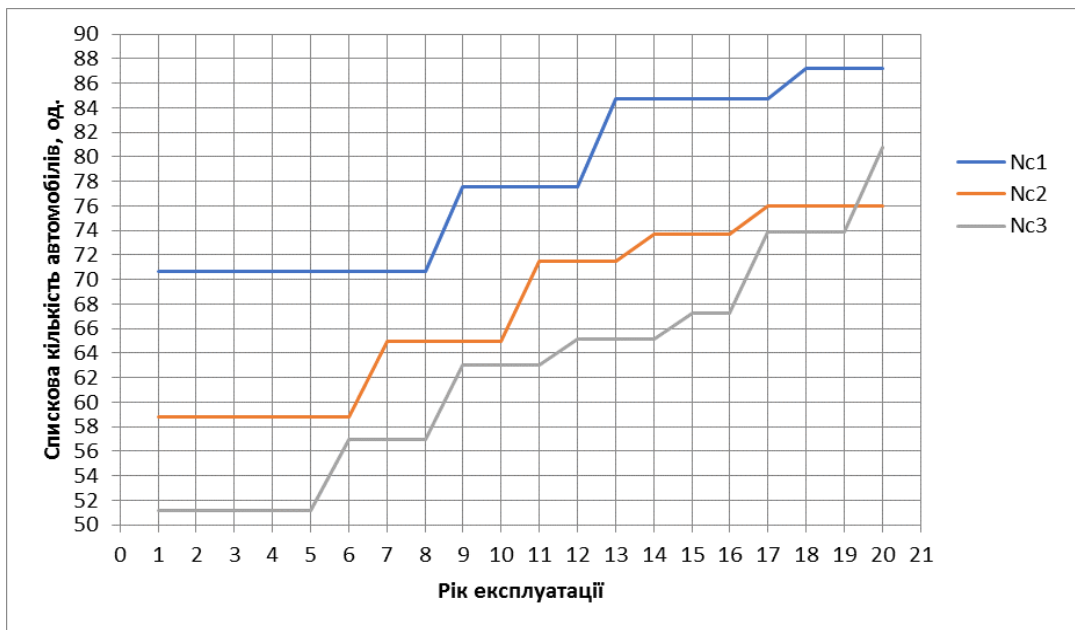


Рис. 4 – Визначення спискової кількості рухомого складу для виконання заданої програми по перевезенням з врахуванням терміну їх експлуатації

Виробнича програма з ТО і Р автотранспортних засобів. Програма з експлуатації рухомого складу є основою для прогнозування виробничої програми з ТО і Р автотранспортних засобів. Формальний апарат є класичним, що використовується для підготовки фахівців за спеціальністю «Автомобільний транспорт». Нормативи частково взято в автотранспортних фірмах, що виконують міжнародні автомобільні перевезення, а також нормативи, встановлені галузевим відомством. Результати розрахунків з прогнозування виробничої програма з ТО і Р парку рухомого складу проведено для трьох варіантів пробігів автомобілів, і в графічній формі представлені на рисунку 5.

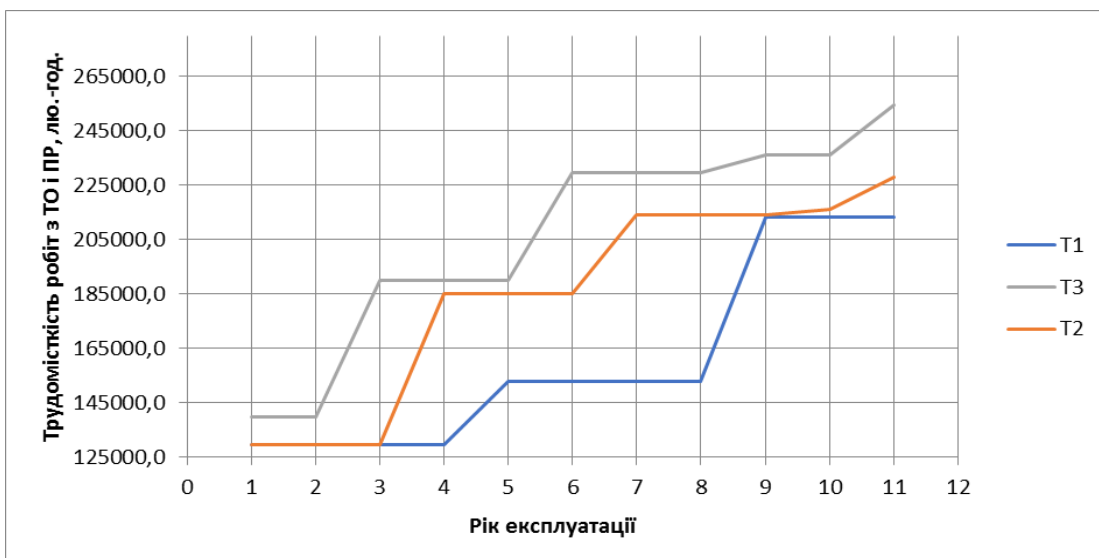


Рис. 5 – Залежність сумарної трудомісткості робіт з ТО і ПР від терміну експлуатації автомобілів

Безумовно, наявність інформації з перспектив розвитку виробничої програми з експлуатації рухомого складу і виробничої програма з ТО і Р автотранспортних засобів дає можливість оцінити фінансовий стан підприємства і його можливі конкурентні переваги та недоліки, визначати раціональні заходи в управлінні технічним станом автотранспортних засобів, формувати оптимальну політику з оновлення рухомого складу. Такі багатоваріантні і багатofакторні дії

дають можливість встановити, яку частку ринку транспортних послуг займає фірма, що в свою чергу є важливим чинником для розробки стратегії розвитку автотранспортної фірми, побудови ефективної організаційної структури фірми [8].

Стратегія розвитку автотранспортної фірми передбачає управління на основі довгострокових прогнозів. Стратегія розвитку автотранспортної фірми може бути реалізована низкою конкретних інвестиційних проектів. Обов'язковими елементами бізнес-планів та інвестиційних проектів є комерційний і технічний розділи. В нашому випадку це є виробнича програма з експлуатації рухомого складу і виробнича програма з ТО і Р автотранспортних засобів. В статті ми визначили матеріальну сторону транспортних процесів і процесів з ТО і Р автотранспортних засобів, що є основою для фінансового, економічного і соціального розділів проектів [9]. Встановлені моменти введення додаткового рухомого складу з метою забезпечення стабільних провізних можливостей парку.

Загальна оцінка фінансового стану автотранспортних фірм показує, що міжнародні автомобільні перевезення є доволі прибутковим бізнесом. Фірми мають всі можливості, щодо значного підвищення соціальних стандартів і виконання значно вищих зобов'язань перед державою. Така достовірна діяльність фірм створює умови для підвищення вартості акціонерного капіталу, заінтересованості працівників в підвищенні продуктивності праці, та зменшення плинності кадрів.

Висновок. Раціональна програма з експлуатації рухомого складу є основою для забезпечення відтворювальних економічних процесів, забезпечення технічної готовності парку рухомого складу, виконанню соціальних зобов'язань.

Вивчення системи техніко-експлуатаційних показників роботи рухомого складу на прикладі міжнародних автомобільних перевезень показало значні можливості їх зростання. В статті визначено матеріальну сторону транспортних процесів і процесів з ТО і Р автотранспортних засобів, що є основою для фінансового, економічного і соціального розділів інвестиційних проектів. Встановлено моменти, при прогнозуванні діяльності фірм, введення додаткового рухомого складу з метою забезпечення стабільних провізних можливостей парку.

Фінансовий стан автотранспортних фірм показує, що міжнародні автомобільні перевезення є доволі прибутковим бізнесом, і є всі можливості, щодо значного підвищення соціальних стандартів і виконання значно вищих зобов'язань перед державою.

Перелік посилань

1. Кабінет Міністрів України. Стратегія розвитку транспорту 2020. Розпорядження від 20 жовтня 2010 р. N 2174-р. [Електронний ресурс]. Режим доступу: zakon.rada.gov.ua/laws/show/2174-2010-p
2. Криворучко, О. М. Методичні положення розробки стратегій за типами та цілями кадрової політики / Криворучко О. М., Водолажська Т. О. // Економіка транспортного комплексу [Текст] : зб. наук. пр. / Харк. нац. автомоб.-дор. ун-т ; [редкол.: Криворучко О. М. голов. ред. та ін.]. – Х. : ХНАДУ, 2016. – Вип. 27. – С. 29-41.
3. Грисюк Ю.С. Розробка концептуальної моделі формування стратегічних партнерств підприємств автомобільного транспорту / Ю.С. Грисюк, А.В. Лабута // Економіка та управління на транспорті. – К.: НТУ, 2016. – Вип. 3. С. 178 – 185.
4. Біліченко В.В. Регіональне партнерство пасажирських автотранспортних підприємств в напрямку технічної підготовки автомобілів. Всеукраїнська науково-практична конференція «Новітні шляхи створення, технічної експлуатації, ремонту і сервісу автомобілів», 8-11 вересня 2015 р. – Одеса : «Військова академія». – С. 21-24.
5. Біліченко В.В. Передумови обґрунтування стратегічного розвитку виробничих систем автомобільного транспорту в Україні. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія : Технічні науки. Житомир: ЖДТУ, 2014. – №2 (69). – С. 33-43.
6. Біліченко В.В., Романюк С.О. Взаємозв'язок проектів реалізації стратегій розвитку виробничих систем автомобільного транспорту і виробничо-технічної бази. Вісник СевНТУ: збірник наукових праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – 2012. – Вип.134/2012. – С. 242–245.
7. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта / М-во автомоб. транспорта РСФСР. – М.: Транспорт, 1986. – 72 с.
8. Скочук М.П. Стратегія розвитку автотранспортної фірми: проблеми понятійного апарату і формування загальних підходів // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк : Луцький НТУ, 2016. - №2(6). – с.147 - 151.
9. Москвін В.О. Проектний аналіз / О.В. Москвін, С.М. Бевз, В.А. Верба, В.Г. Дідик, В.А. Новіков, Т.С. Унковська. К.: Лібра,1998. - 368с.

Рецензент:

Кожушко Леонід Федорович, доктор технічних наук, професор, Національний університет водного господарства та природокористування, завідувач кафедри менеджменту, Рівне, Україна

УДК 629.113

А.М. Тригуба¹, А.О. Шарибура¹, П.М. Луб¹, В.В. Грабовець²¹Львівський національний аграрний університет²Луцький національний технічний університет**КОНЦЕПТУАЛЬНА МОДЕЛЬ СИСТЕМИ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ І
РЕМОНТУ ПОЖЕЖНИХ АВТОМОБІЛІВ**

Виокремлено та розкрито складові системи технічного обслуговування і ремонту пожежних автомобілів. Формалізовано задачі аналізу та синтезу, які лежать в основі обґрунтування параметрів функціональної структури системи технічного обслуговування та ремонту пожежних автомобілів на основі її моделювання. Побудовано концептуальну модель цієї системи за відповідними етапами.

Ключові слова: пожежні автомобілі, технічне обслуговування, ремонт, функціональна структура, концептуальна модель.

А.М. Тригуба, А.А. Шарыбура, П.М. Луб, В.В. Грабовец

**КОНЦЕПТУАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И
РЕМОНТА ПОЖАРНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ**

Выделены и раскрыты составляющие системы технического обслуживания и ремонта пожарных автомобилей. Формализованы задачи анализа и синтеза, которые лежат в основе обоснования параметров функциональной структуры системы технического обслуживания и ремонта пожарных автомобилей за счет ее моделирования. Построено концептуальную модель этой системы по соответствующим этапам.

Ключевые слова: пожарные автомобили, техническое обслуживание, ремонт, функциональная структура, концептуальная модель.

A. Tryguba, A. Sharybura, P. Lub, V. Grabovets

**THE CONCEPTUAL MODEL OF FIRE TRUCKS TECHNICAL SERVICE AND REPAIR
SYSTEM**

The components of the fire vehicles technical service and repair system are singled out and disclosed. The analysis and synthesis problems are formalized, which underlie the substantiation of functional structure parameters of the fire vehicles technical service and repair system on the basis of its modeling. The conceptual model of this system is constructed at the appropriate stages.

Keywords: fire trucks, technical service, repair, functional structure, conceptual model.

Постановка проблеми. Відповідно до чинної „Настанови з технічної служби пожежної охорони МВС України” [4], для підтримання пожежних автомобілів (ПА) у робочому стані здійснюють відповідні обслуговуючі та ремонтні роботи, зокрема, 1) діагностування технічного стану; 2) технічне обслуговування (ТО); 3) ремонт.

Розглядаючи організацію виконання обслуговуючо-ремонтних втручань, то „Настановою” регламентовано, що технічне обслуговування ПА (періодичне та основне) має виконуватися відповідно до річного план-графіку, який складається на підставі планових загальних пробігів ПА, нормативів періодичності ТО, рівномірного завантаження загонів (частин) технічної служби та постів ТО. Основне ТО здійснюється в загоні технічної служби (ЗТС) робітниками загону за участю водія ПА під керівництвом заступника начальника частини. „Настановою” також передбачається, що ПА направляються на ремонт до ЗТС згідно з річним планом-графіком основного ТО або за потреби [4].

Виконаний нами аналіз системи технічного обслуговування та ремонту (ТОР) пожежних автомобілів переконує в тому, що виконання обслуговуючо-ремонтних втручань на даний час проводиться з надмірними витратами ресурсів, що є підставою для розроблення науково-методичних основ щодо її удосконалення.

У зв'язку з цим **метою роботи** є формалізований опис функціонування системи ТОР пожежних автомобілів для подальшого створення відповідних комп'ютерних моделей та пошуку оптимального варіанту.

Результати досліджень. Розглядаючи функціональну структуру ремонтно-обслуговуючої бази ТОР як виробничу систему можемо виділити в ній такі головні складові [1, 2, 6]: 1) вхідні впливи (X); 2) параметри структури (Z); 3) характеристики функціонування (Y). Як відомо, вхідні впливи зумовлюються дією зовнішнього середовища. Параметри характеризують структуру та принципи функціонування системи. Характеристики функціонування відображають її ефективність (результати) (рис.).

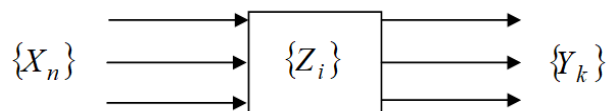


Рис. Загальна схема системи ТОР

Аналізуючи ці складові відносно до системи ТОР пожежних автомобілів, можемо означити, що зовнішнім середовищем для неї є: 1) пожежні частини з автомобілями; 2) територіальне розміщення цих частин. До параметрів системи, як уже зазначалося, слід віднести: 1) кількість виконавців ремонтно-обслуговуючих втручань; 2) число стаціонарних постів пересувних майстерень для виконання цих втручань; 3) обсяги резервних агрегатів, вузлів та деталей. До характеристик даної системи належать: 1) тривалість перебування пожежних автомобілів у сфері технічного обслуговування та ремонту; 2) витрати живої праці; 3) транспортні витрати; 4) витрати на створення обслуговуючо-ремонтної бази. Кожну із зазначених складових вхідних впливів, параметрів та характеристик системи можна відобразити кількісно, що власне, є однією з головних підстав її дослідження, яке, як відомо [3, 5, 7], поділяється на задачі аналізу та синтезу.

Формалізований запис задачі аналізу має наступний вигляд:

$$\{Y_k\} = f(\{Z_i\}) \text{ за умови } \{X_n\} = \text{const.} \quad (1)$$

Задача синтезу записується таким чином:

$$\{Z_i\} \rightarrow \text{opt, за умови } \{X_n\} = \text{const, } \{Y_k\} \rightarrow \text{extr.} \quad (2)$$

Вирішення цих задач лежить в основі обґрунтування параметрів функціональної структури технічного обслуговування та ремонту пожежних автомобілів на основі її моделювання.

Аналізуючи складові системи ТОР пожежних автомобілів з позиції можливості використання аналітичного апарату для дослідження, приходимо до висновку, що вона належить до системи масового обслуговування. Скінчена множина пожежних автомобілів, що обслуговуються системою ТОР, є головною підставою для віднесення її до системи закритого типу з очікуванням замовлень на обслуговування.

Використання принципів та концепції системотехніки, як одного з головних аналітичних методів дослідження системи ТОР, уможливує пізнання частин системи на основі цілого і цілісності на відміну від класичного підходу, орієнтованого на пізнання цілого через його частини. Головних принципів, що використовуються системотехнікою є три – фізичності, модельованості та цілеспрямованості [2, 3, 5, 6, 7]. Принцип фізичності означає, що система ТОР притаманні фізичні закони, які визначають її внутрішні причинно-наслідкові зв'язки, існування та функціонування. Принцип модельованості характеризує систему ТОР як таку, яку можна відобразити скінченою множиною моделей, кожна з яких відтворює певну особливість її існування. Принцип цілеспрямованості системи ТОР забезпечується її призначенням, він означає, що функціонування системи характеризується тенденцією на досягнення системою такого стану, що уможливує підтримання пожежної техніки в роботоздатному стані та поновлення її ресурсу.

Що стосується концепції системотехніки, то використання її у дослідженні системи ТОР дає змогу виокремити головні етапи (підпроблеми) та досліджувати їх у безперервному взаємозв'язку: виділення проблеми – врахувати все, що потрібне і відкинути те, що не потрібне; опис – виразити на одній мові різні за фізичною природою явища і чинники; встановлення критеріїв – визначити, що означає “добре” і “погано” для порівняння альтернатив; ідеалізація – ввести раціональну ідеалізацію проблеми, спростити її до допустимої межі; декомпозиція – відшукати спосіб розділення цілого на частини не витрачаючи властивостей цілого; композиція – відшукати спосіб об'єднання частин у ціле не витрачаючи властивостей частин; розв'язок – знайти розв'язок проблеми.

Головна практична задача системотехніки полягає в тому, щоб визначивши і описавши складність системи, обґрунтувати такі додаткові зв'язки, що можна фізично реалізувати і, наклавши які на неї, домогтися керованості в потрібних межах, зберігши за цих умов такі сфери її самостійності, які б сприяли підвищенню її ефективності. Ця задача розв'язується на основі моделювання – заміщення системи-оригінала системою-моделлю та аналіз властивостей системи-оригінала на основі дослідження властивостей моделі [2, 6]. Для системи ТОР та її моделі виділяють зовнішні впливи, параметри та характеристики. Під дією зовнішніх впливів система проявляє свої властивості. Множина параметрів системи і їх значення відображають її внутрішній

зміст – структуру і принципи функціонування. Характеристики системи – це її зовнішні ознаки, які є важливим для взаємодії з іншими системами.

Моделювання системи ТОР відбувається за декілька етапів: формулювання мети; розробка концептуальної моделі; підготовка початкових даних; розробка математичної моделі; вибір методу моделювання; вибір засобів моделювання; розробка програмної моделі; перевірка адекватності і корегування моделі; планування експериментів; моделювання на ЕОМ; аналіз результатів. Технологія моделювання системи ТОР розпочинається зі створення концептуальної її моделі, що визначає склад і структуру системи, властивості елементів і причинно-наслідкові зв'язки, які їй притаманні та суттєві для досягнення мети. У концептуальній моделі у словесній формі викладаються відомості про систему.

Зазвичай побудова концептуальної моделі здійснюється за декілька етапів: 1) орієнтування та стратифікація; 2) деталізація; 3) локалізація; 4) структуризація та управління; 5) окреслення процесів. Аналізуючи цими етапами систему ТОР пожежних автомобілів, приходимо до наступних результатів, які наведено в таблиці. Орієнтування моделі системи ґрунтується на виокремленні її складових та описі їх властивостей. Виокремлення складових системи дає змогу унеможливити неадекватне відображення системи [2, 6]. До головних складових системи ТОР пожежних автомобілів слід віднести: 1) підсистему використання пожежних автомобілів; 2) підсистему їх технічного обслуговування; 3) підсистему їх ремонту.

Таблиця

Концептуальна модель функціональної структури системи ТОР пожежних автомобілів

Етапи створення моделі	Означення складових моделі та короткий опис їх властивостей
Орієнтування	1. Система використання пожежних автомобілів за призначенням. 2. Система ТОР (функціональна структура): підсистема технічного обслуговування; підсистема ремонту. Між системами відбувається взаємодія.
Стратифікація	Елементи системи ТОР: 1. пожежні частини (пункти дислокації автомобілів); 2. автомобілі, що знаходяться в пожежних частинах; 3. дороги, що сполучають пожежні частини між собою та із загонем технічної служби; 4. пости (пересувні майстерні) технічного обслуговування та ремонту; 5. виконавці; 6. резервні агрегати, вузли та деталі.
Деталізація	Деталі елементів: 1.1.- пункти ТО; 2.1.- число автомобілів; 2.2.- їх марки; 3.1. - клас дороги; 3.2.- віддаль; 4.1.- число постів; 4.2.- оглядові ями; 4.3.- габарити поста; (4.1.- число пересувних майстерень; 4.2.- марка шасі, на якому встановлено майстерню; 4.3.- наявність та характеристика піднімальних засобів; 4.4.- наявність та площа місця для перевищення агрегатів, вузлів та деталей); 5.1.- кількість виконавців; 5.2.- кваліфікація; 6.1.- номенклатура резервних елементів; 6.2.- число елементів кожного виду.
Локалізація	1. Система ТОР обслуговує пожежні автомобілі заданої адміністративної області. 2. Система ТОР не включає систему ремонту агрегатів (вузлів) та відновлення деталей.
Структуризація і управління	Управління в системі ТОР відбувається на основі інформації про потребу кожного окремого автомобіля у виконанні обслуговуючо-ремонтних втручань яка виникає через використання його за призначенням. Інформація про потребу у втручаннях, вид втручань та зайнятість постів (пересувних майстерень) є постійно у розпорядженні керівників загону технічної служби.
Окреслення процесів	Головні процеси, що відбуваються в системі ТОР: 1) переїзд автомобілів, що вимагають обслуговуючо-ремонтних втручань; 2) діагностування; 3) технічне обслуговування №2; 4) ремонт; 5) одночасне технічне обслуговування та ремонт; 6) переїзд пересувних майстерень.

Кожна з підсистем системи ТОР пожежних автомобілів має певні властивості. Зокрема, підсистема використання автомобілів має таку головну властивість як генерувати потоки автомобілів на обслуговування та ремонт. Підсистеми технічного обслуговування та ремонту мають властивість виконувати відповідні втручання, затримуючи при цьому пожежні автомобілі у сфері технічного обслуговування.

Після орієнтування моделі виконують стратифікацію. З огляду на те, що система ТОР складається з цілісної сукупності елементів (частин), модель системи має відтворити сукупність усіх частин системи, що забезпечують її цілісність. До елементів системи ТОР слід віднести: 1) пожежні частини (пункти дислокації пожежних автомобілів); 2) автомобілі, що знаходяться у кожній окремій пожежній частині; 3) дороги, що сполучають пожежні частини між собою та із загоном технічної служби; 4) пости (пересувні майстерні) технічного обслуговування та ремонту пожежних автомобілів; 5) виконавці обслуговуючо-ремонтних втручань; 6) резервні агрегати, вузли та деталі. Неврахування хоча б одного з елементів у моделі системи ТОР пожежних автомобілів зумовлює втрату головних властивостей системи під час її функціонування. Наприклад, неврахування доріг, по яких рухаються пожежні автомобілі до загону технічної служби та у зворотному напрямі, унеможливує об'єктивне визначення таких властивостей системи ТОР як тривалість перебування їх у сфері ремонту, а також транспортних витрат під час виконання обслуговуючо-ремонтних втручань.

Після стратифікації моделі виконують деталізацію її елементів. Вона має бути виконана до такого ступеня, щоб для кожного елемента системи були відомі або ж могли бути отримані залежності вихідних його показників, котрі є суттєвими для функціонування системи, від рівня зовнішніх чинників (впливів) для цього елемента. Розглядаючи пожежно-рятувальні частини мусимо виокремити для них такий елемент як наявність постів з оглядовими ямами, що зумовлюють можливість виконання технічного обслуговування виїзними бригадами. Автомобілі, які в розпорядженні пожежних частин слід деталізувати до їх марок, року випуску та місячного напрацювання. Без цих елементів не можливо обґрунтувати у моделі вхідний потік вимог пожежних автомобілів на виконання технічних обслуговувань та ремонтів. Дороги, що сполучають пожежні частини між собою, а також із загоном технічної служби деталізуємо відносно віддалі, адже від неї залежить і тривалість транспортування автомобілів між відповідною пожежною та загалом технічної служби, і витрати палива на транспортування.

Розгляд системи ТОР пожежних автомобілів на підставі її локалізації здійснюється з метою виділення для досліджуваної системи зовнішнього середовища, яке впливає на його роботу. Уточнюється те, що система ТОР буде обслуговувати пожежні автомобілі заданої адміністративної області. Окрім того, вона не включає систему ремонту агрегатів (вузлів) та відновлення деталей.

На етапі структуризації і управління виділяються наступні матеріальні зв'язки: загін технічної служби - пожежна частина - в процесі діагностики автомобілів; в процесі діагностики автомобілів і заміни агрегатів; в процесі заміни агрегатів; в процесі ремонту повнокомплектних автомобілів; усередині стаціонарної реммайстерні; між стаціонарною реммайстернею і складом агрегатів, вузлів і деталей. Інформаційні зв'язки між складовими системи здійснюються з метою забезпечення узгодженості в часі, управління ремонтно-обслуговуючими процесами. Зокрема, вчасного виконання діагностики автомобілів різних пожежних частин, своєчасно забезпечити заміну та ремонт агрегатів і вузлів окремих автомобілів.

Висновки. Система ТОР ПА функціонує неефективно, що свідчить про потребу її удосконалення. Для переведення системи ТОР ПА із існуючого у бажаний (ефективний) стан слід розробляти відповідний інструментарій (моделі та методи), який буде враховувати їх особливості. Одним із першочергових етапів, які слід виконати для обґрунтування бажаного стану системи ТОР ПА є розроблення її концептуальної моделі. Запропонована концептуальна модель системи ТОР ПА забезпечує виконання шести взаємодоповнюючих етапів, що забезпечують повний її аналіз та синтез. Встановлено, що відображення станів системи ТОР ПА дає можливість оцінити завантаження кожної із складових цієї системи, що необхідно для визначення її параметрів.

Отже, запропонована концептуальна модель системи ТОР ПА розкриває структуру та взаємозв'язки між головними складовими виробничих умов, а також особливості процесів, які виконуються у ній, що є основою розроблення адекватної імітаційної моделі, а відтак дослідження цієї системи на підставі комп'ютерних експериментів.

Література.

1. Барзилович Е. Ю. Модели технического обслуживания сложных систем / Е. Ю. Барзилович. – М. : Высш. шк., 1982. – 231с.
2. Дружинин В.В. Системотехника / В.В. Дружинин, Д.С. Контров. – М. : Радио и связь, 1985. – 200с.
3. Колеснікова К. В. Концептуальна модель управління проектами / К. В. Колеснікова, В. Д. Гогунський, А. О. Негрі, Г. С. Олех // Електротехнічні та комп'ютерні системи. - 2016. - № 23. - С. 175-179.
4. Настанови з технічної служби пожежної охорони МВС України: Додаток до наказу № 717 від 23.10.1997р. Київ, 1997. – 180с.
5. Розробка концептуальної моделі проекту кластерного об'єднання сільськогосподарських підприємств / Тимочко В., Ковальчик Ю., Падюка Р., Говда О. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 10(55). – С.60-62.
6. Сидорчук О.В. Инженерный менеджмент: системотехника виробництва / О.В. Сидорчук, С.Р. Сенчук. – Львів: Українські технології. – 2006. – 127 с.
7. Флис І. М. Концептуальна модель ініціалізації інноваційних проектів виробничо-переробних комплексів / І. М. Флис // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія : Стратегічне управління, управління портфелями, програмами та проектами. - 2014. - № 2. - С. 76-81.

Рецензент:

Кузьмінський Р.Д., доктор технічних наук, доцент, Львівський національний аграрний університет, завідувач кафедри «Експлуатації та техноного сервісу машин», Львів, Україна.

УДК 629.113

С.М. Черненко, Е.С. Клімов, А.А. Черниш*Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського***КЕРМОВІ ПРИВОДИ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ З ДВОМА КЕРОВАНИМИ МОСТАМИ**

Проаналізовані конструктивні особливості кермових приводів транспортних засобів з двома керованими мостами. Виявлені переваги та недоліки сучасних конструкцій. Запропоновано для оптимізації кінематичних параметрів використовувати метод імітаційного тривимірного моделювання. Створено тривимірну модель кермового керування КрАЗ-7634 НЕ та отримано залежність для визначення моменту опору повороту керованих коліс, приведенного до вала сошки з урахуванням передавального числа кермового приводу.

Ключові слова: кермовий привод, легкість керування, тривимірне моделювання, передавальне число

С.М. Черненко, Е.С. Клімов, А.А. Черниш**РУЛЕВЫЕ ПРИВОДЫ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С ДВУМЯ УПРАВЛЯЕМЫМИ МОСТАМИ**

Проанализированы конструктивные особенности рулевых приводов транспортных средств с двумя управляемыми мостами. Выявлены преимущества и недостатки современных конструкций. Предложено для оптимизации кинематических параметров использовать метод имитационного трехмерного моделирования. Создана трехмерная модель рулевого управления КрАЗ-7634 НЕ и получена зависимость для определения момента сопротивления повороту управляемых колес, приведенного к валу сошки с учетом передаточного числа рулевого привода.

Ключевые слова: рулевой привод, лёгкость управления, трёхмерное моделирование, передаточное число.

S. Chernenko, E. Klimov, A. Chernysh**DOUBLE-AXLE STEERING MECHANISM OF VEHICLES**

The structural features of a double-axle steering mechanism used in vehicles were analyzed. The advantages and disadvantages of modern structures determined. It is proposed to use the three-dimensional simulation method to optimize the kinematic parameters. Three-dimensional model of steering mechanism of KrAZ-7634 NE was created. Obtained, dependence for determining the steering resisting moment, brought to the pitman arm, which is taken into account of the steering mechanism ratio.

Keywords: steering mechanism, easy handling, three-dimensional model, ratio.

Постановка проблеми. Однією з важливих систем колісного транспортного засобу, що формує його активну безпеку, є колісний керуючий модуль, до складу якого зазвичай включають керовані колеса з еластичними шинами, керований міст та керове керування. Керове керування великовантажних транспортних засобів зазвичай обладнується гідравлічним підсилювачем і складається з механічної та гідравлічної підсистем. Механічна підсистема містить кермовий механізм (кермове колесо, кермова колонка, безпосередньо кермовий механізм) та кермовий привод (система тяг і важелів для передачі зусиль від сошки кермового механізму до керованих коліс). У складі кермового приводу виділяють кермову трапецію, що забезпечує передачу зусилля від лівого до правого керованого колеса та формує кінематику їхнього повороту.

Серед транспортних засобів (ТЗ) колісних формул 8x4 і 8x8 найпоширенішими є конструкції з двома передніми керованими мостами (формула керування 12-00), хоча існують і інші схеми, наприклад 4-вісний ТЗ з усіма керованими мостами (формула керування 1234), 4-вісний ТЗ з керованими 1 і 4 мостами (формула керування 1-004) тощо. У роботі будемо розглянемо 4-вісні транспортні засоби з двома передніми керованими мостами.

Такі транспортні засоби мають досить складну конструкцію кермового керування. До нього висувають такі вимоги, як легкість керування, керованість і стійкість, стабілізація керованих коліс, маневреність, чутливість керування, довговічність шин керованих коліс. При цьому конструкція має бути міцною, надійною та довговічною, мати мінімальну масу та габаритні розміри. Найскладнішим елементом механічної підсистеми кермового керування цих автомобілів є кермовий привод, який містить велику кількість важелів, тяг, кронштейнів, кулькових з'єднань.

Дослідження кермових приводів транспортних засобів із двома керованими мостами обумовлено тим, що на етапі проектування виникає необхідність підвищення їхньої якості, коли є можливість усебічно розглянути конструкцію і врахувати значну кількість суперечливих вимог. Наприклад, покращення стабілізації керованих коліс викликає погіршення легкості керування, покращення легкості керування знижує стійкість коліс проти коливань тощо. Аналіз конструкцій кермових керувань, розрахунки та оптимізація їх параметрів наведено в роботах [2, 3]. Дослідженням стійкості руху та стійкості керованих коліс проти коливань присвячені роботи [1, 5]

Проаналізувавши різні конструкції багатовісних автомобілів, можна зробити висновок, що один із шляхів підвищення легкості керування, стійкості, керованості і безпеки руху – удосконалення конструкції кермового керування і, зокрема, кермового приводу. Однак завдання оцінювання різноманітних схем кермових приводів за критеріями легкості керування, стійкості, керованості, безпеки руху поки що не набуло багатостороннього вивчення і їхні оптимальні конструктивні характеристики не визначені. Тому дослідження конструктивних особливостей кермових приводів багатовісних транспортних засобів, які сприятимуть появі обґрунтованих конструкторських рішень і реалізації вже наявних рекомендацій щодо забезпечення підвищення стійкості, керованості і безпеки руху, має особливе наукове і практичне значення.

Метою роботи є аналіз конструктивних особливостей кермових приводів транспортних засобів із двома керованими мостами, визначення передавального числа кермового приводу за допомогою імітаційного тривимірного моделювання.

Результати досліджень. Як відомо, головний критерій активної безпеки будь-якого автомобіля – це усунення аварійної ситуації. Відповідно до напрямів становлення сучасної автомобільної промисловості виробники регулярно підвищують ступінь контролю параметрів сучасних систем кермових керувань автотранспортних засобів, прагнучи найбільшою мірою забезпечити стійкість і керованість машин. Завдання підвищення керованості, стійкості та легкості керування ускладнюється у випадку, коли транспортний засіб обладнано не одним, а двома чи більшою кількістю керованих мостів.

Сьогодні існує велика кількість транспортних засобів, що мають два керовних мости [2, 3] Майже всі виробники вантажних автомобілів у державах СНД і за кордоном мають такі моделі. Серед них – КрАЗ (моделі КрАЗ-7634 HE, 7133), КамАЗ (моделі КамАЗ-6350, 6450, 6540, 6560, 65201 тощо), Урал (моделі Урал-532301, 65515, 6553), МЗКТ (моделі МЗКТ-6527, 7401, 79011, 69234, 7429, 7969 тощо), FAW Алтай 3310, MAN-F2000 (SX3254JS384), Foton BJ3313DMPJF-S, значна кількість моделей HOWO (наприклад HOWO ZZ3407S3267C, ZZ3253N4641C1/NIFA, ZZ3317N2861 тощо), Dong Feng DFL 3310AXA, а також Mercedes (модель Actros 4141), DAF, Iveco та інші. Розглянемо особливості конструкції та роботи наведених кермових приводів, проаналізуємо їх переваги та недоліки.

Кременчуцьким автомобільним заводом розроблено дві моделі КрАЗ 7634 HE та 7133 з двома керованими мостами. Загальний вигляд і кінематичну схему кермового керування вказаних транспортних засобів наведено на рис. 1, 2.

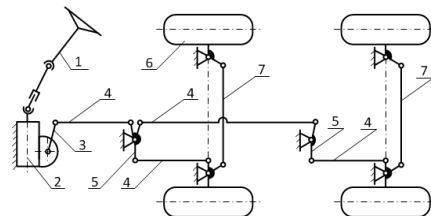


Рис. 1. Транспортний засіб високої прохідності КрАЗ-7634 HE і кінематична схема кермового керування

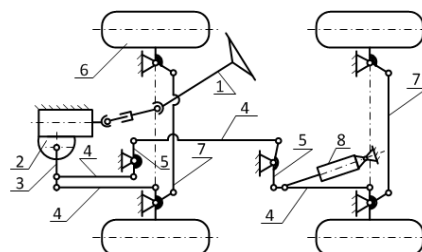


Рис. 2. Автомобіль КрАЗ-7133 і кінематична схема кермового керування

Дві конструкції є схожими: кермові керування цих транспортних засобів складаються з інтегрального кермового механізму 2, який приводиться в дію кермовим колесом через кермову колонку 1. Далі зусилля передається через сошку 3, чотири поздовжні тяги 4, поворотні важелі безпосередньо до керованих коліс 6 першого та другого мостів. Кінематику повороту керованих

коліс задають два двоплечих важелі 5, які мають різні розміри, а також кермова трапеція, яка складається з поперечної тяги 7 та поворотних важелів кожного колеса. Через особливості конструювання КраЗ-7634 НЕ, який має кабінку попереду двигуна, довжина поздовжніх тяг 4 є більшою порівняно з КраЗ-7133, також іншими є конструкція та встановлення сошки кермового механізму. Для забезпечення легкості керування у приводі керованих коліс другого мосту КраЗ-7133 використовується додатковий гідравлічний циліндр 8 підсилювача кермового керування, на відміну від КраЗ-7634 НЕ, у якого додатковий гідроциліндр відсутній. Зазначимо, що додатковий циліндр 8 встановлюється виробниками на більшості моделей транспортних засобів з двома керованими мостами.

Конструкція кермового приводу Урал-532301 (рис. 3) відрізняється від попередніх тим, що має меншу кількість поздовжніх тяг 4 (три) і двоплечих важелів 5 (один). Відповідно така конструкція дещо простіша, має меншу кількість деталей. Кінематику повороту коліс першого та другого керваного моста задає двоплечий важіль 5, до якого додатково під'єднаний гідравлічний циліндр підсилювача. Зусилля, необхідне для повороту керованих коліс створює з одного боку – інтегральний кермовий механізм 3, а з іншого – додатковий силовий циліндр 8. Зусилля підсумовується на двоплечому важелі 5, який кріпиться до рами за допомогою спеціального кронштейна.

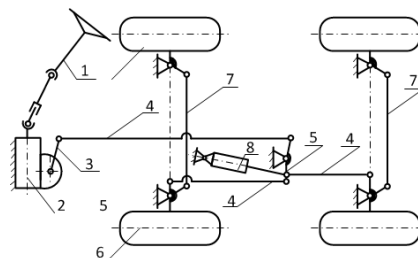


Рис. 3. Автомобіль Урал-532301 і кінематична схема кермового керування

У автомобіля КамАЗ-6450 (рис. 4), будова кермового приводу є дещо схожою на КраЗ-7133, за винятком того, що замість переднього двоплечого важеля на КамАЗі використовується сошка кермового механізму з двома кріпленнями поздовжнього важеля приводу переднього керованого мосту та проміжного поздовжнього важеля. Це пояснюється тим, що габаритні розміри кермового приводу КамАЗ-6450 менші порівняно, з КраЗ-7133, через різні конструвальні схеми цих автомобілів.

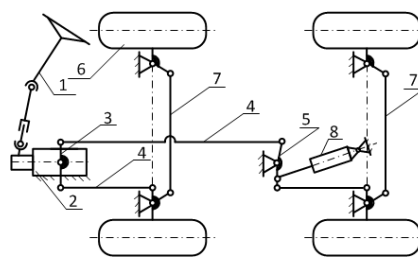


Рис. 4. Автомобіль КамАЗ-6350 і кінематична схема кермового керування

Щодо іноземних виробників, розповсюдженими є кермові приводи, подібні до таких, що застосовуються на автомобілях Mercedes Actros 4141 (рис. 5).

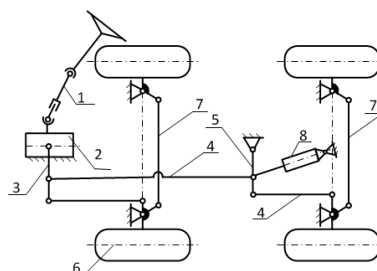


Рис. 5. Автомобіль Mercedes Actros-4141 і кінематична схема кермового керування

Кінематична схема містить інтегральний кермовий механізм 2, сошку 3, до якої кріпляться дві поздовжні тяги 4, проміжний одноплечий важіль 5, до якого кріпляться додатковий гідроциліндр 8 і поздовжня тяга 4 приводу другого керованого мосту. Схема є надійною та компактною, містить мінімальну кількість деталей. Кінематику повороту задають важелі 3 та 5, а також кермова трапеція. Легкість керування забезпечується інтегральним кермовим механізмом 2, який містить у собі вбудований гідроциліндр, а також додатковий силовий циліндр 8.

Ще однією з конструкцій, яка поширена серед китайських та європейських виробників вантажних автомобілів, є HOWO ZZ3407S3267C (рис. 6).

Кермовий привод складається із сошки 3, чотирьох поздовжніх тяг 4, двох одноплечих важелів 5. Ця схема відрізняється тим, що додатковий циліндр 8 гідравлічного підсилювача встановлений на правому лонжероні рами і діє безпосередньо на праве керване колесо другого керованого мосту автомобіля. За такого розташування навантаження, що діють на поздовжні тяги менші, ніж в Урала чи КрАЗа, відповідно маса та розміри деталей можуть бути меншими.

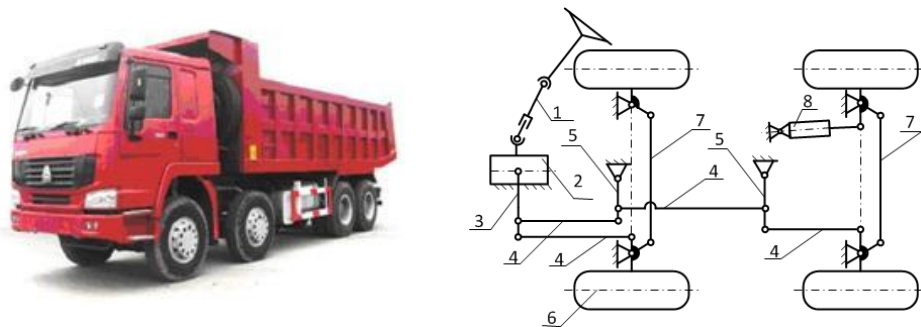


Рис. 6. Автомобіль HOWO ZZ3407S3267C і кінематична схема кермового керування

Отже, проаналізувавши сучасні конструкції кермових керувань транспортних засобів із двома керваними мостами, можна зазначити, що спільним для них є те, що гідравлічний підсилювач кермового керування містить два силових циліндри (за винятком КрАЗ-7634 HE): один – у складі інтегрального кермового механізму, інший – у кермовому приводі. Як показали випробування експериментального зразка КрАЗ-7634 HE, під час повороту повністю завантаженого транспортного засобу не виконуються вимоги Правила № 79 ЄЕК ООН і ГОСТ 31507-2012 щодо легкості керування. Максимальне зусилля на кермовому колесі під час повороту нерухомого автомобіля має бути не більшим за 500 Н, а на практиці є значно більшим.

Найбільш компактною є схема кермового приводу Mercedes Actros-4141. Кермові приводи інших транспортних засобів відрізняються будовою проміжного важеля, який може бути одноплечим (Mercedes Actros-4141, HOWO ZZ3407S3267C) чи двоплечим (інші розглянуті моделі). На нашу думку, кращими щодо навантаженості опори є одноплечі важелі, оскільки реакція, що виникає в місці кріплення важеля, менша. Реакція в опорі викликає згинальний момент у кронштейні, тому він має бути досить масивним і міцним.

Під час створення нових зразків кермових приводів чи модернізації наявних конструктор має забезпечити правильну кінематику повороту керваних коліс, гарантувати надійну і безперебійну роботу кермового керування в екстремальних умовах. Для цього необхідно знати напруження, які виникають у деталях кермового керування під час його роботи. Знаючи напруження, можна оптимізувати розміри деталей, підібрати необхідні матеріали, мінімізувати масу. Сучасні методи проектування полягають у застосуванні тривимірного моделювання за допомогою програмних комплексів Creo, Solid Works та інших. Володіючи такими технологіями, сучасний інженер на етапі проектування має можливість імітаційно змоделювати роботу вузла чи механізму та оперативно усунути недоліки.

Кермовий привод багатовісного транспортного засобу є просторовим багатоважільним механізмом, у якого під час повороту керваних коліс змінюються координати вузлових точок у трьох координатних площинах. Для розрахунку зусилля водія необхідно знати силове передавальне число кермового приводу, яке є функцією кута повороту лівого керованого колеса. Аналітичним шляхом визначити передавальне число кермового приводу досить складно, до того ж конструкції приводів різні. Нами пропонується визначити передавальне число за допомогою

імітаційного тривимірного моделювання. Для цього у програмі Creo [4] була створена модель кермового керування на прикладі КрАЗ-7634 HE, яка наведена на рис. 7.

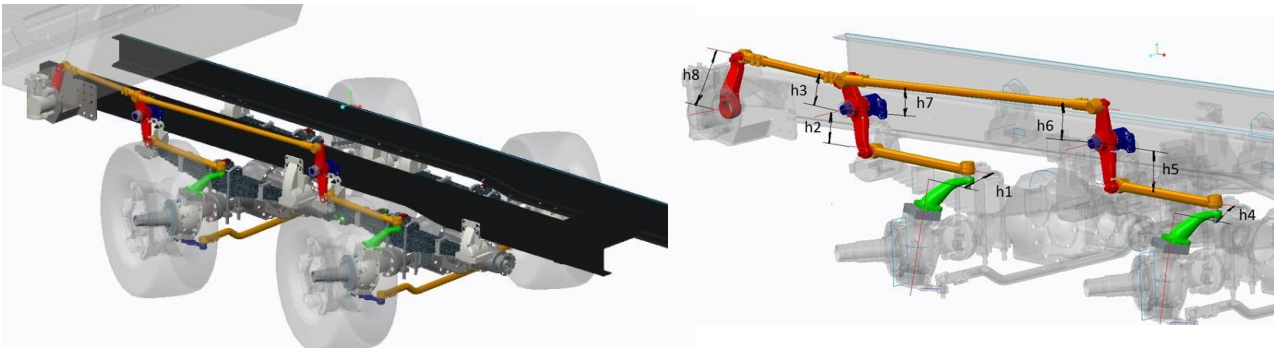


Рис. 7. Тривимірна модель кермового керування та кермового приводу КрАЗ-7634 HE

Модель повністю імітує реальний об'єкт, тобто вона має такі ж самі розміри деталей і координати вузлових точок. Задаючи кут повороту лівого керованого колеса першого мосту, у програмі Creo визначалися кути повороту інших коліс, а також переміщення вузлових точок кермового приводу. Схему для визначення необхідних відстаней між вузловими точками кермового приводу наведено на рис. 7. Відстані h_1 – h_8 визначалися під час повороту лівого керованого колеса першого мосту ліворуч і праворуч на кут до 30 град. Результати імітаційного моделювання визначення відстаней h_1 – h_8 наведено на рис. 8

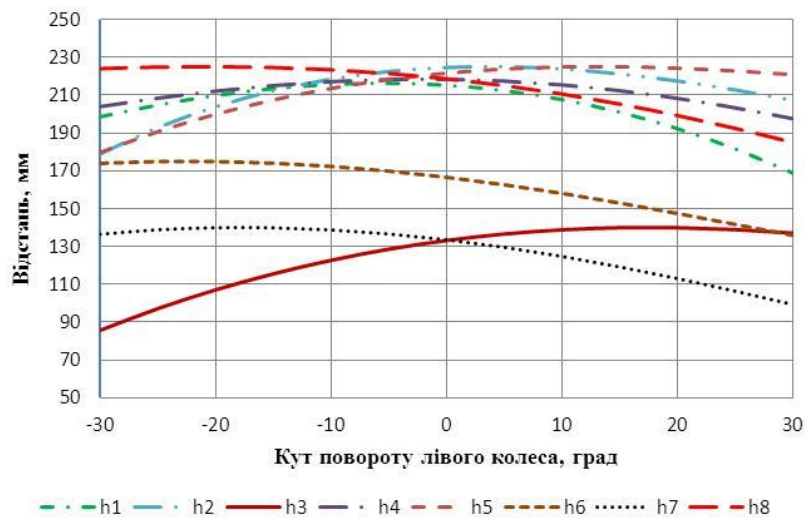


Рис. 8. Залежності відстаней h_1 – h_8 між вузловими точками кермового приводу КрАЗ-7634 HE від кута повороту лівого колеса першого керованого мосту

За відомих значень відстаней h_1 – h_8 можна визначити момент опору повороту керованих коліс, приведений до вала сошки в повному діапазоні кута повороту лівого колеса за формулою:

$$\Sigma M_{\text{сош}}(\Theta) = \frac{h_8 \cdot \left(\frac{\Sigma M_1 \cdot h_2}{h_1} + \frac{\Sigma M_2 \cdot h_5 \cdot h_7}{h_4 \cdot h_6} \right)}{h_3},$$

де ΣM_1 , ΣM_2 – відповідно сумарний момент опору повороту керованих коліс першого та другого керованого мостів.

Отже, за допомогою тривимірного моделювання спрощується визначення кінематичних і силових параметрів колісних керуючих модулів транспортних засобів, зокрема передавального числа кермового приводу.

Висновки. Проаналізовано конструкції кермових приводів транспортних засобів з двома керованими мостами. Установлено, що найбільш компактною схемою є Mercedes Actros-4141. Для забезпечення легкості керування в кермовому приводі доцільно встановлювати додатковий

силовий циліндр гідравлічного підсилювача кермового керування. Схеми з одноплечими важілями в кермовому приводі мають переваги порівняно з двоплечими важілями щодо навантажень, що діють на опору. Запропоновано передавальне число кермового приводу визначати за допомогою імітаційного тривимірної моделювання. Отримано залежність для визначення моменту опору повороту керованих коліс, приведенного до вала сошки з урахуванням передавального числа кермового приводу.

Література.

1. Антонов Д. А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д. А. Антонов. – М. : Машиностроение, 1978. – 216 с.
2. Аксенов П. В. Многоосные автомобили / П. В. Аксенов. – М. : Машиностроение, 1989. – 279 с.
3. Автоальянс: автокаталог [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.autoopt.ru/auto/catalog/truck/>
4. Инженерный консалтинг: Программный продукт Creo Parametric [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.solver.ru/products/cadprod/creo/creo-parametric.asp>
5. Солтус А. П. Математична модель коливань керованого колеса автомобіля, викликаних гідравлічним підсилювачем кермового керування / А. П. Солтус, С. М. Черненко // Вісник КДПУ. – Кременчук, 2006. – Вип. 6/2006 (37). Ч.2. – С. 52-56.

Рецензент:

Сахно В. П. доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри автомобілів, Київ, Україна

УДК 656.073.21:656.073.25

М.Д. Швець, О.Г. Кірічок, В.А. Познаховський*Національний університет водного господарства та природокористування***МЕХАНІЗАЦІЯ ТА ОРГАНІЗАЦІЯ ВИРОБНИЧОГО ПРОЦЕСУ ПРИ ВИКОНАННІ НАВАНТАЖУВАЛЬНО-РОЗВАНТАЖУВАЛЬНИХ РОБІТ**

У статті досліджено проблеми механізації навантажувально-розвантажувальних робіт та організації виробничого процесу при їх виконанні. Розглянуто способи механізації навантажувально-розвантажувальних робіт та визначення їх рівня, наведено склад технологічного процесу навантаження-розвантаження та їх основні операції. Показано вплив механізації та організації виробничого процесу на продуктивність автомобіля.

Ключові слова: організація, навантажувально-розвантажувальні роботи, механізація навантажувально-розвантажувальних робіт, транспортний засіб.

Н.Д. Швець, А.Г. Киричок, В.А. Познаховський**МЕХАНИЗАЦИЯ И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ПРОЦЕССА ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ РАБОТ**

В статье исследованы проблемы механизации погрузочно-разгрузочных работ и организации производственного процесса при их выполнении. Рассмотрены способы механизации погрузочно-разгрузочных работ и определения их уровня, приведен состав технологического процесса погрузки-разгрузки и их основные операции. Показано влияние механизации и организации производственного процесса на производительность автомобиля.

Ключевые слова: организация, погрузочно-разгрузочные работы, механизация погрузочно-разгрузочных работ, транспортное средство.

M. Shvets, O. Kirichok, V. Poznakhovskiy**MECHANIZATION AND ORGANIZATION OF THE PRODUCTION PROCESS IN EXECUTION LOADING AND UNLOADING WORKS**

The article deals with the problems of loading and unloading works mechanization and the organization of the production process in their execution. The methods of loading and unloading works mechanization and determination of their level are considered. The composition of technological loading and unloading process and their main operations are presented. The influence of mechanization and organization the production process on the car's productivity is given.

Key words: organization, loading and unloading works, mechanization of loading and unloading works, transport means.

Постановка проблеми. Підвищення рівня механізації навантажувально-розвантажувальних робіт є одним з основних елементів, що дозволяє зменшити простій автомобілів і автопоїздів в пунктах відправлення і прибуття вантажів. Виходячи з основного завдання транспорту, можна стверджувати, що чим менше автомобіль знаходиться під навантаженням і розвантаженням протягом зміни, тим більше він знаходиться в русі. Це дає можливість перевезти більше вантажу за даний проміжок часу і, в кінцевому рахунку, підвищити рентабельність роботи автотранспортного підприємства.

Зменшення часу простою автомобіля в пунктах відправлення і прийому вантажів досягається не тільки в результаті прискорення виконання навантажувально-розвантажувальних операцій, а також в результаті вдосконалення конструкції автомобіля, покращання дорожніх умов, підвищення майстерності водія, регулювання вуличного руху та інших факторів [1, с. 5-12].

Для повного виключення непродуктивних втрат часу при перевезенні великих об'ємів вантажів необхідно забезпечити рівномірну подачу автомобілів під навантаження і розвантаження, тобто організувати їх роботу.

Метою роботи є аналіз основних підходів до механізації та організації виробничого процесу при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт.

Результати досліджень. Як відомо з літературних джерел різних авторів [2, с. 12-24], вплив часу простою на продуктивність автомобіля визначається довжиною їздки автомобіля з вантажем. При великій відстані між пунктами навантаження і розвантаження основний час витрачається на перевезення вантажу, і в результаті зменшення часу автомобіля в дорозі можна збільшити продуктивність роботи автомобіля [3, с. 4-10]. При невеликих відстанях (до 20 км) час простою під навантаженням-розвантаженням може в декілька раз перевищувати час руху автомобіля, і основним засобом збільшення продуктивності автомобіля буде зменшення часу навантажувально-розвантажувальних робіт, а, як відомо, основна маса вантажів перевозиться автомобільним транспортом на невеликі відстані.

Виконання навантажувально-розвантажувальних робіт на автомобільному транспорті є найбільш трудомісткою складовою частиною транспортного процесу. У зв'язку з цим простій автомобілів під навантажувально-розвантажувальними операціями і в очікуванні їх залишаються досить значними. Це пов'язано з недостатньо високим рівнем механізації навантаження-розвантаження вантажів на транспорті, з нечіткою організацією та координацією дій різних організацій при перевантаженні вантажів у транспортних вузлах.

Досягнення сучасної науки в автомобільній галузі в сфері транспортних технологій дозволяє суттєво підвищити ефективність перевезень вантажів, а також зменшити тривалість одного з основних елементів транспортного процесу – простою під навантаженням-розвантаженням.

Відповідність і ефективність використання різних видів транспортних засобів обумовлюється технологічними схемами виконання навантажувально-розвантажувальних робіт, які розробляються, виходячи з різних варіантів перевантаження.

Як відомо, варіантом перевантаження називається закінчене за призначенням переміщення вантажу. При позначенні варіанту перевантаження показується, звідки і куди переміщується вантаж:

склад-автомобіль; автомобіль-вагон; майданчик-автомобіль тощо.

В межах кожного варіанту перевантаження може бути декілька варіантів механізації, тому що для перевантаження одного і того ж вантажу можуть використовуватись різні засоби механізації. Варіантом механізації називають різновид переробки вантажів, що виконується з допомогою різних навантажувально-розвантажувальних механізмів.

Розрізняють механізований і немеханізований способи виконання навантажувально-розвантажувальних робіт.

При механізованому способі всі операції виконують за допомогою різних навантажувально-розвантажувальних механізмів.

В деяких випадках (особливо при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт в торгівельній сфері) використовують немеханізований спосіб виконання даних робіт, при якому всі операції виконуються вручну з використанням фізичної праці робітників-вантажників.

Виходячи з даних визначень, можна розділити виконання всіх видів навантажувально-розвантажувальних робіт за рівнем механізації.

Часткова механізація – це механізація, при якій навантаження може здійснюватись механізовано, а розвантаження – вручну, або навпаки (навантаження на складах механізоване, а розвантаження в магазинах вручну).

Комплексна механізація навантажувально-розвантажувальних робіт – це механізація, при якій транспортні засоби виконують не тільки всі основні, але і деякі додаткові навантажувально-розвантажувальні операції, тобто механізовані всі стадії транспортного процесу. При комплексній механізації ручна праця на навантажувально-розвантажувальному фронті допускається як виняток лише на технологічних операціях, для виконання яких не створені засоби механізації, а також на нетяжких другорядних операціях (закріплення вантажів в кузові автомобіля, наводка елементів для складування) [4, 5, 6].

Основним показником механізації є рівень механізації, який визначається для двох випадків.

В першому випадку рівень простої механізації навантажувально-розвантажувальних робіт визначається як відношення кількості вантажу навантаженого і розвантаженого механізованим способом $\sum Q_M$ до загальної кількості навантаженого і розвантаженого вантажу $\sum Q_r$

$$Y_M = \frac{\sum Q_M}{\sum Q_r} \times 100, \%$$

де Y_M – рівень простої механізації, %.

В другому випадку рівень комплексної механізації навантажувально-розвантажувальних робіт визначається як відношення кількості навантаженого і розвантаженого вантажу механізованим способом разом з виконанням обсягу допоміжних робіт ($\sum Q_{M.o.}^{mex.} + \sum Q_{M.d.}^{mex.}$) до загальної кількості навантаженого і розвантаженого вантажу ($\sum Q_{M.o.} + \sum Q_{M.d.}$).

$$Y_{ком.мех.} = \frac{\sum Q_{M.o.}^{mex.} + \sum Q_{M.d.}^{mex.}}{\sum Q_{M.o.} + \sum Q_{M.d.}} \cdot 100, \%$$

Рівень механізації визначається, як правило, для кожного конкретного пункту відправки і отримання вантажу. Крім того, досить часто рівень механізації диференціюють по галузях народного господарства (будівельна – 100%, торгівля – 50%).

Виходячи з рівня механізації і інтенсивності прибуття транспортних засобів в пункти навантаження-розвантаження, складається план-графік роботи навантажувально-розвантажувального пункту і відповідно планується організація виробничого процесу.

Класичний варіант організації виробничого процесу навантаження-розвантаження складається з чотирьох основних етапів:

1. Час очікування – це час, що витрачається автомобілем в зв'язку з невідповідністю навантажувально-розвантажувального пункту до прийому транспортних засобів через його недостатню пропускну здатність (при хаотичному під'їзді автомобілів).

2. Час маневрування – це час, що витрачається для під'їзду автомобіля до місця навантаження. Він залежить від розмірів навантажувально-розвантажувального майданчика навантажувально-розвантажувального поста, стану під'їзних шляхів, незручного розташування складських приміщень, а також внаслідок деяких конструктивних особливостей рухомого складу (наявність причепів).

3. Час виконання навантажувально-розвантажувальних операцій – це час на операції, що безпосередньо пов'язані із захватом, переміщенням, розміщенням, звільненням навантажувально-розвантажувального механізму від вантажу та закріпленням його на рухомому складі, або звільнення рухомого складу від вантажу.

4. Час оформлення документів – це час, що витрачається в тих випадках, коли при організації вантажних перевезень необхідно отримати відповідні супроводжувальні документи (шляховий лист, товарно-транспортна накладна).

Якщо правильно організувати виробничий процес, тобто дотримуватися графіка прибуття транспортних засобів з відповідною кваліфікацією водіїв та згідно з планом виконувати навантажувально-розвантажувальні роботи, то такі елементи транспортного процесу, як очікування, маневрування і оформлення документів повністю або майже повністю виключають із простою автомобіля під навантажувально-розвантажувальними операціями.

Одним з етапів організації виробничого процесу виконання вантажних операцій в навантажувально-розвантажувальних пунктах є чітке дотримання технологічного процесу виконання навантажувально-розвантажувальних робіт.

Загальна тривалість часу простою автомобіля під навантаженням-розвантаженням встановлюється Єдиними тарифами на перевезення вантажів автомобільним транспортом і залежить від таких факторів:

- вантажопідйомності автомобіля;
- способу виконання навантажувально-розвантажувальних робіт;
- властивостей вантажу;
- типу рухомого складу;
- виду перевезень вантажу.

Безпосередньо до складу технологічного процесу виконання навантажувально-розвантажувальних робіт входять як основні, так і допоміжні операції. Для них встановлюються додаткові норми часу.

До основних операцій виробничого процесу виконання навантажувально-розвантажувальних робіт відносяться:

- захват вантажу на транспортному засобі або зняття його з місця зберігання;
- переміщення вантажу до транспортного засобу, що стоїть під навантаженням;
- розміщення (навалювання) вантажу на платформу транспортного засобу;
- зняття (скидання) вантажу з транспортного засобу;
- переміщення вантажу від транспортного засобу до місця його подальшого перебування або зберігання;
- розміщення (складування) вантажу на місці зберігання.

Крім того, до складу технологічного процесу входять і додаткові операції, до яких відносяться:

- відкриття і закриття бортів транспортного засобу (автомобіля);
- закріплення (прив'язування) вантажу на платформі транспортного засобу і захист його від впливу зовнішнього середовища (накриття брезентом);
- маркування вантажу;

- навішення пломб на двері автомобіля фургона або замки контейнерів;
- зважування автомобіля з вантажем і без вантажу або замір вантажу по об'єму.

Якщо відстань між постачальником та споживачем досить велика, то час знаходження транспортного засобу в дорозі буде набагато більшим за час простою автомобіля під навантаженням-розвантаженням. І навпаки, при виконанні перевезень на невеликі відстані час простою під навантаженням-розвантаженням може у декілька разів перевищувати час руху автомобіля.

Тривалість простою автомобіля під навантаженням-розвантаженням впливає на продуктивність рухомого складу та собівартість перевезень вантажу. Із збільшенням часу простою автомобіля під навантаженням-розвантаженням зростає собівартість перевезення 1 тонни вантажу та зменшується годинна продуктивність рухомого складу.

На всі навантажувально-розвантажувальні роботи складають технологічні карти, в яких з урахуванням конкретних умов виробництва розробляють ефективні способи виконання всіх операцій технологічного циклу.

Обов'язковою умовою виконання будь-яких навантажувально-розвантажувальних робіт є також дотримання вимог безпеки. Основними нормативними документами, які регламентують їх дотримання, є:

1. ГОСТ 12.3.009-76 (2000) (СТ РЕВ 3518-81). Роботи вантажно-розвантажувальні. Загальні вимоги безпеки.
2. ГОСТ 12.3.020-80 (2001) ССБТ. Процеси переміщення вантажів на підприємствах. Загальні вимоги безпеки.
3. ПОТ Р М-007-98. Міжгалузеві правила по охороні праці при вантажно-розвантажувальних роботах і розміщенні вантажів.
4. ПБ-10-14-92. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів;
5. РД 10-231-98. Стропи вантажні загального призначення. Вимоги до пристрою і безпечної експлуатації.

Із сказаного вище випливає, що проблема підвищення механізації та організації виробничого процесу впливає безпосередньо на продуктивність автомобіля, тобто вона пов'язана із скороченням тривалості його простою під навантаженням-розвантаженням у пунктах відправлення та прибуття вантажу і підвищення ефективності виконання навантажувально-розвантажувальних робіт. А це досягається при умові комплексної механізації постів навантаження-розвантаження, оптимальної організації виробничого та транспортного процесу, оптимізації навантажувально-розвантажувальних робіт на належному рівні та дотримання правил техніки безпеки.

Висновки. Провівши теоретичний аналіз сучасних підходів до механізації та організації виробничого процесу при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт, видно, що найбільш оптимальним підходом є такий, при якому механізація є максимальною з урахуванням виду вантажу. Залежно від виду вантажу здійснюється відповідна організація технологічного процесу навантаження-розвантаження. При якісній організації технологічного процесу такі елементи, як час очікування, маневрування і оформлення документів повністю або майже повністю виключають із простою автомобіля під навантажувально-розвантажувальними операціями, що призводить до збільшення продуктивності транспортного засобу та зменшення собівартості перевезення вантажу.

Література.

1. Гончарук О.М. Вантажопідіймна, транспортуюча та транспортна техніка : навч. посіб. / О.М. Гончарук, В.М. Стрілець. – Рівне : НУВГП, 2008. – 345 с.
2. Дегтерев Г.Н. Организация и механизация погрузочно-разгрузочных работ на автомобильном транспорте : учеб. пособие / Г.Н. Дегтярев. – М. : Транспорт, 1980. – 264 с.
3. Северин О.О. Вантажні роботи на автомобільному транспорті: організація і технологія : навч. посіб. / О.О. Северин. – Харків : ХНАДУ, 2007. – 344 с.
4. Калініченко О.П. Підвищення ефективності спільної роботи вантажних автомобілів і вантажно-розвантажувальних засобів. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. – Харків, 2003. – 15 с.
5. Полтавець М.А. Наукові основи комплексної механізації та автоматизації навантажувально-розвантажувальних транспортно-складських робіт при взаємодії з рухомих складом та макрологістичної системи поточних ліній і комплексів / М.А. Полтавець, О.Д. Омельченко // Наукоємні технології. – 2016. – № 3 (31). – С. 308-314.
6. Федорко Н.В. Обґрунтування способу навантажувально-розвантажувальних робіт / Н.В. Федорко, О.П. Цьонь, В.О. Дзюра // Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій». – Тернопіль, 2015. – С. 244-245.

**ДО УВАГИ КОРЕСПОНДЕНТІВ!
ПРАВИЛА ОФОРМЛЕННЯ ТА ПОДАННЯ СТАТЕЙ**

1. **Наукова стаття обов'язково повинна мати наступні необхідні елементи:** постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття; формулювання цілей статті; виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших досліджень у даному напрямку.
2. **Статтю можна подавати українською, російською, або англійською мовою.** Стаття повинна бути набрана у текстовому редакторі не нижче MS WORD 97/03. Нумерацію сторінок не виконувати. Обсяг статті від 5-9 сторінок.
3. Параметри сторінки: верхнє, нижнє та лівє поле – 2 см, праве поле 2,5 см. Від краю до колонтитула верхнього – 1,25 см, нижнього – 1,25 см.
4. Шапка статті: індекс УДК, ініціали та прізвища авторів розміщується на один абзац нижче шрифтом 11 пт, назва організації – набираються з нового рядка шрифтом Time New Roman Cyr розміром 11 пт з одинарним міжрядковим інтервалом і вирівнюються по центру. Назва статті розміщується на один абзац нижче назви організації, набирається шрифтом Time New Roman Cyr розміром 11 пт з напівжирним виділенням і вирівнюється по центру.
5. **Анотації** українською, російською мовами набираються з абзацного відступу шрифтом Time New Roman Cyr розміром 9, курсив, напівжирний 300-500 друкованих знаків з одинарним міжрядковим інтервалом і вирівнюються по ширині; англійською мовами розширена анотація 700-1000 друкованих знаків.
6. Нижче анотацій обов'язково вказуються ключові слова шрифтом Time New Roman Cyr, курсив, напівжирний 9 пт.
7. Основний текст розміщується на 1 см нижче анотацій, набирається з абзацного відступу 1 см шрифтом Time New Roman Cyr розміром 11 пт з одинарним міжрядковим інтервалом і вирівнюється по ширині.
8. Для набирання формул застосовувати редактор формул MS WORD (використовувати шрифти: Symbol, Time New Roman Cyr; розміри шрифтів: звичайний 12 пт, крупний індекс 7 пт, дрібний індекс 5 пт, крупний символ 18 пт, дрібний символ 12 пт). Формула вирівнюється по центру і не повинна займати більше 5/6 ширини рядка.
9. Якщо в статті присутні ілюстрації, необхідно розташовувати їх по тексту, вирівнюючи підписи (*Рис. 1. Схема ...*) по ширині з абзацного відступу 1 см. Другий екземпляр ілюстрації необхідно подати на окремому листі. Ілюстрації повинні бути чіткими та контрастними.
10. Таблиці розташовувати по тексту, причому їх ширина повинна бути на 1 см менша ширини рядка. Над таблицею поставити її порядковий номер (*Таблиця 1*) вирівнюючи по правому краю, під яким розмістити назву таблиці вирівнюючи по центру.
11. Література подається загальним списком в кінці рукопису згідно з вимогами державного стандарту через 1 см від останнього рядка.
12. Статті надіслати електронною поштою за такою адресою: notatki@ukr.net
13. До статті додається дві рецензії: зовнішня і внутрішня. Редакція залишає за собою право направляти статті на додаткову рецензію.
14. В кінці статті обов'язково вказуються ПІБ, посаду, науковий ступінь, вчене звання рецензентів статті.
15. Рукописи, що не відповідають вище вказаним вимогам, не розглядаються і до друку не приймаються.

До статті обов'язково додаються у письмовому вигляді відомості про авторів:

Прізвище, Ім'я, По-батькові

Місце роботи, посада, науковий ступінь, вчене звання

Наукові інтереси

Назва статті та особисті підписи усіх авторів

Адреса для листування, телефон

Довідки з питань публікації та прийому матеріалів у збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ» можна отримати у відповідального секретаря – Савюка Ігоря Віталійовича за тел. (0332) 262519.

Адреса: 43018, м. Луцьк, вул. Потебні, 56, к. 34.

Автор статті отримує 1 примірник збірника. **Вартість друку** однієї сторінки становить 45 грн. Рахунок виставляється після підтвердження редакційною колегією про прийняття статті до друку.

До уваги авторів. Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ» (за галузями знань «Технічні науки») згідно наказу МОН України № 528 від 12.05.2015 р. затверджено як наукове фахове видання України, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук.

Збірник входить у науково метричну базу РИНЦ.

Редколегія повідомляє, що планова періодичність друку збірника чотири випусків на рік.

P.S. Без авторської довідки, матеріали редакційною колегією не розглядаються.

ЗРАЗОК ОФОРМЛЕННЯ СТАТТІ

УДК: 620.179.16

І.І. Іванов¹, П.П. Петров²

Луцький національний технічний університет¹

Тернопільський національний технічний університет²

**НАБЛИЖЕНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ОСІ КОНОЇДА, ПРЕДСТАВЛЕНОГО ДИСКРЕТНИМ
КАРКАСОМ ТВІРНИХ**

Розроблено алгоритм наближеного визначення осі коноїда, представленого дискретним каркасом спільних твірних.

Ключові слова: вісь коноїда, дискретний каркас, твірна.

И.И. Иванов, П.П. Петров

**ПРИБЛИЖЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСИ КОНОИДА, ПРЕДСТАВЛЕННОГО
ДИСКРЕТНЫМ КАРКАСОМ ОБРАЗУЮЩИХ**

Разработан алгоритм приближенного определения оси коноида, представленного дискретным каркасом обшивки образующих.

Ключевые слова: ось коноида, дискретный каркас, образующая.

I. Ivanov, P. Petrov

**AXIS APPROXIMATE DEFINITION OF CONOID DESCRIBED BY THE SET OF STRAIGHT
LINES**

The algorithm of axis approximate definition of conoid described by the set of straight lines is made. The approximate conoid axis is a line. Conoid is created by straight lines.

Keywords: conoid axis, discretely carcass of straight lines.

Постановка проблеми. На коноїді, представленому дискретним каркасом твірних, можна побудувати безліч плоских і просторових.....

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Наскільки відомо автору з.....

Постановка завдань. В роботі поставлено мету – розробити алгоритм.....

Викладення основного матеріалу. Для наближеного визначення осі використовувалася така властивість коноїдів: усі твірні поверхні перетинають її вісь [1].

$$Y_j = \frac{1}{K} \sum_{i=1}^n Y_{ji}, \quad (1)$$

де K -

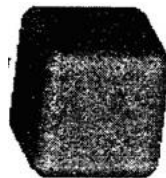


Рис. 1. Назва рисунка

Таблиця 1.

Назва таблиці

№п/п	Фактори		Функції відгуку	
	X ₁	X ₂	Y ₁	Y ₂

Висновки. В статті розроблено алгоритм наближеного.....

Список використаних джерел:

1. Гуляев К.В. Математические модели и моделирование. – М: Металлургия, 1970. – 471 с.
2. Гірченко.....

ПШБ, посада, науковий ступінь, вчене звання рецензентів статті.

Ціна договірна

Колектив авторів

Наукові нотатки

**Міжвузівський збірник
(за галузями знань «Технічні науки»)
Випуск 62**

Комп'ютерний набір та верстка: І.В. Савюк
Збірник друкується в авторській редакції

Наклад **300 прим.**

Адреса редакції: 43018, м. Луцьк, вул. Потебні, 56.

Редакційно-видавничий відділ
Луцького національного технічного університету
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75.
Свідоцтво Держкомтелерадіо України ДК № 4123 від 28.07.2011