

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

LUTSK NATIONAL
TECHNICAL UNIVERSITY

СУЧАСНІ
ТЕХНОЛОГІЇ
В
МАШИНОБУДУВАННІ
ТА ТРАНСПОРТІ

ADVANCES
IN
MECHANICAL
ENGINEERING
AND TRANSPORT

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

SCIENTIFIC JOURNAL

ISSN 2313-5425

№2 (13)

2019

ЛУЦЬК

LUTSK

Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2019.– №2(13).– 186 с.

В матеріалах наукового журналу висвітлюються результати наукових досліджень та науково-дослідних розробок в галузі машинобудування, автомобільного транспорту, транспортних систем і транспортних технологій на автомобільному транспорті, а також, математичного та комп'ютерного моделювання технічних процесів та систем.

Свідоцтво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації – КВ №20504-10304Р від 30.12.2013р.

**Науковий журнал включений до Переліку наукових фахових видань України
згідно наказу Міністерства освіти і науки України № 528 від 12.05.2015р.**

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Пустюльга С.І., д.т.н., професор, Луцький НТУ (головний редактор); **Дідух В.Ф.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ (заступник головного редактора), **Плоский В.О.**, д.т.н., професор, Київський національний університет будівництва і архітектури (заступник головного редактора); **Сахно В.П.**, д.т.н., професор, Національний транспортний університет (заступник головного редактора); **Ярошевич М.П.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ (заступник головного редактора); **Онищук В.П.**, к.т.н., доцент (відповідальний секретар); **Самостян В.Р.**, к.т.н., доцент (відповідальний секретар); **Владут Валентин**, PhD. Eng., Національний інститут проектування машин та обладнання для сільського господарства і харчової промисловості (INMA, Румунія); **Головачук І.П.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Голячук С.Є.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Дударев І.М.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Заболотний О.В.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Захарчук В.І.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Кравченко О.П.**, д.т.н., професор, Житомирський державний технологічний університет; **Лобанова С.І.**, к.пед.н., доцент Луцький НТУ; **Марчук В.І.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Матейчик В.П.**, д.т.н., професор, Національний транспортний університет; **Мурований І.С.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Олександренко В.П.**, д.т.н., професор, Хмельницький національний університет; **Рудь В.Д.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Савчук П.П.**, д.т.н., професор, ректор Луцького НТУ; **Селезньов Е.Л.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Славінскас Стасіс**, д.т.н., професор, Університет ім. Александраса Стулгінскіса (Литва); **Цизь І.Є.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Хамед Ашраф**, Dr.-Ing., ВАТ «Dornier Consulting» (Німеччина); **Бартломейчик Миколай**, доктор інженерії, Політехніка Гданська (Польща); **Шимчук С.П.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ.

Друкується за рішенням Вченої ради
Луцького національного технічного університету
(Протокол №4 від 26.11.2019р.)

ЗМІСТ

Dudarev I., Hunko Yu. Determining the advantages of the gravitational mixer of granular and bulk materials.....	5
A.V.Ichenko, V.P.Shumliakivskiy, N.I.Krushynska, O.O.Baginskiy Analysis of some parameters of the cars imported into Ukraine from the countries of the European Union for further operation	14
V. Kyshchun, S. Pustiulha, V. Samchuk, V. Dembitskij, V. Prydiuk Formation of classification features of road cars.....	23
Волков В.П., Грицук І.В., Волкова Т.В., Белов В.І., Волков Ю.В., Онищук В.П. Сучасні технології в технічній експлуатації автомобілів.....	30
Гандзюк Д.М., Гандзюк М.О., Стельмащук В.В. Визначення нормальних реакцій опорної поверхні При русі модульного триланкового причіпного автопоїзда ускладі «автомобіль-тягач – двовісний підкатний візок – тривісний напівпричіп» у гальмівному режимі.....	38
Грубель М.Г. Теоретичні засади формування параметрів підвіски колісної військової автомобільної техніки за умов руху бездоріжжям.....	52
Дацюк Л.М., Юхимчук С.Ф., Вржешч М.В., Сай В.А. Обґрунтування параметрів універсальної льонозбиральної машини.....	63
Кірічок О.Г., Антонюк В.П., Шевченко О.В. Роль і значення міжнародних автомобільних пасажирських перевезень у розвитку економіки країни.....	68
Кравченко О.П., Кривошапов С.І., Чуйко С.П. Вдосконалення алгоритму нормування витрати палива міським автобусом обладнаним кондиціонером.....	76
Криштопа С.І., Криштопа Л.І., Гнип М.М., Микитій І.М., Мельник В.М., Дикун Т.В. Дослідження складу і теплоти згорання піролізних газів як палива для конвертованих на газ дизельних двигунів нафтогазового технологічного транспорту.....	84
Литвин В.В., Таран І.О., Кононенко К.С. Обґрунтування ефективності застосування кільцевого руху на вулично-дорожній мережі м. Дніпро у програмному середовищі PTV VISSIM.....	95
Лотиш В.В., Гуменюк Л.О., Гуменюк П.О. Структурно – функціональна модель роботи електронної системи курсової стійкості (ESP).....	108
Молодан А.О. Визначення потужності і роботи вимушених коливань при відключенні циліндрів в двигуні колісної машини.....	116

CONTENT

Dudarev I.M., Hunko Yu.L. Визначення переваг гравітаційного змішувача сипких та гранульованих матеріалів.....	5
Ільченко А.В., Шумляківський В.П., Крушинська Н.І., Багінський О.О. Аналіз деяких параметрів автомобілів, що ввезено в Україну з країн Європейського Союзу для подальшої їх експлуатації	14
В. Кишчун, С. Пустюльга, В. Самчук, В. Дембіцький, В. Придюк. Формування класифікаційних ознак дорожніх легкових автомобілів.....	23
V. Volkov, I. Gritsuk, T. Volkova, V. Belov, Y. Volkov, V. Onyshchuk. Modern technology in technical operation of cars.....	30
D. Gandziuk, N. Gandziuk, V. Stelmashchuk Determination of normal reactions of the supporting surface during the movement of a modular three-link trailed road train as part of a “car-tractor - two-axle trolley-three-axle semi-trailer” in the braking mode... ..	38
M. Hrubel Theoretical bases of formation of wheeled military automotive equipment suspension system parameters in off-road driving conditions.....	52
L. Datsiuk, S. Yuhymchuk, M. Vrzhesch, V. Say Justification of parameters of a universal flax harvester.....	63
O. Kirichok, V. Antonyuk, O. Shevchenko The role and importance of international automobile passenger transportation in the development of the country's economy.....	68
O. Kravchenko, S. Krivoshepov, S. Chuiko The improvement of the limitation algorithm of the fuel consumption of the public transport buses equipped with air conditioning units.....	76
S.Kryshchopa, L. Kryshchopa, M. Hnyr, I. Mykytiy, V. Melnyk, T. Dykun. Research of Composition and Heat of Combustion of Pyrolysis Gases as a Fuel for Gas-Converted Engines of Oil and Gas Technological Transport.....	84
V. Litvin., I. Taran, K. Kononenko Substantiating the efficiency of circular traffic use in the context of road network in Dnipro City within software environment PTV VISSIM.....	95
Lotysh V.V., Gumeniuk L.O., Humeniuk P.O. Structural - functional model of work of electronic system of course stability (ESP).....	108
A. Molodan. Determination of power and work of forced vibrations when the cylinders are disconnected in the engine of the wheeled vehicle.....	116

Монастирський Ю. А., Бондар І.В., Сістук В.О. Математичні моделі функціонування підприємств технічного сервісу кар'єрних автосамоскидів.....	Yu. Monastirsky, I. Bondar, V. Sistuk Mathematical models of functioning of enterprises of technical service of career dump trucks.....	124	124
Овчинніков Д.В. Вплив складу сумішевого бензину на енергетичні показники та паливну економічність автомобілів з різними системами живлення двигуна.....	D. Ovchynnikov Effect of the composition of mixed gasoline on energy indicators and fuel economy of vehicles with different engine power systems.....	131	131
Павлова І.О., Грабовець В.В., Дубицький О.С., Онищук В.П. Аналіз роботи маршрутного транспорту в зоні зупиночного пункту.....	I. Pavlova, V. Grabovets, O. DUBYTSKYI, V. Onyshchuk Analysis of road transport work in the zone of stopping point.....	139	139
Сахно В.П., Мурований І.С., Поляков В.М., Місько Є.М. До порівняльної оцінки триланкових пасажирських поїздів за стійкістю руху.....	V.Sakhno, I. Myrovany, V.Poljakov, E.Misko To comparative assessment of three-unit lorry passenger trains.....	146	146
Сахно В.П., Стельмащук В.В., Онищук В.П. Попелиш Д.М., Томчук С.М. До питання щодо динамічного способу управління автомобілем.....	V. Sakhno, V. Stelmashchuk, V. Onyshchuk, D.Popeluch, S.Tomchuk To question on dynamic management of cars.....	156	156
Спасіченко О.В. Досвід оптимізації маршрутної мережі міста за еколого-економічними показниками.....	O. Spasichenko The experience of optimization of route network of the city by ecological and economic indicators.....	165	165
Хітров І.О., Сорока В.С., Кристопчук М.Є., Пашкевич С.М. Модель формування площі транспортного обслуговування маршрутів пасажирського сполучення.....	I. Khitrov, V. Soroka, M. Krystopchuk, S. Pashkevych Model forming area of transport service routes of passenger traffic.....	173	173
Перелік рецензетів	List reviewers	185	185

Dudarev I., Hunko Yu.
Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

DETERMINING THE ADVANTAGES OF THE GRAVITATIONAL MIXER OF GRANULAR AND BULK MATERIALS

In the food industry, the batch and continuous drum mixers of various designs are used for mixing of granular and bulk materials. The drum mixers have low productivity because they are typically batch and have considerable energy costs for the mixing process, as energy is consumed not only for the dosing, loading and unloading of components and mixtures, but also energy is consumed directly for the mixing process, which involves the rotation of the drum and workers bodies and surfaces. The gravitational mixers have several advantages over the drum mixers. As a rule, in the gravitational mixers the mixing process takes place without energy consumption, which significantly reduces the specific energy consumption for mixing. The results of the comparative calculation of the productivity of the drum mixer and proposed gravitational mixer and the specific energy consumption for the mixing process in these mixers indicate the benefits of the gravitational mixer, which has higher productivity and lower specific energy consumption. Analysis of the possible trajectories of movement of the particles of granular and bulk materials in the mixer section leads to the conclusion that their contact with the walls of the section body is possible, which does not directly affect the flow of the mixing process, but may cause damage to the components. The theoretical study allowed obtaining a condition for determination of the design parameters of the mixer section taking into account the physical and mechanical properties of the components. In the gravitational mixer with these design parameters, the components particles will not contact with the walls of the section body and accordingly will not be damaged.

Keywords: mixing process, mixer, bulk and granular components, mixer productivity, mixer energy consumption.

INTRODUCTION

The batch and continuous drum mixers are used to mix bulk and granular components in the food industry [1 – 4]. The batch drum mixers are the most common (Fig. 1). This is due to the peculiarities of food production technology and the duration of individual technological processes. Most of the batch drum mixers are additionally equipped with work bodies and work surfaces that intensify the mixing process, but also cause damage to the components of the mixture. During component loading and unloading, the batch drum mixer does not work, causing poor productivity. In the batch drum mixers, energy is consumed by the drum drive and equipments of components loading and mixture unloading. However, the gravitational mixers are gaining ground in various industries, since gravitational mixers consume energy only for components loading. Thus, the gravitational mixers have advantages over the batch drum mixers and these mixers are more suitable for granular and bulk materials mixing process in the food industry.

LITERARY DATA ANALYSIS AND PROBLEM STATEMENT

A large number of publications in the scientific literature are devoted to the study of the bulk and granular materials mixing process and determination of the mixer designs [5 – 9].

In describing the mixing process, the mixer hardware is only one of several components, because the mixing process also includes component dosing method, the loading method, the unloading method, the mixing time, and the mixing energy [10]. The method of dosing components and the design of the dispenser is selected taking into account the physical and mechanical properties of the components. The loading method includes the order of loading the constituents into the mixer and also the duration of the loading period. The components are loaded together before mixing or added one at a time to the mixer during the mixing process. In addition, for continuous mixers, the height of the component layer in the mixer is important, since the mixing quality depends on it.

The mixing time is defined as the time elapsed between the loading of the first component to the final unloading of the mixture or as the time between the loading of all components and the beginning of mixture unloading [10].

Unloading a mixture of granular and bulk components from the mixer, as a rule, occurs by gravity without the use of special equipment. The unloading time must be kept to a minimum so that the quality of the mixture does not deteriorate due to caking.

The energy needed to mix is determined by the duration of dosing and loading of components, the immediate duration of the mixing process and the duration of unloading the mixture, if this equipment is used. In addition, the power consumption depends on the design of the mixing equipment and its performance.

Thus, it is important to compare the productivity and energy costs of the mixing process for different mixers. Comparison of the mixer designs will allow offering the best mixer design for granular and bulk materials.

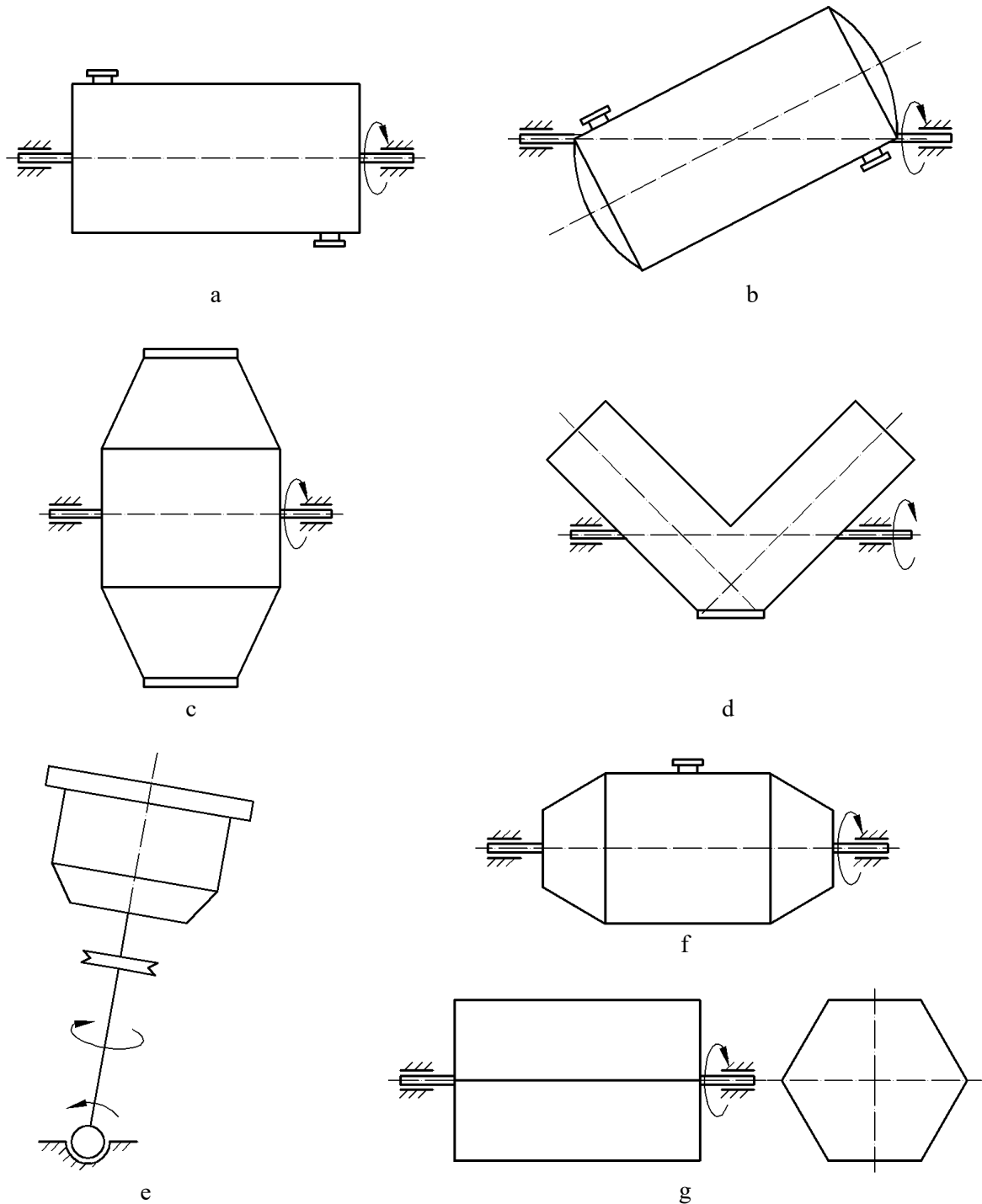


Figure 1 – Schemes of the batch drum mixers of bulk and granular materials:
 a – the horizontal mixer; b – the inclined mixer; c – the vertical inclined;
 d – the V-mixer; e – the vibration mixer; f – the conical mixer; g – the multifaceted mixer

THE GOAL AND OBJECTIVES OF THE RESEARCH

The goal of the research is to determine the design of the mixer of granular and bulk materials for the food industry, which ensures high mixing process productivity and low energy consumption for the mixing process, and does not cause damage to the components of the mixture.

To achieve the goal of the research it is very important to solve the following tasks:

- to determine the theoretical productivity of the batch drum mixer and the gravitational mixer;

- to determine the specific energy consumption of the batch drum mixer and the gravitational mixer;
- to analyze the trajectories of possible movement of the particles of components in the gravitational mixer and to determine the mixer design parameters of the, which do not generate the damage of the mixture.

RESULTS AND DISCUSSION

The proposed gravitational mixer consists of sections of the same design installed one above the other (Fig. 2). Sections are rotated relative to each other by an angle $\pi/2$ (rad) in the horizontal plane. The section is formed by the body, inside which two vertical partitions are fixed, delineating the section into three parts. Moreover, the part between the vertical partitions is not operational, and the part between the vertical partitions and body is operational. From the operational parts of the section to each vertical partition are attached the combiner and the separator. They are correspondingly designed to combine flows of the components and to divide flow of the mixtures of the components. Each combiner and separator is formed by two plates. Under the bottom section there are four containers designed to collect the finished mixture. The component flows and the flows of the mixtures formed by the components are repeatedly combined and separated in the mixer, which leads to mixing of the components.

Before mixing the components, the components are always dosed and loaded into the mixer. As a rule, the processes of dosing and loading of components are combined, performed by one device. Accordingly, in addition to the energy costs of mixing, energy is spent on the dosage and loading of components. Thus, when choosing a mixer design, it is necessary to compare, in addition to the productivity of various mixers, also the energy costs for dosing, loading and mixing of components.

To obtain multicomponent mixtures in the food industry, the drum mixers of various designs are mainly used. These are the batch mixers. The productivity of such mixers is determined by the equation:

$$Q = \frac{Vk_V \rho}{t_l + t_m + t_d}, \quad (1)$$

where Q – the productivity of the batch mixer, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$;

V – the volume of the working chamber of mixer, m^3 ;

k_V – the coefficient of filling the mixer chamber (it is recommended $k_V \leq 0.5$);

ρ – the density of the mixture, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$;

t_l – the duration of dosing and loading of components into the mixer, h;

t_m – the duration of mixing of components in the batch mixer, h;

t_d – the duration of unloading the mixture from the batch mixer, h.

The total energy consumption for dosing, loading and mixing of components in the batch drum mixer is determined by the equation (provided that the equipment is not used for unloading the mixture):

$$N_\Sigma = \frac{1}{t_l + t_m + t_d} (t_l N_l + t_m N_m), \quad (2)$$

where N_Σ – the total energy consumption for dosing, loading and mixing, $\text{W} \cdot \text{h}$;

t_l – the duration of dosing and loading of component into the mixer, h;

N_l – the power of equipment for dosing and loading of component, W;

N_m – the power of the batch drum mixer for mixing components, W.

The productivity of the proposed gravitational mixer is determined by the equation:

$$Q = \sum_{i=1}^4 Q_i, \quad (3)$$

where Q – the productivity of the gravitational mixer, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$;

Q_i – the weight of the component i that is loaded into the mixer in one hour, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$.

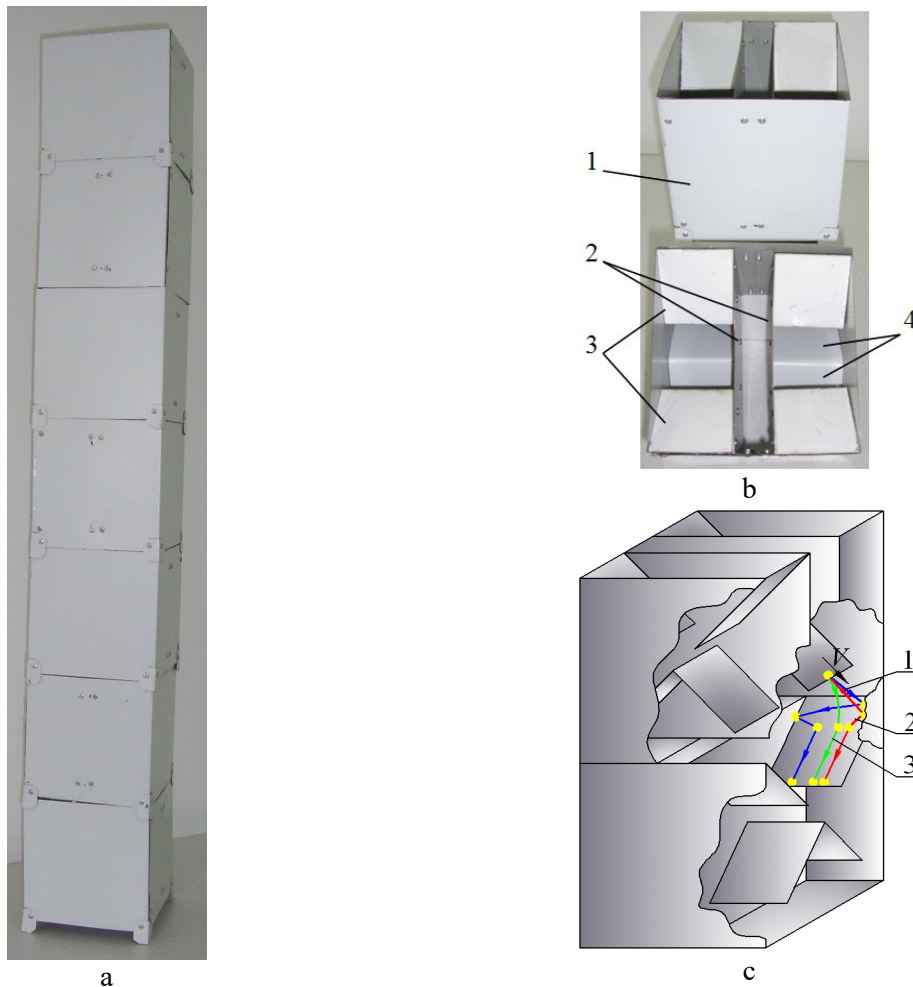


Figure 2 – The gravitational mixer of bulk materials (a), and the internal structure of its section (b) (1 – the section body; 2 – the vertical partitions; 3 – the plates of the combiner; 4 – the plates of the separator), and the trajectories (c) of the component particles within the transition from section to section of the mixer (1, 2, 3 – the trajectories of the component particles)

The mass of each of the components that are loaded into the gravitational mixer in one hour can be determined by the equation:

$$Q_i = \frac{lsh\rho_i}{t} = 3600sh\rho_i \sqrt{\frac{gl(\sin \alpha - f \cos \alpha)}{2}}, \quad (4)$$

where Q_i – the amount of component i what is loaded into the mixer, $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$;

l – the length of the plate of the combiner, m;

s – the width of the plate of the combiner, m;

h – the height of the layer of the component i on the plate of the combiner of upper section, m;

ρ_i – the density of component i , $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$;

t – the time of movement of the component i along the plate of the combiner of the upper section, h;

g – the acceleration of gravity ($g = 9.81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$), $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$;

α – the angle of the plate of the combiner to the horizon, rad;

f – the coefficient of friction of the component on the surface of the plate of the combiner.

Time t in the equation (4) is determined by solving the system of equations of movement of the component particle on the surface of the combiner (assuming that the particle slides the surface) (Fig. 3a):

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= mg \sin \alpha - F; \\ m\ddot{y} &= N - mg \cos \alpha, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

where m – the mass of the component particle, kg;
 \ddot{x} , \ddot{y} – the acceleration of the component particle along the x and y axes, $m \cdot s^{-2}$;
 F – the friction force, N;
 N – the normal reaction of the surface of the combiner, N.

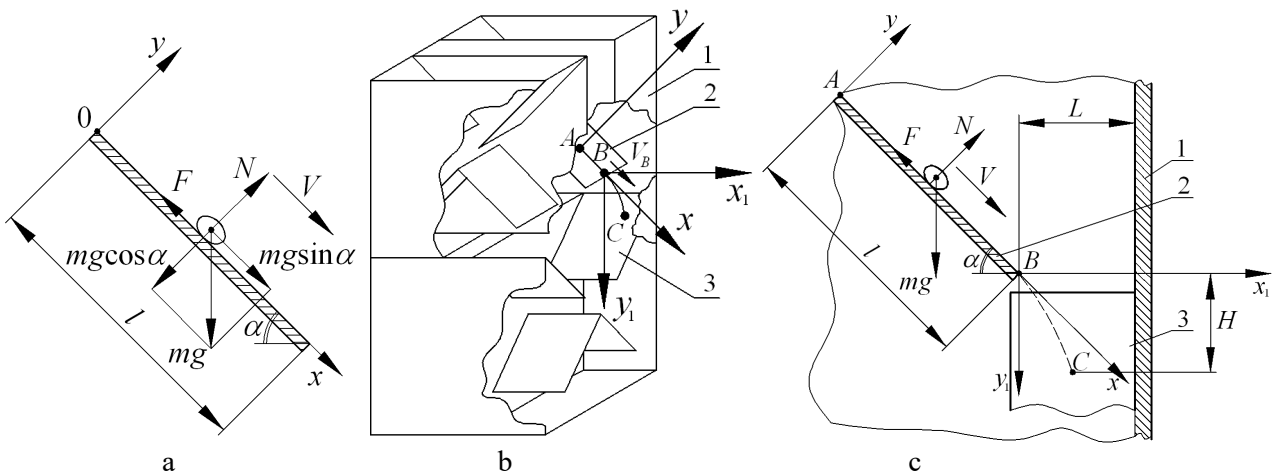


Figure 3 – The scheme (a) of forces acting on a component particle during its movement by the plate of the combiner of the upper section and the schemes (b, c) of component particle movement from the plate of the separator to the plate of combiner
 (1 – the section body; 2 – the plate of the separator; 4 – the plate of the combiner)

Let us solve the system of equations (5) and determine the time t for what the component particle moves along the plate of the combiner of the upper section by the distance l ($x = l$). In this case, the initial conditions are $t_0 = 0$, $\dot{y} = 0$, $\dot{y}_0 = 0$, $y_0 = 0$, $\dot{x}_0 = 0$, $x_0 = 0$ and also the friction force is $F = fN$:

$$x = \frac{gt^2}{2}(\sin \alpha - f \cos \alpha), \tag{6}$$

$$t = \sqrt{\frac{2l}{g(\sin \alpha - f \cos \alpha)}}. \tag{7}$$

The total energy consumption for dosing, loading and mixing of components in the proposed gravitational mixer is determined by the equation (energy consumption for the mixing process is $N_m = 0$):

$$N_{\Sigma} = 4N_l t_l, \tag{8}$$

where N_{Σ} – the total energy consumption in the proposed gravitational mixer, W·h;
 N_l – the power of equipment for dosing and loading components, W;
 t_l – the duration of dosing and loading of component into the mixer, h.

The specific energy consumption for obtaining 1 kg of mixture for mixers of any design:

$$N_p = \frac{N_{\Sigma}}{Q}, \tag{9}$$

where N_p – the specific energy consumption for 1 kg of mixture, W·h/kg.

Let us compare the specific energy consumption for the drum mixer and the proposed gravitational mixer on the example of mixing of four components in a ratio of 0.25:0.25:0.25:0.25.

After calculations, the following parameters were obtained (calculations were carried out for the drum mixers at: $V = 0.05\text{--}0.3 \text{ m}^3$; $k_V = 0.5$; $\rho = 720 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$; $t_l = 0.1 \text{ h}$; $t_m = 0.25 \text{ h}$; $t_d = 0.25 \text{ h}$; $N_m = 0.5\text{--}2.2 \text{ kW}$;

$N_i = 0.4 \text{ kW}$; for gravitational mixer at: $t_i = 1 \text{ h}$; $\rho = 720 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ (all components have the same bulk density); $s = 0.05 \text{ m}$; $h = 0.005 \text{ m}$; $l = 0.07 \text{ m}$; $\alpha = \pi/4 \text{ rad}$; $f = 0.35$):

– for the drum mixers: the productivity – $Q = 45\text{--}270 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$; the total energy consumption – $N_\Sigma = 0.41\text{--}1.48 \text{ kW}\cdot\text{h}$; the specific energy consumption – $N_p = (5.5\text{--}9.1) \cdot 10^{-3} \text{ kW}\cdot\text{h}/\text{kg}$;

– for the proposed gravitational mixer: the productivity – $Q = 1030 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$; the total energy consumption – $N_\Sigma = 1.6 \text{ kW}\cdot\text{h}$; the specific energy consumption – $N_p = 1.6 \cdot 10^{-3} \text{ kW}\cdot\text{h}/\text{kg}$.

The results of calculating the productivity of the drum mixer ($Q = 45\text{--}270 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$) and the proposed gravitational mixer ($Q = 1030 \text{ kg}\cdot\text{h}^{-1}$) show that the productivity of the gravitational mixer is higher. The specific energy consumption of the mixing process, including component dosing, component loading, component mixing and component unloading, for the drum mixer ($N_p = (5.5\text{--}9.1) \cdot 10^{-3} \text{ kW}\cdot\text{h}/\text{kg}$) is higher than for the proposed gravitational mixer ($N_p = 1.6 \cdot 10^{-3} \text{ kW}\cdot\text{h}/\text{kg}$). Thus, according to the basic performance of the mixer (productivity, specific energy consumption for the mixing process), the proposed gravitational mixer is better than a drum mixer. This is due to the fact that no energy is directly consumed by the mixing process in the gravitational mixer.

During the movement of the components particles by the sections of the gravitational mixer, their contact with the walls of the mixer body is possible. When the particles of the components fall from the plate of the separator, different trajectories of their movement are possible. The trajectories depend on the initial velocity V of the particles, the direction of the initial velocity, which depends on the angle α of installation of the plate of the separator, and the distance L between the plate of the separator and the mixer body. We analyse the possible trajectories of the components particles within the transition from section to section of the mixer:

1. The movement of the components particles along the trajectory 1 (Fig. 2c) is possible in the case when the initial velocity V of the particles and its direction are such that the particles reach the wall of the mixer body, are reflected from it and fly to the vertical partition. After reaching the vertical partition, the particles are reflected from it and fall on the plate of the combiner of the next section. The plate of the combiner directs the particles to the mixing zone.

2. The movement of the components particles along the trajectory 2 (Fig. 2c) is possible in the case when the initial velocity V of the particles and its direction are such that the particles reach the wall of the mixer body, are reflected from it and fly in the opposite direction. The particles do not reach the vertical partition and fall on the plate of the combiner of the subsequent section. The plate of the combiner directs the particles to the mixing zone.

3. The movement of the components particles along the trajectory 3 (Fig. 2c) is possible in the case when the initial velocity V of particles and its direction are such that the particles do not reach the wall of the body, but fall on the plate of the combiner of the next section. The plate of the combiner directs the particles to the mixing zone.

Regardless of the trajectory of the component particles during the transition from section to section, the particles continue to move in the same flow. Moreover, this flow of particles within the transition from section to section is not mixed with other flows. This phenomenon is due to the design features of the gravitational mixer, since the transition of the component particles from the flow to the flow can occur only after their descent from the plates of the combiners. Thus, there is no negative effect on the mixing process from the possible collision of particle flows with the walls of the body and vertical partitions. In addition, no matter what was the trajectory of the particles of the components at the transition between the sections, the particles are on the plate of the combiner, in the fall from which three cases, which were considered above, are possible.

It is not desirable for the component particle to contact with the wall of the section body, as the component particle may be damaged. Therefore, it is necessary that the component particle falls from the separator plate to the combiner plate. This is only possible with a certain installation angle α of the separator plate and the distance L . Knowing the trajectory of the component particle flight, the distance L between the separator plate and the section body of the mixer can be determine. This distance L will only cause the component particle to fall to the combiner plate. The movement of the component particle by the separator plate (trajectory section AB in the Fig. 3b and Fig. 3c) can be described by equations (5). The velocity of the component particle at the moment when it reaches the end of the separator plate (state B in the Fig. 3b and Fig. 3c) can be determined by solving equations (5):

$$V_B = \sqrt{2lg(\sin \alpha - f \cos \alpha)}. \quad (10)$$

The free fall of the component particle was investigated in the trajectory section BC (Fig. 3b and Fig. 3c). The particle of the component begins to fall with the initial velocity V_B . The force mg of gravity acts on the component particle during a fall. The resistance of the air was neglected during the study. The movement of the component particle on the trajectory section BC is determined by the following equations:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x}_1 &= 0; \\ m\ddot{y}_1 &= mg. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

The coordinates of the component particle movement are obtained by solving the system of equations (11) with the initial conditions $t_0 = 0$, $\dot{x}_{10} = V_B \cos \alpha$, $\dot{y}_{10} = V_B \sin \alpha$, $x_0 = 0$, $y_0 = 0$:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= V_B t \cos \alpha; \\ y_1 &= \frac{gt^2}{2} + V_B t \sin \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

For the case $x_1 = L$, the time t is determined from the first equation of the system (12):

$$t = L / (V_B \cos(\alpha)), \quad (13)$$

From the second equation of the system (12), the coordinate of the component particle movement is determined:

$$y_1 = L \left(\frac{gL}{2V_B^2 \cos^2 \alpha} + \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (14)$$

The component particle will not contact with the body section of the mixer if the condition is implemented:

$$H = y_1 < L \left(\frac{gL}{2V_B^2 \cos^2 \alpha} + \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (15)$$

To prevent component damage, the number of component particle contacts with the body section of the mixer must be reduced. Equation (12) was obtained to determine the trajectory of particles movement along the mixer section. Condition (15) was obtained from equations (12). This condition allows substantiating the design parameter H of the mixer section, taking into account the physical and mechanical properties of the component. The particles of the components will not contact with the body of the section and the components will not be damaged if the parameter H will be obtained from the condition (15).

CONCLUSIONS

The proposed gravitational mixer is very useful equipment for mixing process of granular and bulk materials and it can be use by producers in the food industry for mixing different raw materials and finished products. The design of the gravitational mixer can be used in the food industry to mix two, three or four bulk materials. The advantage of the gravitational mixer is the lack of energy consumption for the mixing process. The presence of such mixer will reduce the cost of food production. In addition, during the mixing there is no damage to the materials, which is extremely important for the food industry. The gravitational mixer provides good mixing quality. Also, the gravitational mixer has a compact design and is easy to operate.

Comparing the specific energy consumption of mixing in the drum mixers of different volume and the proposed gravitational mixer, we conclude that in the gravitational mixer the specific energy consumption is 3.4–5.7 times less than in the drum mixers.

The analysis of the trajectories of the possible movements of the components particles in the proposed gravitational mixer allowed us to determine that the particles continue to move in the same flow regardless of the trajectory of the component particles during the transition from section to section. In addition, condition

(15) was obtained, which allows us to substantiate the design parameters of the mixer section. With these parameters, the particle component will not contact with the body of the section. In this case, the components of the mixture will not be damaged.

REFERENCES

1. Ivanec, V. N., Borodulin, D. M., Popov, A. M., & Tikhonov, V. V. (2014). Design of drum type apparatus for processing of bulk materials. *Procedia Chemistry*, 10, 391–399. <https://doi.org/10.1016/j.proche.2014.10.066>
2. Ivanec, V. N., Borodulin, D. M., Shushpannikov, A. B., & Sukhorukov, D. V. (2015). Intensification of bulk material mixing in new design of drum, vibratory and centrifugal mixers. *Foods and Raw Materials*, 3(1), 62–69. <https://doi.org/10.12737/11239>
3. Ghanem, A., Lemenand, T., Della Valle, D., & Peerhossaini, H. (2014). Static mixers: mechanisms, applications, and characterization methods – a review. *Chem. Eng. Res. Des.* 92(2), 205–228.
4. Thakur, R.K., Vial, C.H., Nigam, K.D.P., Nauman, E.B., & Djelveh, G. (2003). Static mixers in the process industries – a review. *Trans. Icheme.* 81, 787–826.
5. Arntz, M. M. H. D., Den Otter, W. K., Briels, W. J., Bussmann, P. J. T., Beefink, H. H., & Boom, R. M. (2008). Granular mixing and segregation in a horizontal rotating drum: A simulation study on the impact of rotational speed and fill level. *AIChE Journal*, 54(12), 3133–3146. <https://doi.org/10.1002/aic>
6. Marikh, K., Berthiaux, H., Mizonov, V., Barantseva, E., & Ponomarev, D. (2006). Flow analysis and Markov chain modelling to quantify the agitation effect in a continuous powder mixer. *Chemical Engineering Research and Design*, 84(11), 1059–1074. <https://doi.org/10.1205/cherd05032>
7. Mizonov, V., Balagurov, I., Berthiaux, H., & Gatamel, C. (2017). Intensification of vibration mixing of particulate solids by means of multi-layer loading of components. *Advanced Powder Technology*, 28(11), 3049–3055. <https://doi.org/10.1016/j.appt.2017.09.016>
8. Ottino, J. M., & Khakhar, D. V. (2000). Mixing and segregation of granular materials. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 32, 55–91. <https://doi.org/10.1146/annurev.fluid.32.1.55>
9. Tasirin, S. M., Kamarudin, S. K., & Hweage, A. M. A. (2009). Mixing process of binary polymer particles in different type of mixers. *Modern Applied Science*, 3, 88–92. <https://doi.org/10.5539/mas.v3n6p88>
10. Ferraris, C. F. (2001). Concrete mixing methods and concrete mixers: State of the Art. *Journal of Research of NIST*, 106(2), 391–399. <https://doi.org/10.6028/jres.106.016>

Дударев І.М., Гунько Ю.Л. Визначення переваг гравітаційного змішувача сипких та гранульованих матеріалів.

У харчовій промисловості для змішування сипких та гранульованих матеріалів використовуються в основному барабанні змішувачі періодичної та неперервної дії різних конструкцій. Барабанні змішувачі мають низьку продуктивність, оскільки вони, як правило, періодичної дії, та значні енерговитрати на процес змішування, оскільки енергія затрачається не лише на дозування, завантаження і вивантаження компонентів і суміші, але й безпосередньо на процес змішування, що передбачає обертання барабана та/або робочих органів і поверхонь. Гравітаційні змішувачі мають низьку перевагу у порівнянні з барабанними. Як правило, безпосередньо процес змішування у них відбувається без енерговитрат, що суттєво знижує питомі витрати енергії на змішування. Результати здійсненого порівняльного розрахунку продуктивності барабанного змішувача і гравітаційного змішувача запропонованої конструкції, а також питомої витрати енергії на процес змішування у цих змішувачах вказують на переваги гравітаційного змішувача, що має вищу продуктивність та нижчу питому витрату енергії. Аналіз можливих траєкторій руху частинок сипких та гранульованих матеріалів у секції змішувача дозволяє зробити висновок, що можливий їх контакт із корпусом секції, який не впливає негативно безпосередньо на перебіг процесу змішування, але може спричинити пошкодження компонентів. Теоретичне дослідження дозволило отримати умову для обґрунтування конструктивних параметрів секції змішувача із урахуванням фізико-механічних властивостей компонентів, за яких частинки компонентів не будуть контактувати з корпусом секції гравітаційного змішувача, і, відповідно не будуть пошкоджуватися.

Ключові слова: процес змішування, змішувач, сипкі та гранульовані компоненти, продуктивність змішувача, енерговитрата змішувача.

ДУДАРЕВ Ігор Миколайович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри технологій і обладнання переробних виробництв, Луцький національний технічний університет, i_dudarev@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-2016-5342>

ГУНЬКО Юрій Леонтійович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри технологій і обладнання переробних виробництв, Луцький національний технічний університет, iuriy.hunko@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-1441-9625>

Igor DUDAREV, Doctor of Technical Sciences, Professor of Department of Technologies and Equipment of Processing Industries, Lutsk National Technical University, i_dudarev@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-2016-5342>

Yurii HUNKO, PhD (Techn.), Associate Professor of Department of Technologies and Equipment of Processing Industries, Lutsk National Technical University, iuriy.hunko@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-1441-9625>

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.82>

УДК 629.3
UDC 629.3

A.V.Ilchenko, V.P.Shumliakivskiy, N.I.Krushynska, O.O.Baginskyi
Zhytomyr Polytechnic State University

ANALYSIS OF SOME PARAMETERS OF THE CARS IMPORTED INTO UKRAINE FROM THE COUNTRIES OF THE EUROPEAN UNION FOR FURTHER OPERATION

It was conducted the analysis of the properties and parameters of the cars imported into Ukraine recently from the countries of the European Union for their further usage. It was established that their main part comprises passenger cars with diesel engines and mileage of 100-500 000 km.

Key words: car, vehicle operation, motorcar operational properties, further operation

THE ANALYSIS OF THE SITUATION IN UKRAINE CONCERNING MOTORCAR VEHICLES

The amount of cars per thousand inhabitants varies substantially. The main sales are concentrated in 9 regions which are leaders without any doubt. Their amount of cars per thousand inhabitants is higher than on average in the country. The data of the Ukrainian information and analytical group AUTO-Consulting [1] prove this.

Today, according to the data provided by AUTO-consulting, motorization in Ukraine is much lower than the European one. On average, we have 187 motorcar vehicles per 1000 inhabitants throughout the country. However, the given number differs greatly across the regions. Consequently, according to this index, Kyiv and Kyiv region take the leading place and they have 343 and 255 motorcar vehicle per 1000 inhabitants, respectively.

In comparison with the countries of EU this number is about 565 cars per 1000 inhabitants in France, 519 – in Germany, 426 – in Britain, 353 – in Estonia. Ukraine occupies approximately the fiftieth place in the world rating next to such countries as Argentina and Macedonia [2].

The third place in Ukraine belongs to Zaporizhzhya region with the index of 246 cars per thousand inhabitants. Sicheslavsk (Dnipropetrovsk) region comes next: it has 203 cars per thousand inhabitants. However, in Donetsk and Kherson regions, located nearby, this index is lower than in across the country on average. Consequently, they have 179 and 164 motorcars per thousand inhabitants [1].

It should be noted that the situation in Donetsk, Luhansk regions and the Crimea has changed substantially.

The fourth place, according to the amount of cars, belongs to Volyn region. This amount states 227 cars per thousand inhabitants. However, almost in all other western regions (Chernivtsi, Zakarpattya, Lviv, Ternopil, Ivano-Frankivsk regions) the number of cars per 1000 inhabitants is lower than on average across the country, except Rivne region with the index of 204 cars per thousand inhabitants.

The fifth place belongs to Kirovograd region, the sixth – to Rivne region, the seventh – Dnipro region, the eighth – to Odessa region and the tenth – to Kharkiv region. The rest regions of Ukraine are below the average level of motorization.

Talking about the outsiders, it is worthy to mention Chernihiv and Lviv regions as they have the lowest number of cars per thousand inhabitants, respectively, 131 and 103 cars per 1000 inhabitants. Discrepancy of these data with data [1] may be explained by the situation when a great amount of cars is imported to Ukraine from the countries of EU. However, Zhytomyr region does not belong to the top ten regions of Ukraine according to the number of cars per 1000 inhabitants, so this amount may be lower.

The following situation with motorization in the country favours importing cars from Europe, and, taking into account paying capacity of the population, these are mainly the cars that have already been operated. The current rules of importing used cars into Ukraine from EU in the recent years with registration postponement had a substantial effect on increasing a motor car park. Ecological limitations as for operating diesel vehicles also influenced the type of imported cars.

The share of petrol consumption by motor car vehicles in comparison with 2000 diminished in 1.5 times, whilst the share of motor car vehicles using liquefied petroleum gas and diesel fuel is currently increasing in Ukraine [4].

Updating a motor car park in Ukraine takes place in a slow tempo, and further operation of road transport vehicles, operated over 10 years, has a negative influence on ecological indexes and requires timely control, diagnostics and conducting work as to technical maintenance and current repair [4].

The updated order of customs clearance and further certification for operating permits on the territory of Ukraine enabled to determine parameters of cars imported from the European Union.

PROBLEM SETTING AND RESEARCH AIM

It is necessary to determine the influence of motorcar vehicles imported from the countries of EU on the general outlook of car owning and their indexes (according to the type of engine (fuel), mileage, age etc.) for the further analysis of the influence of the stated cars on the ecological situation in the region.

The department of Automobiles and Transport Technologies of the Zhytomyr Polytechnic State University carried out the statistics analysis of parameters in the cars that had already been used in the countries of EU and they were imported into Ukraine in the period from April 2018 until February 2019. The number of the researched cars is 1235 items.

The stated cars were checked by means and equipment of the testing laboratory “Researcher” LLC “Veltest” (Zhytomyr) according to the following parameters:

1. Identification features of the transport means:

- made, model (trade mark);
- category;
- year of manufacture;
- mileage since the start of the operation

2. general construction characteristics, main measurements and mass:

- amount of axes/wheels;
- wheel basis and geometric parameters;
- mass in the equipped state;
- technically permissible total maximum mass;
- technically permissible maximum static mass referring to a coupling device;

3. Power unit and its systems:

- manufacturer of engine, its code and type, number and location of cylinders, swept volume, maximum power of engine and fuel type;

- gear box type;
- maximum speed of a car.

4. Axes and suspension:

- track of axle;
- brand of tires and air pressure in them;

5. Braking system:

- number of circuits; (contours)
- availability of ABS;

6. Bodywork, coupling device.

Testing took place according to the following methods: DSTU 3649:2010, DSTU 4277:2004, DSTU 4276:2004, UN Regulations No. 13 or No. 13-H, UN Regulations No. 14, UN Regulations No. 16, UN Regulations No. 43, UN Regulations No. 46, UN Regulations No. 48, UN Regulations No. 49, UN Regulations No. 58, UN Regulations No. 73, UN Regulations No. 83, UN Regulations No. 89 [8].

The results of inspection and measurements were estimated according to the following parameters:

1. Braking systems (in accordance with UN Regulations No. 13, 13H1 and DSTU 3649):

- regulated action of working, parking, backup braking systems;

- return of controlling bodies of working and backup braking system into the initial position while unloading them;

- functioning backup braking system (keeping distribution of circuits according to the construction);

- leakproofness of drive, no fluids leaking, level;

- state of mechanical elements of the drive;

- availability and functioning alarm system and controlling condition of braking system;

- work capacity of anti-block system (ABS) and anti-sliding system of driving wheels (ASR) concerning test fulfilment;

- efficiency of work braking system via the method of road-testing (uniform deceleration, m/s^2) with the help of durability test (specific brake force, N); - efficiency of parking brake system (duration of stationary condition at 16% slope, minutes, specific braking force, N);

2. Steering and tyres (according to DSTU 3649):

- no unauthorized steering motion and (or) driven wheels;

- no movement and play of joints, connection status;
 - no work fluid leaking in the hydraulic system of amplifier and its level;
 - no injuries and deformation of parts and inappropriately repaired pieces;
 - condition of alarm and control systems;
 - no increased efforts, leaps and grabbing whilst steering wheel turn;
 - appropriateness of parameters in the tyres installed at the same axis of a transport means;
 - no local injuries, detachment of protector, foreign objects;
 - appropriateness to the class of repairing tyres for buses (p.6.3.6 SDTU 3649) and their marking;
 - availability of all the elements of fastening plates and rims, no weakening their fastening and no fractures at plates and rims of the wheels, no inappropriate parts repair;
 - summarized angular play in steering, grades;
 - minimum height of tyre protector pattern, mm;
 - 3. External light fixtures:
 - type of dipped beam distribution (“European beam”);
 - availability of corrector for angle of dipped beam inclination;
 - location of “cut-off” line of dipped beam, fog lamps and the brightest part of driving light beam;
 - frequency of indicators blinking, their work in one phase;
 - number, colour, mode of work (order of starts), marking double-dipping headlights, fog headlights, daytime running lights, indicators, front, back and side lights, braking signals, reversing lights and lighting license plate and retro-reflectors;
 - power of double-dipping and fog headlights;
 - 4. Condition of car windows:
 - identify data (sign of official approval);
 - light transmission, %
 - 5. Engine and its systems:
 - no fuel leaking in power system;
 - condition of fuel tanks and devices of fuel overlap;
 - work capacity of the elements of exhaust fumes release, their shortage and condition;
 - no burnouts, mechanical breakdowns and leakage in outlet system elements;
 - level of external noise while testing on the motionless transport vehicle (according to ДСТУ 3649);
 - content of carbon dioxide and hydrocarbon in exhaust fumes of transport means with petrol engine (according to DSTU 4277);
 - exhaust opacity GTC with diesel (according to DSTU 4276);
 - marking by the sign of official approval (if available);
 - 6. Appropriateness of transport means construction to other safety parameters (according to DSTU 3649):
 - wipers and windshield washers (availability, functioning, operation mode);
 - rear view mirrors (availability, marking, regulation capacity);
 - sound signal devices (availability, marking with the appropriate sign);
 - sun-protection devices (availability, presupposed by construction);
 - no fractures on the windshield in the area of wipers operation;
 - locks for the door of car body or cabin;
 - boards gate of load platform (or tank filler);
 - regulation mechanisms and devices fixing driver and passenger seats;
 - devices of heating and air blowing windshield;
 - antitheft device;
 - speedometer and (or) tachograph (availability, functioning, backlighting);
- Devices protecting from ejecting foreign particles and mud from the passing by transport means, bumpers;
- Fixing and condition of bundles in electric equipment and fuses;
 - Condition of connected working surfaces of pieces in coupling device and insurance devices;
 - Seatbelts (availability, marking with the appropriate sign, condition);
 - Head restraints (availability, presupposed by construction);
- Devices of indirect inspection (according to the UN Regulations No. 46).

The results of analyzing 1235 research records show that 88% belong to the cars with diesel engines, 9.9% - cars with petrol vehicles (Figure 1). Distribution of the amount of cars according to the months of the period is given in Figure 2. It shows that there was a decrease in the number of imported cars in the period from July to September 2018.

The main number of cars has the mileage of 100-500 000 km since initial operation (Figure 3). It comprises 87.7% from the total number of the cars imported.

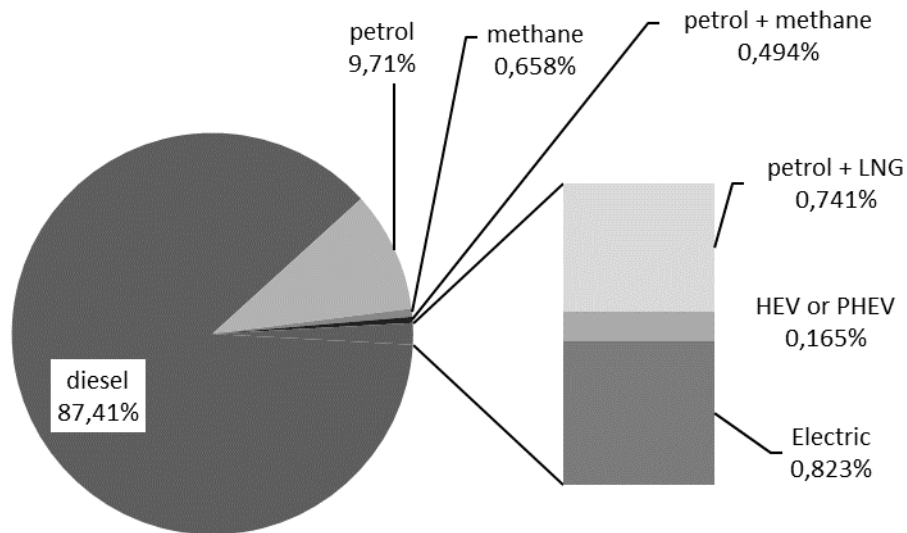


Fig 1. Distribution of cars imported to Zhytomyr region according to the engine type (fuel)

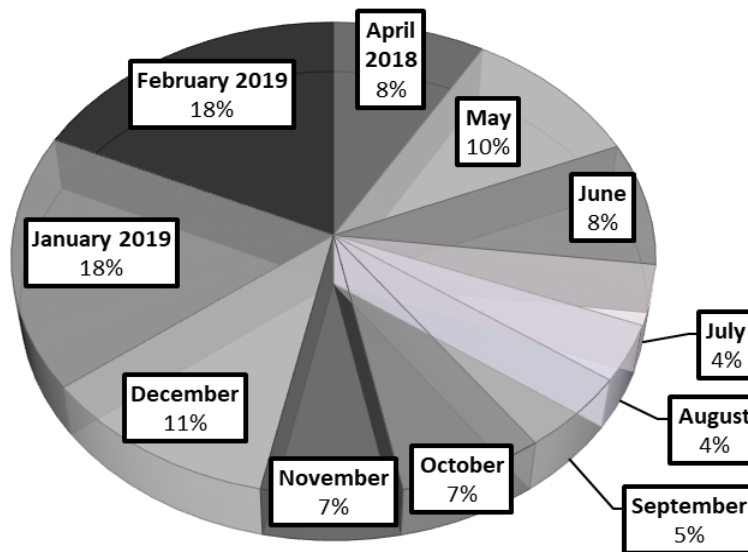


Fig 2. Distribution of cars imported to Zhytomyr region according to the areas of the researched period

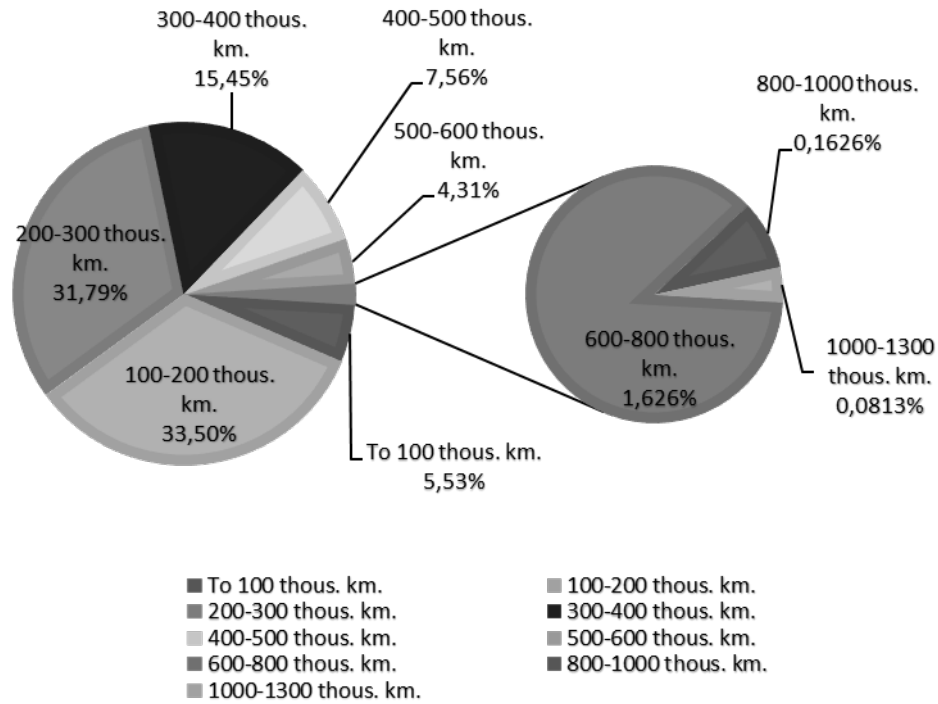


Fig 3. Distribution of cars according to the mileage since start of operation, thousand km

It is a well-known fact that the mileage of the cars starting from the beginning of their operation and years of manufacture have a sufficient influence on deterioration of indexes of reliability and ecological safety [9]. To maintain a roadworthy technical state it is necessary to conduct a systematic technical control, diagnostics and providing traffic safety [10]. The amount of work in technical maintenance and current repair increases, therefore it demands appropriate enterprises of technical service in the region. So it was important to pay attention to the fact that mostly the cars, used for a period from 4 to 9 years, were imported. Their distribution, according to the year of manufacture, is shown in Figure 4. The highest share, comprising 17% of the examined cars, belongs to the cars, manufactured in 2014.

Swept volume of internal combustion engines will influence the indexes of fuel consumption and hence the amount of exhaust fumes [11]. The conducted analysis (Figure 5) showed that mostly the cars with swept volume of engine equal to 1700 up to 2000 cc (their share comprised 38%) were imported; cars with engine parameters equal to 1200 up to 1500 cc (18%), 1500 up to 1700 cc (20%), 2000 up to 2500 cc (18%) were in demand either.

According to the type of road motorcar vehicles bodywork, it was imported mostly cars of Category M1 (77,41%) and N1(22,27%), the distribution is shown in Figure 6. Overwhelmingly, such cars were bought for individual usage and they will not undergo rule-bound maintenance and current repair, so control over its technical condition is only its owner's responsibility. Resulting this, its ecological indexes and reliability will worsen.

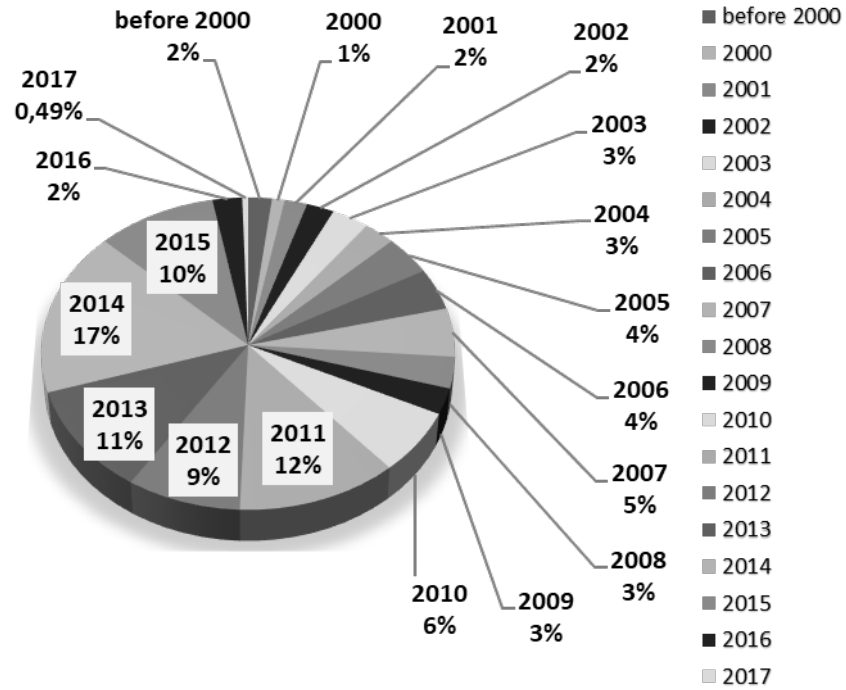


Fig 4. Distribution of the imported cars according to the years of manufacture

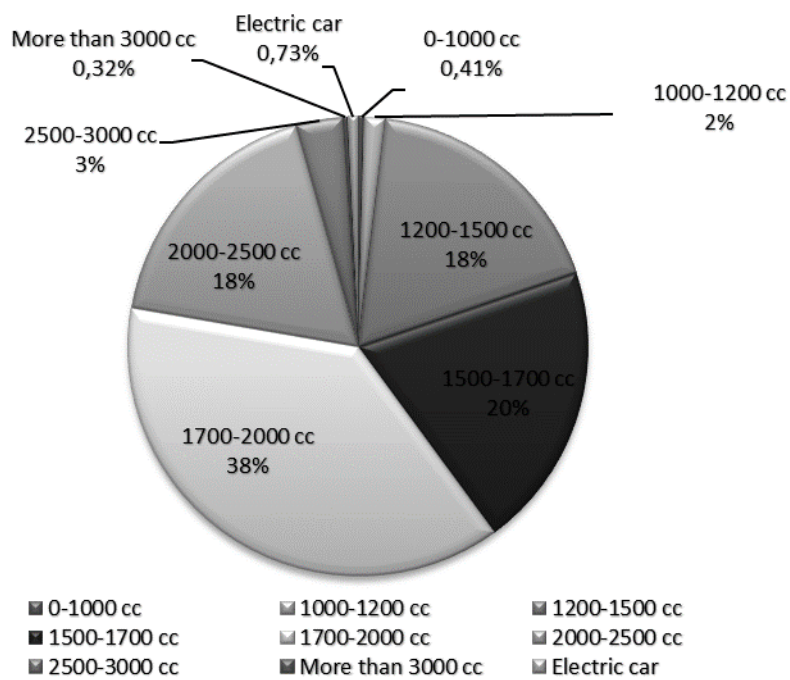


Fig 5. Distribution of imported cars by volume of engine in cc.

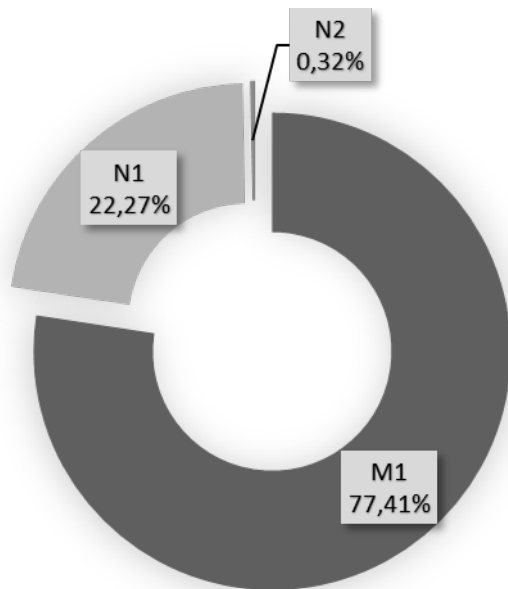


Fig 6. Distribution of imported cars by category.

It is not hard to establish that the amount of motorcars for the stated period due to the number of imported ones increased rose by 0,5...1 %. This number refers mainly to the 4-9 year-old cars that comprises about 64.9% from the general number of the imported cars.

CONCLUSION

1.The analysis of the data obtained states the fact that Ukraine (Zhytomyr region) has recently been imported cars with diesel engines (88,8%) with the mileage of 100-500 000 km (87,7%), starting from operation beginning, and this number comprises 64,9% of 4-9 year-old cars

2. Implementing preferential treatment of customs clearance for already used European cars imported on the territory of Ukraine for further operation favoured the increase in demand of the population for purchasing transport means of categories M1, N1 with work engine capacity ranging mainly from 1200 up to 2500 cubic cm for individual use, especially in January and February 2019.

3. In order to maintain serviceable technical condition of all mentioned above cars it is necessary to carry out technical control, diagnostics, provide traffic safety and create additional capacity of car service enterprises.

SOURCES

1. <http://autoconsulting.ua/article.php?sid=35442>
2. <http://autonews-ua.info/more.html?id=5545>
- 3.

https://docs.google.com/spreadsheets/d/11WR6rwQhL4wUDN8I77ju_5rzZl8IglSUjtUDI6pZsAQ/edit?ts=5732de4e#gid=0

4. Редзюк А. М., Клименко О. А. «Щодо стратегії підвищення ефективності використання енергії дорожнім транспортом» // Науково-виробничий журнал «Автошляховик України» -2018.-№4. С. 2-11.

5. <https://mtu.gov.ua/content/sertifikaciya-transportnih-zasobiv--ihnih-skladovih-zapasnih-chastin-ta-obladnannya.html>

6.

https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%9D%D0%B0%D1%81%D0%B5%D0%BB%D0%B5%D0%BD%D0%BD%D1%8F_%D0%96%D0%B8%D1%82%D0%BE%D0%BC%D0%B8%D1%80%D1%81%D1%8C%D0%BA%D0%BE%D1%97_%D0%BE%D0%B1%D0%BB%D0%B0%D1%81%D1%82%D1%96

7. <https://topgir.com.ua/56589905-kolichestvo-avtomobilej-na-dushu-naseleniya-v-ukraine-poslednie-dannye/>

8. <https://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29regs1-20.html>

9. Гутаревич Ю. Ф. Екологія та автомобільний транспорт : Навч. посіб. / Ю. Ф. Гутаревич, Д. В. Зеркалов, А. Г. Говорун, А. О. Корпач, Л. П. Мержієвська; Нац. трансп. ун-т. - К. : Арістей, 2006. - 292 с. - Бібліогр.: с. 289-291. - укр.
10. Галімшина Г. В. Державний контроль на автомобільному транспорті в Україні : монографія / Г. В. Галімшина, А. О. Собакаръ; Донец. юрид. ін-т Луган. держ. ун-ту внутр. справ ім. Е.О. Дідоренка. - Донецьк, 2011. - 237 с. - Бібліогр.: с. 180-200. - укр.
11. Дослідження та розроблення рекомендацій щодо зменшення питомого споживання енергоносіїв автомобільним транспортом: звіт ДП «ДержавтотрансНДІПроект» (проміжний). – 0115U006026. – 2016. – 154 с.

REFERENCES

1. V Ukraine vyros uroven' avtomobylyzacyu. Lydyruet Kyev, available at: <http://autoconsulting.ua/article.php?sid=35442>
2. Rejtyng kraj'n za kil'kistju avtomobiliv na 1000 zhyteliv, available at: <http://autonews-ua.info/more.html?id=5545>
3. Rejestr sertyfikativ shhodo indyvidual'nogo zatverdzhennja KTZ abo zapchastyn, available at: https://docs.google.com/spreadsheets/d/11WR6rwQhL4wUDN8I77ju_5rzZl8IglSUjtUDI6pZsAQ/edit?ts=5732de4e#gid=0
4. Redzjuk A. M. and Klymenko O. A. (2018), «Shhodo strategii' pidvyshhennja efektyvnosti vykorystannja energii' dorozhnim transportom», Naukovo-vyrobnychyj zhurnal "Avtohljahovyk Ukrainy", №4, pp. 2-11, doi: 10.33868/0365-8392-2018-4-256-2-11.
5. Sertyfikacija transportnyh zasobiv, i'hnih skladovyh (zapasnyh) chastyn ta obladnannja, available at: <https://mtu.gov.ua/content/sertifikaciya-transportnih-zasobiv--ihnih-skladovyh-zapasnih-chastin-ta-obladnannya.html>
6. Zhytomyrs'ka oblast', available at: https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%96%D0%B8%D1%82%D0%BE%D0%BC%D0%B8%D1%80%D1%81%D1%8C%D0%BA%D0%B0_%D0%BE%D0%B1%D0%BB%D0%B0%D1%81%D1%82%D1%8C
7. Kolychestvo avtomobylej na dushu naselenija v Ukraine (poslednye dannje) , available at: <https://topgir.com.ua/56589905-kolichestvo-avtomobilej-na-dushu-naseleniya-v-ukraine-poslednie-dannje/>
8. UN Vehicle Regulations - 1958 Agreement Addenda to the 1958 Agreement, available at: <https://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29regs1-20.html>
9. Gutarevych Ju. F. (2006), Ekologija ta avtomobil'nyj transport : Navch. posib., Aristej, Publ., Kyi'v - 292 p.
10. Galimshyna G. V. (2011), Derzhavnyj kontrol' na avtomobil'nomu transporti v Ukraini : monografija, Donec. juryd. in-t Lugan. derzh. un-tu vnutr. sprav im. E.O. Didorenka, Publ., Donec'k – 237 p.
11. State Enterprise «State Road Transport Research Institute» (2016) Doslidzhennya ta rozroblennya rekomendacij shhodo zmeshennya py`tomogo spozhy`vannya energonosiyiv avtomobil`ny`m transportom [Research and development of recommendations for reduction of specific energy consumption by motor transport]. Interim Report. State registration number 0115U006026, Kyiv, 154 p.

Ільченко А.В., Шумляківський В.П., Крушинська Н.І., Багінський О.О. Аналіз де-яких параметрів автомобілів, що ввезено в Україну з країн Європейського Союзу для подальшої їх експлуатації

Розглянуто інформаційні джерела, що характеризують стан автомобілізації в Україні, тенденції щодо зростання обсягів продажу автомобілів в різних її регіонах. Зазначено, що найбільша кількість автомобілів на 1000 жителів зареєстрована в Києві та Київській області, але за цим показником Україна значно поступається більшості країн ЄС. Така ситуація з автомобілізацією в країні стимулює ввезення автомобілів з Європи, а з урахуванням платоспроможності населення, це переважно автомобілі, що перебували в експлуатації. Діючі в останні роки правила ввезення вживаних автомобілів в Україну з країн ЄС з відтермінуванням реєстрації вплинули на суттєве збільшення парку автомобілів. На тип автомобілів, що ввозились, вплинули також екологічні обмеження щодо експлуатації в Європі дизелів.

В Україні з точки зору енергоспоживання автотранспортом в порівнянні з 2000 роком зменшується в 1,5 рази частка споживання бензину, збільшується частка автомобілів що споживають зріджений нафтовий газ та дизельне паливо.

Оновлення парку автомобілів в Україні відбувається низькими темпами, а подальша експлуатація дорожніх транспортних засобів з терміном служби понад 10 років негативно впливає на екологічні показники, і потребує вчасного контролю, діагностики та виконання робіт з технічного обслуговування та поточного ремонту.

Оновлений порядок щодо розмитнення та подальша сертифікація для допуску к експлуатації на території України дозволили визначити параметри автомобілів, що були ввезені з Європейського Союзу.

Проведено аналіз властивостей і параметрів автомобілів, що ввезено в Україну останнім часом з країн Європейського Союзу для подальшого їх використання. Встановлено, що основна їх частка - це легкові автомобілі з дизельними двигунами та пробігом 100-500 тис. км. Результати аналізу 1235 протоколів досліджень показують, що 87,41 % складають автомобілі з дизельними двигунами, 9,71 % - автомобілі з двигунами, що працюють на бензині. Чисельність розмитнених та сертифікованих для подальшої експлуатації в Україні автомобілів, що ввезено в Житомирську область, по місяцях досліджуваного періоду з квітня 2018 року по лютий 2019 року свідчить про їх збільшення в 2019 році до 2 разів відносно попередніх місяців. Третина автомобілів що були досліджені мали пробіг від початку експлуатації від 100 до 200 тисяч кілометрів, а ще третина від 300 до 300 тисяч кілометрів.

Проведено аналіз властивостей і параметрів автомобілів, що ввезено в Україну останнім часом з країн Європейського союзу для подальшого їх використання. Встановлено, що основна їх частка - це легкові автомобілі з дизельними двигунами та пробігом 100-500 тис. км.

Ключові слова: автомобіль, експлуатація автомобіля, експлуатаційні властивості автомобіля, подальша експлуатація

ІЛЬЧЕНКО Андрій Володимирович, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі і транспортні технології» Державного університету «Житомирська політехніка». e-mail: avi_77@ukr.net.

ШУМЛЯКІВСЬКИЙ Володимир Петрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів та транспортних технологій Державного університету «Житомирська політехніка». e-mail: shumliakivskyiv@gmail.com.

КРУШИНСЬКА Наталія Іванівна, викладач кафедри «Теоретичної та прикладної лінгвістики» Державного університету «Житомирська політехніка». e-mail: natkrushyn@gmail.com

БАГІНСЬКИЙ Олександр Олександрович, аспірант кафедри «Автомобілі і транспортні технології» Державного університету «Житомирська політехніка». e-mail: bruice93@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-0272-3707>.

Andriy ILCHENKO, PhD in Engineering, Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Technologies of the Zhytomyr Polytechnic State University. e-mail: avi_77@ukr.net.

Volodymyr SHUMLIKIVSKYI, PhD in Engineering, Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Technologies of the Zhytomyr Polytechnic State University. e-mail: shumliakivskyiv@gmail.com.

Nataliia KRUSHYNSKA, Teacher of the Department of Theoretical and Applied Linguistics of the Zhytomyr Polytechnic State University. e-mail: natkrushyn@gmail.com

Alexander BAHINSKYI, Postgraduate Student of the Department of Automobiles and Transport Technologies of the Zhytomyr Polytechnic State University. e-mail: bruice93@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-0272-3707>.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.83>

V. Kyshchun, S. Pustiulha, V. Samchuk, V. Dembitskij, V. Prydiuk
Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

FORMATION OF CLASSIFICATION FEATURES OF ROAD CARS

Continuous expansion of model ranges by leading automobile firms, creation of new types of cars demand establishment of qualification signs for the purpose of their division into classes. The absence of a single unified classification of road cars creates difficulties in the preparation of normative documents, writing scientific papers, reference and educational literature. This work is devoted to the development of the classification system of road cars and the creation of the corresponding software for the identification of modern brands of car models. Based on the segments formed in the work, the classification features of passenger cars were established. In addition to numerical parameters and designations, designations and class names were also proposed. The results of the work can be used for visualization, intelligent recognition; organization and regulation of road traffic, as well as provide an opportunity to facilitate the identification of vehicles on the roads of the European Union. The proposed classification system can be the basis for the creation of an appropriate standard with the participation of the international organization for standardization ISO. The results of the research can be effectively used during the design, construction of road transport infrastructure, production and sale of vehicles. They can become a regulatory framework for the implementation of financial transactions related to the operation of cars, namely: payments for parking, determining the cost of washing services, registration of tax payments, etc.

Keywords: Classification of cars - Overall dimensions - Car base - Body type.

INTRODUCTION

Class – a term used to refer to the difference in the type of vehicle. Classification is the division of cars into groups, classes or segments depending on the design, purpose or technical features.

Modern automotive industry is concentrated mainly in three regions – Western Europe, North America and Southeast Asia, each of which uses certain criteria to divide the huge number of models and their modifications into homogeneous groups. More-over, this division can be both formal and informal.

It is obvious that the constant changes that occur with the range of products of world vehicle manufacturers in recent years, require research, the results of which can be formed classified signs of modern cars, and then improve the existing system of classification of cars with the creation of an appropriate standard with the participation of the international organization for standardization ISO.

LITERATURE REVIEW

Modern cars are so diverse in body design, size, location and powerful engine, wheel drive type, type of chassis and brakes, configuration and functional filling and other elements that almost every factor or design feature can serve as a classification feature [1]. Today, there are a large number of vehicle classifications both in international normative acts, regulatory documents relating to the automotive industry of individual countries, and various non-official classifications [2].

The international classification of vehicles, developed based on the resolution of the inland transport Committee of the United Nations economic Commission for Europe and other normative documents, distributes vehicles into a number of categories [3].

This classification is primarily necessary for the development and application of standards and requirements for motor vehicles: environmental, technical and legal. It is used in documents related to the certification of vehicles, their production and application of road legislation during the customs agreements, etc. [4].

Another classification of the economic Commission for Europe focuses on the segmentation of the target market rather than on the description of any specific characteristics of vehicles. The boundaries between market segments are blurred and are not limited to parameters such as size or weight. In addition, segmentation factors also include price, type, set of options, and other parameters [5].

On the other hand, manufacturers to determine the place of the car in the market, while specific concepts of cars within one segment may have completely different characteristics, use different technologies and a set of options depending on the manufacturer use these segments.

An independent international organization EuroNCAP applies its own classification for crash-tests of models in order to differentiate the categories of cars that are compared with each other according to the relevant parameters for safety-size, weight and body type [6, 7].

In general, the global passenger car market is divided into the following segments [5]:

- A: Mini cars;

- B: Small cars;
- C: Medium cars (“lower middle class”, “first middle class”);
- D: Larger cars (“middle class”, “second middle class”);
- E: Executive cars (“upper middle class”);
- F: Luxury cars (“Executive class”);
- G: sports Cars / coupes / convertibles;
- H: Multipurpose cars (MPV – minivans);
- I: Sports utility (SUV).

These classifications are intended for use in certain situations and cannot cover the variety of vehicles, especially passenger cars that are currently available on the global automotive market.

However, the European Union still does not exist officially approved classification of parameters that would divide cars into related classes, although some of the companies have implemented internal classification. Despite all this, automakers, marketers, specialists, the media determined the classification of cars, which takes into account the dimensions and partly the purpose of cars. It is simple and clear enough, because the size and type of car body cannot better determine its value and purpose.

It is also worth noting that the existing boundaries between the classes are quite conventional and gradually levelled. Car manufacturers tend to give the buyer “more car” for the same money [8, 9]. When updating the model, it became a characteristic feature to increase its overall dimensions, so periodically there is a need to expand the classification framework in order to store generations in the same class. In this regard, the designation of the class remains unchanged with the addition of the symbol “+” in the classification (the differences are given in Table 1) [10, 11].

Table 1. Comparative table of European classification parameters in 2000 and 2017

Name of class	The designation of a class		Overall dimensions of the car, m			
			length		width	
	2000	2017	2000	2017	2000	2017
Mini cars	A	A+	up to 3.60	up to 3.70	up to 1.60	up to 1.60
Small cars	B	B+	3.60...3.90	3.70...4.30	1.50...1.70	up to 1.70
Medium cars	C	C+	3.90...4.40	4.20...4.50	1.60...1.75	1.70...1.80
Larger cars	D	D+	4.40...4.70	4.50...4.80	1.70...1.80	1.70...1.80
Executive cars	E	E+	more 4.60	4.80...5.0	more 1.70	more 1.80
Luxury cars	F	F+	more 4.60	more 5.0	more 1.70	more 1.80

However, the technical characteristics of a particular vehicle cannot be limited to certain segmentation requirements. The manufacturer has the right to produce any product that meets the needs of the target audience. For this reason, some models may not fall within the specified limits of a particular class, so in the European classification 3% shift in the overall range is allowed. In our opinion, this is a disadvantage, because it does not allow categorizing this or that car.

Therefore, an important task is to establish an updated classification of road signs modern easy-out vehicles that optimized the classification of the car during the design and construction of infrastructure of road transport, design, production and sales of vehicles, as well as during financial transactions associated with their operation.

RESEARCH METHODOLOGY

The range of lengths of cars produced by the global automotive industry is quite large – from 2.7 to 6.0 meters and more [12]. Closely related to the length of such dimensions as overall width, and especially the base of the car. At the same time, no less important role in the design of the passenger car began to play its height.

The vast majority of models of modern road cars have a “growth”, which ranges from 1360...1550 mm. Today, designers are trying to provide maximum space for the driver and passengers in the passenger compartment. This is achieved by increasing the length, less width, and in comparison so far – the height of the vehicle. However, the increase in the overall length entails the risk of the transition of the model in the foot, the upper class and will additionally require improved dynamics, comfort, configuration of the car and, consequently, increase its cost. Another parameter is the width of the vehicle is a limited amount in each class. There is only one way – to increase the overall height, which, in turn, with a certain position filling begins to influence the formation of the type of cars. Therefore, as a determining parameter of the proposed division of road cars into classes, the overall length was left, as in the European classification. The associated base is treated as an auxiliary parameter.

During the formation of the array of cars for analysis and systematization, it included cars that are sold in Europe and did not consider models that are made for domestic markets, in particular, the Chinese, Japanese, Indian, because they have their own, not comparable to European, classification features. In addition, beyond the scope of the article there are such types of cars as minivans or multipurpose cars (MPV), cross-country – sport utility vehicles (SUV) and sports cars. Analysed more than 230 vehicles of various makes and in the calculation were taken only of the base model without modifications [12].

The initial stage of the research methodology consisted in the formation of tables of the list of car brands with their basic characteristics. The following parameters were chosen as the basic ones: make (model) of the car, body type, dimensions (length, width and height), base and catalogue segment.

Next, Excel was formed by the sheath of the array the analysed models with the possibility of their classification according to the specified parameters. An example of the program is shown in Fig. 1.

The program of sorting of classes of cars of road cars according to the developed classification signs						
SET:						
Length (from and to)	2695-3600					
Base (from and to)	1800-2500					
Body type	h, s, w					
Make Model	Body Type	Length	Width	Height	Base	Segment
Smart Fortwo	h	2695	1665	1554	1870	A
Toyota Aygo	h	3455	1615	1460	2340	A
Citroen C1	h	3465	1615	1460	2340	A
Mitsubishi i-MiEV	h	3475	1475	1610	2550	A
Peugeot 108	h	3475	1615	1460	2340	A
Citroen C-Zero	h	3480	1475	1610	2550	A
Smart Forfour	h	3495	1665	1554	2494	A
Seat Mii	h	3557	1641	1478	2420	A
Skoda Citigo	h	3563	1641	1478	2420	A

Fig. 1. The program of sorting classes of road cars: s - sedan; w - station wagon; h - hatchback

Fig. 2 shows the infographic distribution of the array of cars into segments.

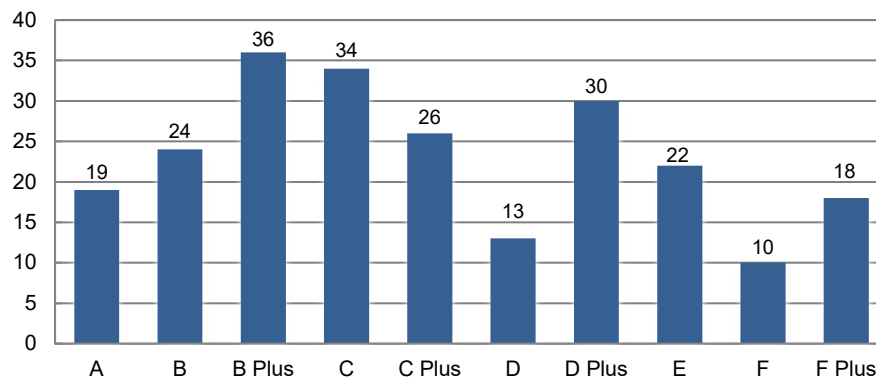


Fig. 2. Division of the array of road cars into segments

Analysing the segment “A”, we can see that all cars have the same type of body “hatchback”. In the “B” segment, all cars also have modifications with hatchback bodies, except for two Lada Calina and Skoda Fabia station wagons and Lada Gran-ta sedan, which ultimately does not affect the formation of classification features.

The “B Plus” segment by body types shared almost equally: 54 % of hatchbacks and 46 % of sedans and station wagons. Cars that are longer than 4.4 meters and behind the base of 2.6 meters (for example, Hyundai Accent with a sedan body) could belong to a higher class “C”. However, their modifications with bodies “hatch-back” are in the same segment, and the allowable three percent excess also allows you to stay in the segment “B Plus” and other modifications.

The segment “C” is dominated by hatchbacks (60.6 %), the rest of the sedans and station wagons. Here is the popular Volkswagen Golf, from the name of which there is another definition of the segment “C”, namely “Golf class”.

In the segment of “C Plus” most of the sedans and station wagons (73.1 %), which included Skoda

Octavia with a body “liftback”. Also in the segment of “C Plus” is the Opel Astra sedan generation V, the base of which grew to 2.685 m and other cars with wheelbase of about 2.7 meters (Mazda 3, Mazda 3 Sedan, Peugeot 308 SW, Toyota Corolla, Renault Megane, Mercedes-Benz CLA-Class and the Subaru Levorg).

Segment “D” with the exception of Audi A5 Sportback and electric Tesla 3 are sedans and station wagons, which is 84.6 %. It is compact in geometric dimensions, which form a narrow range.

A more diversified segment “D Plus”, which, in addition to sedans and wagons is 17.2 % of cars with a body “hatchback”. The segment also expanded the range of overall length and base, for which this segment moved from the “D” Hyundai i40 and Infiniti Q50, and from the segment “E” modification KIA Optima and Ford Mondeo and Lexus GS.

In the segment “E”, again with the exception of the Audi, but the model A7 Sport-back and the Tesla S, is located sedans and wagons. This is a segment in which the overall length of the car exceeded 5.0 meters, and the base is close to three meters.

Sedans with the exception of two modifications of the Porsche Panamera represent the “F” segment. In addition, the segment housed the so-called long basic modifications, starting with the Lexus LS L, which in size pre-models that are above it. This will be a range of dimensions and vehicle base, which can be attributed to the additional segment of “F Plus”.

Further analysis showed that during the formation of the classification parameters on the class of road light vehicle will have a significant impact not only its overall width, but also the base. This is understandable, because the comfort of placement in the car depends on the size of its interior, and the internal size of the interior of the base. Therefore, when establishing the final classification parameters in the calculation were taken from the base value, resulting in separate cars moved in below (rarely above) classes.

From the analysis of the results created by the program can be seen as the body type of the car influences the classification. Thus, the “A” and “B” segments are all hatchbacks and vice versa – the “F” segment is represented by sedans, with the exception of Porsche Panamera, the body of which is designed in the corporate design.

Therefore, according to the basic classification features chosen in the investigation, it is proposed to systematize the classes (segments) of road cars with the letters of the Latin alphabet, and to replace the word “Plus” with a more common symbol “+”, which have the following form:

- A – especially small class;
- B (B+) – small class;
- C (C+) – middle class or Golf class;
- D (D+) – large class;
- E – business class;
- F (F+) – upper class or luxury class.

RESULTS

According to the results of the research, the classification of road cars according to the basic characteristics was improved, which is shown in Table 2. It can become the basis for the creation of an appropriate international standard and other regulatory documents in relation to the automotive industry. For clarity of the results of systematization Table 2 is graphically presented in Fig. 3.

Table 2. Size ranges and body types that form the road car classes

Class	Name of class	Length, m	Width, m	Base, m	Body types
A	Mini	up to 3.80	1.60...1.72	up to 2.50	Hatchback
B	Small	3.80...4.20	1.67...1.83	2.39...2.67	Hatchback
B (B+)		4.20...4.40	1.68...1.79	2.47...2.65	Sedan; station wagon; hatchback
C	Medium	4.20...4.40	1.74...1.86	2.60...2.67	Hatchback
C (C+)		4.40...4.60	1.73...1.82	2.60...2.66	Sedan; station wagon
		4.40...4.55	1.76...1.87	2.70...2.73	Hatchback
D	Large	4.55...4.70	1.70...1.82	2.65...2.73	Sedan; station wagon
		4.60...4.75	1.81...1.88	2.78...2.84	Sedan; station wagon
D (D+)		4.75...4.90	1.81...1.91	2.70...2.85	Sedan; station wagon; hatchback
E	Executive class	4.85...5.05	1.82...1.94	2.82...3.01	Sedan; station wagon; hatchback
F	Luxury	5.05...5.20	1.88...1.95	2.95...3.09	Sedan
F (F+)		more 5.20	1.88...1.99	more 3.10	Sedan

The analysis showed that the formed classes determine not only the overall dimensions of the car, but also, largely, structural solutions: the presence or absence of additional equipment, interior equipment, safety and the like. The higher the car class, the better its technical and consumer properties. However, analysing the array formed, you can see that already in the class “B” there are models (Mini Cooper, DS 3, Audi A1), which are marked with the word “Premium”. The main advantages of such cars are innovative engineering developments, high level of quality and technical equipment, maximum customer satisfaction.

Dictionaries interpret that the word “Premium” means “the highest grade, excellent quality”. Today, the world's leading automakers produce cars, the configuration of which is almost no different, and to gain the image of individual brands are created (for example, HYUNDAI-GENESIS). Theoretically, for each such model, if it is not from the segment “low cost”, you can use the word “Premium” and it will not be a big mistake, therefore, during the formation of the proposed version of the classification, this period was not taken into account.

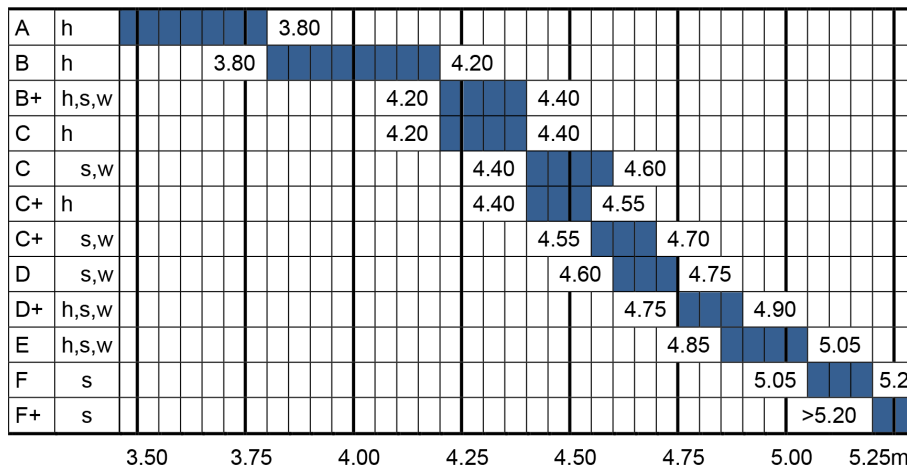


Fig. 3. Infographics of classification of road cars

The authors of the presented work sent the results of research and improved classification of road cars to the Ministry of economic development and trade of Ukraine, from which they received rave reviews and assurances that the presented developments will be used in the formation of the regulatory framework for the automotive industry and the automotive market.

CONCLUSIONS

Continuous expansion of model ranges by leading automobile firms, creation of new types of cars demand establishment of qualification signs for the purpose of their division into classes. The lack of classification of road cars creates difficulties in the preparation of regulations, writing scientific papers, reference and educational literature.

The proposed system of classification of vehicles and developed software for the identification of car models, which contains more than 230 names, makes it possible to systematize each of the brands in the relevant segments. Since there is a clear trend of visualization, intelligent recognition and detection of vehicles on the roads, studies can be effectively used to optimize the organization and regulation of traffic, as well as provide an opportunity to facilitate the identification of vehicles on the roads.

For the effective use of the proposed system of classification of cars on an inter-national scale, it is necessary and advisable to create an appropriate standard with the participation of the international organization for standardization ISO.

The results of the research can be used effectively during the design, construction of road transport infrastructure, construction, production and sale of vehicles. They can become a regulatory framework for the implementation of financial transactions related to the operation of cars, in particular: payments for parking, determining the cost of washing services, registration of tax payments and the like.

V. Кишчун, С. Пустульга, В. Самчук, В. Дембіцький, В. Придюк. Формування класифікаційних ознак дорожніх легкових автомобілів.

Постійне розширення модельних рядів провідними автомобільними фірмами, створення нових типів легковиків вимагають встановлення кваліфікаційних ознак з метою поділу їх на класи.

Відсутність єдиної уніфікованої класифікації дорожніх легкових автомобілів породжує труднощі під час підготовки нормативних документів, написання наукових праць, довідкової і навчальної літератури.

Дана робота присвячена розробці системи класифікації дорожніх легкових автомобілів та створенню відповідного програмного забезпечення для ідентифікації сучасних марок моделей автомобілів. На підставі сформованих у роботі сегментів були встановлені класифікаційні ознаки легкових автомобілів. Окрім числових параметрів і позначень були також запропоновані позначення і назви класів. Результати роботи можуть бути використані для візуалізації, інтелектуального розпізнавання, організації та регулювання дорожнього руху, а також дадуть можливість полегшити ідентифікацію транспортних засобів на дорогах Європейського Союзу.

Запропонована система класифікації може стати основою для створення відповідного стандарту за участю міжнародної організації із стандартизації ISO.

Результати проведених досліджень можуть бути ефективно використані під час проектування, будівництва об'єктів інфраструктури автомобільного транспорту, виробництва і реалізації транспортних засобів. Вони можуть стати нормативною основою під час здійснення фінансових операцій, пов'язаних із експлуатацією автомобілів, зокрема: розрахунків за паркування, визначення вартості послуг із миття, оформлення податкові платежів тощо.

Ключові слова: класифікація автомобілів, габаритні розміри, база автомобіля, тип кузова.

REFERENCES

1. Sebastiano Battiato, Giovanni Maria Farinella, Antonino Furnari, Giovanni Puglisi, Anique Snijders, Jelmer Spiekstra.: An integrated system for vehicle tracking and classification. *Expert Systems with Applications*, Volume 42, Issue 21, pp. 7263–7275. (2015)
2. Z. Chen, T. Ellis and S. A. Velastin.: Vehicle type categorization: A comparison of classification schemes. 14th International IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC), Washington, DC, pp. 74–79. (2011)
3. Polyakov K.: Hedonic Function Estimation for Cars in Terms of Market Segmentation. *Scientific Research and Development. Economics of the Firm*. Volume 2, № 3 (2014)
4. United Nations. Economic and Social Council. ECE/TRANS/WP.29/78/Rev.6. Distr.: General, 11 July 2017. Homepage, <https://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29gen/wp29resolutions.html>
5. European Commission (2008). Regulation (Eec) No 139/2004 merger Procedure. Brussels, Belgium. Homepage, http://ec.europa.eu/competition/mergers/cases/decisions/m5219_20080925_20310_en.pdf
6. The Official Site of The European New Car Assessment Programme. Classes of cars. Homepage, <https://www.euroncap.com/ru>
7. Michiel van Ratingen, Aled Williams, Anders Lie, Andre Seeck, Pierre Castaing, Reinhard Kolke, Guido Adriaenssens, Andrew Miller.: The European New Car Assessment Programme: A historical review. *Chinese Journal of Traumatology*, Volume 19, Issue 2, pp. 63–69. (2016)
8. Vikram, Shende.: Analysis of Research in Consumer Behavior of Automobile Passenger Car Customer. *International Journal of Scientific and Research Publications (IJSRP)*, Vol-ume 4, Issue 2. (2014)
9. Caralampo Focas, Panayotis Christidis.: Peak Car in Europe? *Transportation Research Procedia*, Volume 25, pp. 531–550. (2017)
10. The world of cars: Auto catalogue 1999/2000. 7th edn, “Za rulem”, Moscow, 384 p. (1999)
11. Extended informal European classification of cars. Homepage, <http://monolith.in.ua/structure-avto/klassifikacija-avto/>
12. Cars of the world, 2017-2018: Car Encyclopedia. Third Rome, Moscow, 312 p. (2017)

Volodymyr KYSHCHUN, PhD in Economics, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: kyshchun52@ukr.net. <http://orcid.org/0000-0003-4019-8034>

Serhii PUSTIULHA, Doctor of Technical Sciences, Professor of Engineering and Computer Graphics department, Lutsk National Technical University e-mail: mbf.declutsk@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-5047-4226>

Volodymyr SAMCHUK, PhD in Engineering, associate professor of Construction and Civil Engineering department, Lutsk National Technical University, e-mail: volodsam@ukr.net. <http://orcid.org/0000-0001-9045-9525>

Valerii DEMBITSKYI, PhD in Engineering, Senior Lecturer of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: dvm2@meta.ua. <http://orcid.org/0000-0002-1006-9218>

Valentyn PRYDIUK, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: pred_mbf@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0001-7791-1230>

КИЩУН Володимир Андрійович, к.е.н., доцент, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: kyshchun52@ukr.net. <http://orcid.org/0000-0003-4019-8034>

ПУСТЮЛЬГА Сергій Іванович, д.т.н, професор, професор кафедри інженерної та комп'ютерної графіки, Луцький НТУ, e-mail: mbf.declutsk@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-5047-4226>

САМЧУК Володимир Петрович, к.т.н., доцент, доцент кафедри будівництва і цивільної інженерії, Луцький НТУ, e-mail: volodsam@ukr.net. <http://orcid.org/0000-0001-9045-9525>

ДЕМБІЦЬКИЙ Валерій Миколайович, к.т.н., ст. викладач, ст. викладач кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: dvm2@meta.ua. <http://orcid.org/0000-0002-1006-9218>

ПРИДЮК Валентин Михайлович, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: pred_mbf@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0001-7791-1230>

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.84>

Волков В.П.¹, Грицук І.В.², Волкова Т.В.¹, Белов В.І.¹, Волков Ю.В.¹, Онищук В.П.³
¹ Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна
² Херсонська державна морська академія, м. Херсон, Україна
³ Луцький національний технічний університет, м. Луцьк, Україна

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В ТЕХНІЧНІЙ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛІВ

У роботі розглянуто стан і основні системні проблеми автомобільного транспорту в Україні на сучасному етапі. Показано особливості застосування стратегій і тактик діючої системи ТЕА на автомобільному транспорті загального користування. Викладено основні принципи адаптивної системи ТО і Р рухомого складу автомобільного транспорту. На прикладі існуючих систем на транспорті запропоновано нові технології створення інформаційних систем організаційно-функціональної підтримки процесів технічної експлуатації автомобілів на стадіях життєвого циклу. Показано особливості впровадження в технічну експлуатацію автомобілів базових принципів "адаптивної" системи управління технічним станом автомобіля, ключовим моментом якої, є розробка інформаційно-комунікаційної системи і бази прогнозних моделей, що забезпечують шляхом моніторингу дистанційне отримання необхідної поточної інформації від рухомого складу і її обробку, а також вироблення коригувальних впливів.

Ключові слова: автомобільний транспорт, технічна експлуатація автомобілів, технічне обслуговування і ремонт, рухомий склад, адаптивна система, інформаційно-комунікаційна система, діагностична інформація, база прогнозних моделей.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Основними системними проблемами в Україні на автомобільному транспорті (АТ) на сучасному етапі є [1]:

- втрата адміністративних важелів управління АТ як повністю приватизованого;
- зниження обсягів транспортної роботи;
- збитковість діяльності пасажирського транспорту на автобусних маршрутах загального користування;
- масове старіння рухомого складу та не відпрацьованість механізмів його заміни;
- невідповідність структури вантажного і пасажирського парку попиту на його послуги;
- незадовільний рівень безпеки автомобільних перевезень і значне екологічне навантаження на навколишнє середовище. Метою дослідження є аналіз сучасного стану АТ і ТЕА і розробка сучасних підходів до контролю технічного стану автомобіля з урахуванням комплексу умов експлуатації.

Технічна експлуатація автомобілів (ТЕА), за визначенням [2-4] є однією з найважливіших підсистем АТ, яка, в свою чергу, являє підсистему транспорту в структурі досить складною транспортно-комунікаційної програми держави. Основною метою ТЕА як підсистеми АТ, є забезпечення необхідного рівня технічного стану рухомого складу (РС). В цілому до 50% собівартості перевезень прямо або побічно залежить від якості і ефективності ТЕА. Важливість ТЕА підтверджується тим, що наприклад на підтримку автомобілів в працездатному стані в США витрачається приблизно 30 млрд. доларів на рік, а в усьому світі на ТЕА в рік витрачається приблизно 100 млрд. доларів. У США на експлуатацію одного автомобіля на рік витрати становлять 1800-1900 доларів [5].

Найважливішим ланкою ТЕА є вибір системи технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р) РС, яка регулюється комплексом взаємопов'язаних положень і норм, що визначають порядок, організацію, зміст і нормативи проведення робіт із забезпечення працездатності парку автомобілів.

Основна особливість сучасної системи ТЕА на автомобільному транспорті загального користування (АТЗК) пострадянських країн [1, 2] це:

- відсутність нормативної бази щодо обов'язковості кожним власником РС, проводити певний комплекс технічних впливів, які забезпечують його працездатність і безпеку, результатом чого є втрата на АТЗК механізму управління рівнем технічного стану автомобільного парку через гнучку систему ТО і Р;
- відсутність необхідної інформаційної бази галузі у вигляді мережі опорних підприємств, що дозволяло АТЗК раніше, по-перше, контролювати реалізовані показники якості і надійності РС в експлуатації і, по-друге, пред'являти обґрунтовані вимоги до заводів-виробникам автомобілів;

– неефективність, запропонованої державою, системи сертифікації послуг ТО і Р.

В результаті АТЗК і, перш за все, мали підприємства автомобільного транспорту (МПАТ) галузі, виявилися в складних умовах, тому що вони [1, 2]:

– зобов'язані забезпечити технічний стан РС згідно з державними вимогами безпеки руху та екологічної безпеки транспорту;

– не мають умов (бази, обладнання, персоналу) для підтримки працездатності і необхідного технічного стану РС;

– не мають чітко узаконених зобов'язань застосовувати систему ТО і Р і виконувати такий мінімальний обсяг робіт ТО і Р, який може забезпечити необхідну працездатність і безпеку РС.

Створений організаційний і технологічний вакуум привів до практично неконтрольованої експлуатації автомобілів в більшості МПАТ, що призвело до різкого погіршення технічного стану автомобільного парку, збільшило кількість ДТП, викликаних несправністю автомобілів і забруднення навколишнього середовища [2, 3].

Відомо, що найважливішим ланкою ТЕА є вибір системи ТО і Р РС, яка регулюється комплексом взаємопов'язаних положень і норм, що визначають порядок, організацію, зміст і нормативи проведення робіт із забезпечення працездатності парку автомобілів [3-6].

У нас в країні була прийнята планово-попереджувальна система ТО і Р автомобілів. Принципові основи даної системи підтримки автомобілів в технічно справному стані практично сформувалися в 1929-1933 рр. у вигляді розробки та реалізації системи планово-попереджувальних ремонтів на АТ, що передбачають чотири види обслуговування і попереджувальний ремонт. З 1936 року почала діяти планово-попереджувальна система з примусовим оглядом (інспекцією) автомобілів і виконанням ремонтів за потребою. У 1943 р побачило світ «Положення про профілактичне обслуговування автомобілів», яке набуло вигляду принципів профілактичної системи ТО і Р автомобілів, що передбачає проведення ЕО, ТО-1, ТО-2, поточний, середній, і капітальний ремонт. Далі з'явився нормативний документ «Положення про профілактичне обслуговування автомобілів», який коректувався в 1947, 1949, 1954, 1963, 1974, 1984 - 1994, 1998 роках з урахуванням досвіду його застосування, зміни умов експлуатації, вдосконалення конструкції автомобіля і проводяться науково-дослідних робіт.

Сутність цієї системи полягає в тому, що технічне обслуговування носить профілактичний характер і здійснюється за планом, а ремонт - за потребою.

С 1998 року по 2013 рік «Положення ...» [6], доповнювалося і змінювалося правилами і наказами Міністерства інфраструктури, постановами КМУ та законами України зберігаючи в основному принципи планово-попереджувального системи ТО і Р автомобілів.

У 2013 наказом №550 Міністерства інфраструктури були введені «Правила експлуатації колісних транспортних засобів» [7], які зберегли базові принципи «Положення ...» [6]. Ці «Правила ...» визначають механізм організації безпечного утримання колісних транспортних засобів протягом експлуатаційного життєвого циклу (ЖЦ) перевізником і застосування підприємствами автомобільного сервісу. Там же зазначено, що після гарантійного періоду на РС, перевізник забезпечує функціонування системи ТО і Р РС в повному обсязі або отримує відповідні послуги.

Діюча система ТО і Р ґрунтується на нормах [6, 7] і реалізується технічним відділом перевізника, який має більше 15 од. РС, які дислокуються в одному населеному пункті в підприємстві, що має окрему територію. Перевізник, який має менше 15 од. РС вирішує відповідні питання без створення технічного відділу, а самозайнятий автомобільний перевізник замовляє послуги на станціях технічного обслуговування або виконує такі роботи самостійно.

Для контролю та забезпечення технічного стану РС дотримуються планового ТО відповідно нормами і нормативами його виготовлювача, встановленими для нормальних умов експлуатації, з урахуванням інформації системи ОВД, зокрема інформації, отриманої скануванням пам'яті бортового комп'ютера РС спеціальними технологічними засобами [7].

Слід зазначити, що сучасна структура АТЗК – це сукупність окремих перевізників і автопідприємств у вигляді МПАТ, які є новими утвореннями для галузі, де діють три групи способів ТЕА [8].

Перша група – ТЕА власними силами. Для того щоб організувати окремий структурний підрозділ, що займається виключно ТЕА необхідно зробити значні початкові вкладення, підтримувати штат кваліфікованих фахівців і мати добре організоване складське господарство. Для більшості сучасних МПАТ (90%), існуючих в Україні, такі витрати є нераціональними.

Друга група – ТЕА за допомогою підрядних організацій. Це організації, які мають постійний штат кваліфікованих фахівців і необхідну виробничу технічну базу. Раніше це був найбільш поширений

шлях вирішення завдання з підтримання необхідного рівня технічного стану РС. Однак до його очевидних недоліків відноситься відсутність системного підходу до організації ТЕА, так як у «разового» фахівця часто немає можливостей судити про те, які події в динаміці відбуваються на РС

Третя група – системи ТЕА у вигляді сервісного гарантійного та післягарантійного обслуговування. У цьому випадку відносини зі спеціалізованими сервісами зав'язуються вже при покупці нового РС, при початку його експлуатації в рамках гарантійного терміну. Відмінною особливістю фірмового сервісу є те, що саме тут найбільш яскраво виражені можливості і переваги ПІВ / СALS / PLM-технологій, оскільки агрегат, вузол, система, РС в цілому знаходяться під пильною увагою фахівців безпосередньо від складального конвеєра до місця експлуатації. При цьому способі реалізації умов ТЕА можуть існувати два рівні організації сервісу: фірмовий і авторизований, де обов'язковою складовою є підключення РС до Інтернету. Цим забезпечується можливість контролю і управління надійністю РС, в рамках інформаційного забезпечення ЖЦ виробу, на основі збору інформації про надійність агрегатів, вузлів, систем і РС в цілому (відмови, ремонти, аварійні та надзвичайні ситуації, вплив робіт при ТО і Р на надійність). При цьому забезпечується подальший аналіз і прогноз роботи РС.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Існуюча система ТО і ремонту сформувалася на базі спрощеної моделі функціонування транспортної інфраструктури: автомобіль в основному працює з прив'язкою до власного підприємству. При цьому вся обслуговуюча і ремонтна база була зосереджена в рамках конкретного ПАТ і всі види технічних впливів здійснювалися їм самим. У існуючій системі ТО і ремонту негнучкість в частині забезпечення безвідмовної роботи автомобіля на лінії проявляється в одноманітності підходу до автомобілів різного віку: перелік операцій і періодичність ТО ідентичні і для нового автомобіля, і для автомобіля перед його капітальним ремонтом і списанням.

Поступовий розвиток нових видів перевезень призводило до збільшення часу перебування рухомого складу далеко від основної виробничої бази, і, внаслідок цього, підвищувалася роль профілактичного ТО автомобілів. Тому створення гнучкої "адаптивної" системи контролю та управління технічним станом автомобіля з елементами індивідуального підходу до кожного конкретного автомобіля стало першочерговим завданням [8, 9].

Під адаптивною системою ТО і Р автомобілів розуміється система, яка завдяки зміні своєї структури і значень параметрів, може пристосовуватися до зміни внутрішніх і зовнішніх умов. Рівень, якого досягла сучасна технічна діагностика (ТД), дозволяє при технічній експлуатації автомобілів реалізувати практично будь-які завдання по виявленню та прогнозуванню технічного стану автомобілів. Так, наприклад, адаптивна система, яка запропонована в роботі [9], передбачає необхідність проведення ТО і Р за індивідуальною програмою. Таке ТО і Р умовно називають індивідуальним технічним обслуговуванням (ІТО). Вид робіт в цьому випадку призначають на основі індивідуальних діагностичних даних.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

У зв'язку з застосуванням на автомобілях складних високоефективних електронних систем управління, вбудованої бортової діагностики, розвитку супутникових систем навігації і мобільного зв'язку, сучасних технологій з'явилася можливість не тільки контролювати географічне положення РС і здійснювати зв'язок з диспетчером ПАТ, але і здійснювати дистанційний моніторинг з оцінкою рівня технічного стану автомобіля, що цілком дозволяє реалізувати практично будь-які завдання по виявленню та прогнозуванню технічного стану автомобіля.

Наявна система ТО і ремонту сформувалася на базі спрощеної моделі функціонування транспортної інфраструктури:

Це в свою чергу дозволить перейти до індивідуальної (адаптивної) системі ТО і Р автомобілів. Базовими принципами ІТО є [8, 9]:

- планово-запобіжний принцип визначення і усунення несправностей і проведення технічних впливів;
- оперативне управління працездатністю автомобіля на основі прогнозування стану з використанням інформаційних технологій в ТД;
- індивідуальний підхід до оцінки технічного стану кожного конкретного автомобіля;
- індивідуальне прогнозування періодичності ТО і технічного стану автомобіля.

У зв'язку з цим весь процес розвитку систем ТО і Р слід визнати як процес адаптації систем до їх зовнішньому середовищі, а безпосередній процес функціонування самої системи - це також процес адаптації вже об'єкта підлеглого системи до умов його існування. Тому в цілому, всі системи ТО і Р доцільно віднести до адаптивних систем [9]. Основу таких систем сьогодні складають автоматизовані

системи управління (АСУ) на основі інформаційних технологій ТД [8]. Ці системи забезпечують індивідуальний підхід до оцінки технічного стану кожного конкретного автомобіля.

Четвертий принцип – цей один з основних положень функціонування АСУ технічним станом автомобіля і один з основних резервів підвищення ефективності і подальшого вдосконалення. Сьогодні цьому заважає лише недостатня точність сучасних методів прогнозування.

Підвищення точності прогнозів пропонується на підставі визначення закономірностей, які одночасно враховують індивідуальне технічний стан систем, агрегатів, механізмів автомобіля і інтенсивність його зміни від пробігу, а також факторів умов експлуатації, впливають на автомобіль і його складові елементи на відповідному пробігу.

В адаптивній системі прогнозування може проводитися на підставі результатів обробки діагностичної інформації відповідно до схеми прогнозування та управлінням технічним станом автомобіля із застосуванням АСУ [8, 9, 10, 11].

В даному випадку інформацією про зміну технічного стану автомобіля є значення параметрів, які використовуються для прогнозування. Це календарні дати і значення напрацювання автомобіля, які відповідають зафіксованим значенням параметрів, а також інша інформація, яка знаходиться в центрі діагностування і отримана на основі комп'ютеризованих засобів діагностики. Вся ця інформація передається АСУ для обробки і це є основою формування масиву нормативно-довідкової і діагностичної інформації, необхідної для організації процесу прогнозування. І тому застосовують спеціально розроблені програмні засоби.

Основою автоматизованої адаптивної системи є база даних про автомобіль. Вона являє систему взаємопов'язаних таблиць. У ній розміщується інформація різного роду і тому вона базується на системі управління базами даних – *Microsoft Access*, що забезпечує відносно просте створення і коригування бази даних.

Одним з найважливіших питань при створенні АСУ ТО і Р є вибір оптимального складу засобів технічної діагностики. Сьогодні це важливе питання, оскільки мова йде про створення систем оперативного контролю та управління технічним станом, яке базується на принципах прогнозування технічного стану автомобіля і його окремих систем, агрегатів і механізмів.

Для невеликих підприємств автомобільного транспорту рішення даної задачі дозволяє кожному підприємству визначити своє науково обґрунтований напрямок розвитку адаптивних систем ТО і Р в умовах обмежених фінансових можливостей і наявного широкого спектру пропозицій, які постійно пропонуються фахівцями з організації адаптивних систем ТО і Р.

На АТ для забезпечення працездатності автомобіля традиційно застосовувати три стратегії, характеристики яких наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Стратегії забезпечення працездатності

№		Вид робіт
I	Підтримує заданий рівень працездатності	Технічне обслуговування
II	Відновлення втраченої працездатності	Ремонт
III	Комбінація I та II стратегій	ТО і Р

На АТ існує, відповідно до класифікації [2, 3], три основних види систем ТО і Р (тактики) транспортних машин (рис. 1):

- за напрацювання;
- за станом;
- змішані.

Суть системи з напрацювання полягає в тому, що технічні впливу виконується для виробу - автомобіля, через певний пробіг (час), незалежно від його технічного стану. В результаті значна частина ресурсу РС не використовується, тому така модель системи ТО і Р має значну вартість і в практиці може застосовуватися тільки для спеціальних автомобілів. Наприклад, на АТ ця система використовується для тих вузлів і деталей автомобіля, від яких залежить безпека його руху [3].

Суть системи станом полягає в тому, що технічні впливу проводиться для виробів лише при досягненні ним контрольованих параметрів свого критичного рівня, тобто гранично допустимого стану. На практиці для реалізації такої системи ТО і Р необхідно спеціальне контрольо-діагностичне обладнання і в цілому вміння фахівців автоматизовані системи управління автоматизовані системи управління інженерно-технічної служби, вимірювати безперервно або періодично контрольовані

(діагностичні) параметри виробу. Сьогодні такі системи, внаслідок глобалізації ТД і неруйнівного контролю, успішно впроваджуються в світі техніки багатьма зарубіжними фірмами. Там вони отримали назву «*Condition Monitoring*» [3], а в сучасній термінології ТЕА – це «індивідуальні» системи ТО і Р або «адаптивні» [9-10].



Рисунок 1 – Схема організації ТО і Р транспортних машин

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

Прикладом може бути програма Torque, як основа «автомобільної» концепція *FADEC*, що представляє собою перший крок до системи *FRACAS* і, відповідно ППВ / CALS / PLM-технологій, які призначені для отримання і відображення діагностичної інформації бортової системи самодіагностики. Сьогодні вона вже «вміє» відображати поточні параметри роботи двигуна, інших систем, вузлів і агрегатів, відображати і розшифровувати «коди помилок», «стирати помилки» з електронного блоку управління (ЕБУ), автоматично відправляти значення величин параметрів, що контролюються датчиком (логи), в інтегроване електронне інформаційне метакосмос, де протягом півроку можна подивитися не тільки поточні значення контрольованих величин в різний час, але і побачити на карті весь маршрут РС за цей період [1].

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

- GPS-Trace Orange, що надає на базі комерційної системи моніторингу транспорту «Wialon» послуги супутникового спостереження і контролю через Web-інтерфейс за РС, оснащеним трекером або будь-якими іншими комунікаторами з модулем GSM [9];

- M2M (машинно-машинне взаємодія або англ. Machine-to-Machine, Mobile-to-Machine, Machine-to-Mobile), що створює технології, які дозволяють досить просто, надійно і вигідно забезпечити передачу даних між «розумними» пристроями (smart devices) [8];

- СКВП (Система контролю витрати палива), що представляє набір сучасних «інструментів» управління РС, заснований на базі супутникової навігації моніторингу транспорту, що забезпечує контроль витрати палива, навантаження на осі, часу роботи РС та інших параметрів експлуатації [8];

- Teletrack, що представляє спеціалізований програмно-апаратний комплекс для супутникового моніторингу, який складається з бортового сканер - комунікатора (контролер - комунікатор, різні датчики, що забезпечують відкриту архітектуру, масштабованість, гнучкість системи моніторингу), ПЗ (серверного, диспетчерського «Track Control») і що дозволяє інтегрувати дані рішення для моніторингу транспорту вирішуючи складні і нестандартні задачі [8];

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

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Сукупність на АТЗК традиційних підприємств і абсолютно нових утворень (наприклад, GPS-Trace Orange, M2M, СКРТ і ін.), що представляють електронні інформаційні системи і технології, формує на АТЗК і АТ в цілому абсолютно нові принципи ТЕА РС. Під одним з таких принципів розуміється адаптивна система підтримки технічного стану РС [9-11], ключовим моментом якої є розробка інформаційно-комунікаційної системи і бази прогнозних моделей, що забезпечують шляхом моніторингу дистанційне отримання необхідної поточної інформації від РС і її обробку, а також вироблення коригувальних впливів.

ВИСНОВОК

У зв'язку з проведенням аналізом стратегій і тактик ТО і Р РС можливо зробити висновок, що традиційна, сформована на АТЗК протягом багатьох років система ТО і Р, вже не відповідає в цілому сучасним вимогам ТЕА. Її основною перевагою є лише можливість спрогнозувати витрати запасних частин і матеріалів при відсутності сучасних діагностичних систем, а основним недоліком - прийняття рішення про проведення робіт ТО і Р на підставі інформації про пробіг РС.

Новим прийомом для АТЗК в сфері технічного контролю стану РС є створення інформаційних систем організаційно-функціональної підтримки процесів експлуатації РС. Впровадження в ТЕА нових базових принципів "адаптивної" системи управління технічним станом автомобіля, ключовим моментом якої, є розробка інформаційно-комунікаційної системи і бази прогнозних моделей, що забезпечують шляхом моніторингу дистанційне отримання необхідної поточної інформації від РС і її обробку, а також вироблення коригувальних впливів.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Автомобільний транспорт України: стан, проблеми, перспективи розвитку: Монографія / Державний автотранспортний науково-дослідний і проєктний інститут; За заг. ред. А.М. Редзюка. – К.: ДП «Державтотранс НДІпроєкт», 2005. – 400 с.
2. Российская автотранспортная энциклопедия. Техническая эксплуатация, обслуживание и ремонт автотранспортных средств. Т.3. – 2001. – 455 с.
3. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / Говорущенко Н.Я. – Х.: Вища школа, 1984. – 312 с.
4. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей / Кузнецов Е.С. – М.: Транспорт, 1982. – 224 с.
5. Кузнецов Е.С. Техническая эксплуатация автомобилей в США / Е.С. Кузнецов. – М.: Транспорт, 1978. – 168 с.
6. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. – К.: Міністерство транспорту України, 1998. – 16 с.
7. Правила експлуатації колісних транспортних засобів. Про затвердження Правил експлуатації колісних транспортних засобів. Наказ Міністерства інфраструктури України від 26.07.2013 № 550. – Режим доступу: <http://zakon.rada.gov.ua/go/z1453-13>.
8. Волков В.П. Интеграция технической эксплуатации автомобилей в структуры и процессы интеллектуальных транспортных систем. / В.П. Волков, В.П. Матейчик, О.Я. Никонов [и др.]; Под редакцией Волкова В.П. – Донецк: Изд-во "Ноулидж", 2013. – 398 с.
9. Зубрицкас И.И. Адаптивная система управления техническим состоянием автомобилей / Монография. Деп. ВИНТИ, № 555 – В2004.05.04.2004 г. – 136 с.
10. Волков В.П. Перспективы внедрения адаптивной системы технического обслуживания автомобилей / В.П. Волков, О.Я. Никонов, Ю.В. Волков // Сборник докладов XX научно-технической конференции с международным участием "Транспорт, экология-устойчивое развитие." - Варна, Болгария. – 2014. – С. 404 – 409.
11. Волков Ю.В. Совершенствование системы обеспечения работоспособности автомобилей / Ю.В. Волков // Politechnika rzeszowska im. Ignacego lukasiewicza. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza lejdy. Seria: Transpor. Systemy i srodki transportu samochodowego. wybrane zagadnienia. systems and means of motor transport – 2014. – С. 297–303.

REFERENCES

1. Avtomobilnyy transport UkraYini: stan, problemi, perspektivi rozvitku: Monografiya / Derzhavniy avtotransportniy naukovо-doslidniy I proektniy Institut; Za zag. red. A.M. Redzyuka. – K.: DP «Derzhavtotrans NDIproekt», 2005. – 400 s.

2. Rossiyskaya avtotransportnaya entsiklopediya. Tehnicheskaya ekspluatatsiya, obsluzhivanie i remont avtotransportnykh sredstv. T.3. – 2001. – 455 s.
3. Govoruschenko N.Ya. Tehnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley / Govoruschenko N.Ya. – H.: Vischa shkola, 1984. – 312 s.
4. Kuznetsov E.S. Upravlenie tehnicheckoy ekspluatatsiyey avtomobiley / Kuznetsov E.S. – M.: Transport, 1982. – 224 s.
5. Kuznetsov E.S. Tehnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley v SShA / E.S. Kuznetsov. – M.: Transport, 1978. – 168 s.
6. Polozhennya pro tehnichecke obslugovuvannya I remont dorozhnih transportnih zasobiv avtomobilnogo transportu. – K.: MInIsterstvo transportu UkraYini, 1998. – 16 s. (Normativniy dokument MIntransportu UkraYini. Polozhennya).
7. Pravila ekspluatatsiyi kollisnih transportnih zasobiv. Pro zatverdzhennya Pravil ekspluatatsiyi kollisnih transportnih zasobiv. Nakaz MInIsterstva Infrastrukturi UkraYini vId 26.07.2013 # 550. – Rezhim dostupa: <http://zakon.rada.gov.ua/go/z1453> – 13.
8. Volkov V.P. Integratsiya tehnicheckoy ekspluatatsii avtomobiley v strukturyi i protsessyi intellektualnykh transportnykh sistem. / V.P. Volkov, V.P. Mateychik [i dr.]; Pod redaktsiyey Volkova V.P. – Donetsk: Izd-vo “Noulidzh”, 2013. – 398 s.
9. Zubritskas I.I. Adaptivnaya sistema upravleniya tehnicheckim sostoyaniem avtomobiley / Monografiya. Dep. VINITI, # 555 – V2004.05.04.2004 g. – 136 s.
10. Volkov V.P. Perspektivnyi vnedreniya adaptivnoy sistemyi tehnicheckogo obsluzhivaniya avtomobiley / V.P. Volkov, O.Ya. Nikonov, Yu.V. Volkov // Sbornik dokladov HH nauchno-tehnicheckoy konferentsii s mezhdunarodnyim uchastiem “Transport, ekologiya-ustoychivoe razvitie.” - Varna, Bolgariya. – 2014. – S. 404 - 409.
11. Volkov Yu.V. Sovershenstvovanie sistemyi obespechenie rabotosposobnosti avtomobiley / Yu.V. Volkov // Politehnika rzeszowska im. Ignacego lukasiewicza. Monografia pod redakcja naukowa Kazimierza lejdy. Seria: Transpor. Systemy i srodki transportu samochodowego. wybrane zagadnienia. systems and means of motor transport – 2014. – S. 297 - 303.

V. Volkov, I. Gritsuk, T. Volkova, V. Belov, Y. Volkov, V. Onyshchuk. Modern technology in technical operation of cars

The paper considers the state and main systemic problems of road transport in Ukraine at the present stage. The features of the application of strategies and tactics of the current TEM system in public road transport are shown. The basic principles of the adaptive TO and P system of rolling stock of automobile transport are stated. Using existing transport systems as an example, new technologies for creating information systems for organizational and functional support for the technical operation of automobiles at the life cycle stages have been proposed. The features of introducing into the technical operation of automobiles the basic principles of an "adaptive" system for managing the technical condition of a car, the key point of which is the development of an information and communication system and a database of forecast models that provide remote monitoring of the necessary current information from rolling stock and its processing, as well as generating corrective actions.

Keywords: automobile transport, technical operation of automobiles, maintenance and repair, rolling stock, adaptive system, information and communication system, diagnostic information, base of forecast models.

ВОЛКОВ Володимир Петрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: volf-949@ukr.net orcid.org/0000-0003-2202-3471

ГРИЦУК Ігор Валерійович, доктор технічних наук, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних установок, Херсонська державна морська академія, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net orcid.org/0000-0001-7065-6820

ВОЛКОВА Тетяна Вікторівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних технологій, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: wolf949@ukr.net orcid.org/0000-0001-8546-4119

БЕЛОВ Валентин Іванович, старший викладач кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВОЛКОВ Юрій Володимирович, інженер кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, yura_volkov_88@mail.ua orcid.org/0000-0001-5572-5314

ОНИЩУК Василь Петрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: Vasyl.Onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5316-408X>

Vladimir VOLKOV, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Technical Operation and Service of Cars, Kharkov National Automobile and Highway University, e-mail volf-949@ukr.net orcid.org/0000-0003-2202-3471

Igor GRITSUK, Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Operation of Ship Power Plants, Kherson State Maritime Academy, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net orcid.org/0000-0001-7065-6820

Tetyana VOLKOVA, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Transport Technologies, Kharkov National Automobile and Highway University, e-mail: wolf949@ukr.net orcid.org/0000-0001-8546-4119

Valentin BELOV, Senior Lecturer, Department of Technical Operation and Car Service, Kharkov National Automobile and Highway University;

Yuriy VOLKOV, engineer of the Department of Automotive Electronics, Kharkov National Automobile and Highway University, yura_volkov_88@mail.ua orcid.org/0000-0001-5572-5314

Vasyl ONYSCHUK, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: Vasyl.Onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5316-408X>

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.85>

Гандзюк Д.М., Гандзюк М.О., Стельмашук В.В.
Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

**ВИЗНАЧЕННЯ НОРМАЛЬНИХ РЕАКЦІЙ ОПОРНОЇ ПОВЕРХНІ
ПРИ РУСІ МОДУЛЬНОГО ТРИЛАНКОВОГО ПРИЧІПНОГО АВТОПОЇЗДА УСКЛАДІ
«АВТОМОБІЛЬ-ТЯГАЧ – ДВОВІСНИЙ ПІДКАТНИЙ ВІЗОК – ТРИВІСНИЙ НАПІВПРИЧІП»
У ГАЛЬМІВНОМУ РЕЖИМІ**

Ефективним засобом скорочення чисельності транспортних засобів при збереженні обсягів вантажоперевезень є використання автопоїздів. У наш час автопоїзди застосовуються у багатьох країнах світу. Зважаючи на відносну конструктивну простоту та меншу довжину при однаковому рівні вантажопідйомності, та з урахуванням ряду інших переваг, сидельні автопоїзди отримали значне визнання й найбільш поширені у забезпеченні транспортних перевезень вантажів.

З огляду на зростання інтенсивності руху на сучасних автомагістралях, необхідно підвищити безпеку транспортних засобів для уникнення аварійних ситуацій, що несуть за собою погіршення здоров'я людей та значні матеріальні втрати при пошкодженні транспортних засобів та вантажів. Особливо гостро це питання стосується автомобільних поїздів, процес руху та гальмування яких набагато складніший ніж в одиничних автомобілів. Необхідно щоб гальмівна система дозволяла регулювати швидкість руху автопоїзда у широкому діапазоні, протидіяла заносам, а також унеможливила складання ланок транспортного засобу та його зіткнення з іншими автомобілями, тобто забезпечувала відповідну стійкість. Водій повинен максимально контролювати поведінку транспортного засобу під часу руху, а за потреби швидко та безпечно зупинити його.

Зважаючи на це, поліпшення експлуатаційних властивостей автопоїздів у сучасних умовах руху є одним із пріоритетних завдань для забезпечення високого рівня безпеки їх експлуатації з максимальною ефективністю використання. Досягнення даних вимог можливе лише за умови врахування можливих змін технічного стану автопоїздів у процесі експлуатації. Зокрема, значну увагу слід відвести змінам, які можуть відбутися у гальмівній системі ланок автопоїзда, що можуть спричинити порушення оптимальних показників регулювання й розподілу гальмівних сил по осях та бортах транспортного засобу, що неминуче призводить до втрати стійкості його руху навіть при незначних швидкостях, особливо при максимальному завантаженні.

Вирішення цих проблем неможливе без розробки математичної моделі руху модульного триланкового причіпного автопоїзда, у якій були б враховані основні кінематичні та геометричні співвідношення, кути встановлення осей, нормальні реакції опорної поверхні та бічні сили на колесах осей ланок з урахуванням їх перерозподілу по осях та бортах при гальмуванні автопоїзда у криволінійному та прямолінійному русі а також кути відведення коліс автомобіля-тягача, підкатного візка та напівпричепа.

Саме тому дана робота присвячена визначенню нормальних реакцій опорної поверхні при русі модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у гальмівному режимі.

Ключові слова: автопоїзд; модульний триланковий причіпний автопоїзд; компоновальна схема; причіпна ланка; причіп; напівпричіп; підкатний візок; математична модель; експлуатаційні властивості; стійкість; опорна поверхня; нормальні реакції; гальмівний режим

ВСТУП

Для досягнення високих показників продуктивності використання автопоїздів при здійсненні вантажоперевезень необхідно створити умови для їх експлуатації з максимальною ефективністю, тобто із максимальним завантаженням та при русі на максимальних швидкостях. Для цього, в першу чергу, потрібно забезпечити дотримання даними транспортними засобами основних експлуатаційних властивостей, що визначають безпеку руху. Серед найбільш важливих техніко-експлуатаційних властивостей автопоїздів, що забезпечують безпеку їх руху, варто виокремити стійкість, зокрема у гальмівному режимі. Адже втрата стійкості часто приводить до створення дорожньо-транспортних пригод, що супроводжуються травмуванням та значними матеріальними втратами.

Характер руху автопоїзда принципово відрізняється від руху одиничного автомобіля. Відмінність можна пояснити наявністю додаткових зусиль, що виникають у шарнірному з'єднанні ланок транспортного засобу, а також сил і моментів, які діють на його окремі ланки та рух транспортного засобу в цілому. Особливо помітним є їх вплив при гальмуванні автопоїзда, яке може супроводжуватися складанням ланок та втратою стійкості транспортного засобу. Це пояснюється тим, що у процесі гальмування на автомобіль діють сили та моменти в різних площинах та напрямках. Під їх впливом змінюється навантаження окремих коліс. Вплив бічних сил призводять до перевантаження коліс одного борту транспортного засобу, а також може спричинити відведення або ковзання його коліс.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Вирішення проблем, пов'язаних з безпекою руху триланкових автопоїздів не розв'язується тільки застосуванням електронних систем: автоматичного усунення блокування колеса (АБС), системи розподілу гальмівних зусиль (EBD), системи стабілізації руху (ESP), та інших. Такі системи дозволяють значно покращити гальмівні властивості автотранспортних засобів, підвищити стійкість триланкового автопоїзда у гальмівному режимі.

Характер руху автопоїзда принципово відрізняється від руху одиничного автомобіля. Відмінність можна пояснити наявністю додаткових зусиль, що виникають у шарнірному з'єднанні ланок транспортного засобу, а також сил і моментів, які діють на його окремі ланки та рух транспортного засобу в цілому. Особливо помітним є їх вплив при гальмуванні автопоїзда, яке може супроводжуватися складанням ланок та втратою стійкості транспортного засобу. Це пояснюється тим, що у процесі гальмування на автомобіль діють сили та моменти в різних площинах та напрямках. Під їх впливом змінюється навантаження окремих коліс. Вплив бічних сил призводять до перевантаження коліс одного борту транспортного засобу, а також може спричинити відведення або ковзання його коліс.

Проблемі стійкості руху автомобіля та автопоїзда присвячено багато робіт, оскільки вона є важливою характеристикою, яка визначає його поведінку під впливом зовнішніх факторів. Дослідженню стійкості транспортних засобів при гальмуванні присвячені роботи Чудакова Є.О., Певзнера Я.М., Ляпунова О.М., Фалькевича Б.С., Литвинова А.С., Косолапова Г.М., Хачатурова А.А., Антонова Д.А., Закіна Я.Х., Ревіна О.О., Малюгіна П.М., Соцкова Д.О., Хамова І.В., Ревіна С.О., Солнцева О.М., Сахна В.П., Полякова В.М., Подригала М.А., Волкова В.П. та інших науковців.

За визначенням ДСТУ 2886–94 стійкістю транспортного засобу під час гальмування називають його здатність зберігати заданий напрям швидкості і задану орієнтацію своїх осей [1].

На основі загальної теорії стійкості О.М. Ляпунова [2], рух механічної системи вважається стійким, якщо створені збурення незначно змінюють його траєкторію. Проте, якщо початкові відхилення з часом збільшуються, то рух можна вважати нестійким.

Описуючи поняття стійкості автомобіля, Литвинов А.С. [3] характеризує її як сукупність параметрів, які визначають можливість його стійкого руху за всіма ступенями свободи незакріпленого твердого тіла, за винятком руху в напрямку поздовжньої осі та в напрямку, перпендикулярному до опорної площини. На думку автора стійкість руху автомобіля в напрямку його поздовжньої осі визначається його тяговими та гальмівними якостями.

Грунтовні дослідження експлуатаційних властивостей автомобілів та автопоїздів проведені доктором технічних наук, професором В.П. Сахно, В.М. Поляковим та їх учнями [4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 та ін.]. Вивчаючи стійкість транспортних засобів у різних режимах руху, науковці дотримуються тлумачення стійкості, як здатності транспортного засобу зберігати заданий напрямок руху та задане положення його осей і ланок під дією зовнішніх та внутрішніх збурень. При цьому дослідники розрізняють стійкість транспортного засобу проти бічного заносу (курсва стійкість), стійкість проти перекидання (стійкість щодо кута крену) та стійкість проти складання (для автопоїздів) [11].

Вагомий внесок у дослідження стійкості руху транспортних засобів у різних режимах, зокрема і гальмівному, здійснили науковці школи доктора технічних наук, професора Гредескула А.Б., зокрема Подригало М.А. Волков В.П. та ін.

Працюючи над поліпшенням експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів [12], Подригало М.А. поділяє стійкість колісних машин на два види: стійкість руху та стійкість положення. На думку науковця, стійкість положення транспортного засобу полягає у стійкості проти перекидання у поздовжній та поперечній площинах. Автор зазначає, що стійкість положення є однією із властивостей стійкості руху, оскільки при втраті стійкості положення рух транспортного засобу є неможливим.

Багато досліджень науковців даної школи спрямовано на забезпечення стійкості руху транспортних засобів у гальмівному режимі, шляхом регулювання та оптимального розподілу гальмівних сил по їх осях; аналіз та вдосконалення конструкції існуючих та розробку нових зразків регуляторів гальмівних сил; дослідження впливу порушень роботи гальмівних механізмів на стійкість автомобілів та тракторів при гальмуванні; дослідження впливу на експлуатаційні властивості транспортних засобів різних значень коефіцієнта використання зчіпних мас та ін. [13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20 та ін.].

Проведений аналіз робіт вітчизняних та зарубіжних науковців дозволив з'ясувати, що в своїх працях дослідники не використовують єдино прийнятого тлумачення поняття стійкості транспортного засобу в гальмівному режимі руху. В більшості, кожен з них акцентує увагу на певних

окремих особливостях даної властивості. Проте, незважаючи на певне розходження у тлумаченні терміну, усі автори вважають стійкість важливою характеристикою транспортного засобу, яка дозволяє йому зберігати заданий напрямок руху, не відхилятися від нього під впливом прикладених сил та моментів.

Проте детальний аналіз публікацій показує, що робіт, присвячених дослідженню експлуатаційних властивостей багатоланкових автопоїздів (насамперед, триланкових) порівняно не багато. Так, у роботах [31], [32], [33], [34] розглянуто рух триланкових автопоїздів різних компоновальних схем у різних режимах руху.

Погіршення стійкості автопоїзда може призвести до фатальних наслідків. Тому є необхідність дослідження впливу компоновальних та експлуатаційних факторів на стійкість триланкового автопоїзда у гальмівному режимі.

На підставі наведеного компоновальну схему автопоїзда з тривісним автомобілем-тягачем, двовісним підкатним візком і тривісним напівпричепом як універсальну та перспективну (розроблено фірмами «Scania» та «Krone») обрано для дослідження його стійкості у гальмівному режимі.

Дослідженню маневреності та стійкості руху автопоїздів компоновальної схеми «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» присвячені роботи [30], [33], [35].

При розробці математичних моделей руху модульних триланкових причіпних автопоїздів у гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення його осей необхідно визначити основні кінематичні та геометричні співвідношення а також отримати рівняння для визначення нормальних реакцій опорної поверхні та бічних сил на колесах осей ланок з урахуванням їх перерозподілу по осях та бортах при гальмуванні автопоїзда у криволінійному та прямолінійному русі а також кутів відведення коліс автомобіля-тягача, підкатного візка та напівпричепа.

Крім того, завдяки введенню у математичну модель сил взаємодії кожного колеса з дорогою, можливо моделювання різних режимів руху автопоїзда (тягового, вільного та гальмівного), а також можливо враховувати вплив перерозподілу мас по осях та між бортами ланок автопоїзда.

Плоску математичну модель руху модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» розроблено у роботі [30].

У роботі [35] визначено основні кінематичні та геометричні співвідношення та розроблено рівняння для знаходження кутів відведення коліс осей ланок при русі модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у гальмівному режимі.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є отримання рівнянь та визначення нормальних реакцій опорної поверхні на колесах осей ланок з урахуванням їх перерозподілу по осях та бортах при гальмуванні модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у криволінійному та прямолінійному русі.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Значний вплив на безпеку руху автопоїздів має їх стійкість у різних режимах руху. В процесі дослідження розглянемо модульний триланковий причіпний автопоїзд у складі «тривісний автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у гальмівному режимі руху. Для визначення нормальних реакцій опорної поверхні умовно роз'єднаємо ланки автопоїзда та введемо сили їх взаємодії в опорно-зчепному пристрої у вертикальній площині Z (рисунок 1). Складемо рівняння рівноваги сил, що діють на ланки автопоїзда вздовж вертикальної осі, а також рівняння рівноваги моментів сил [28, 29].

Отримаємо:

Для автомобіля-тягача:

$$\begin{aligned}\sum F_{(Z)} &= Z_{01} + Z_{02} + Z_{03} - G_0; \\ \sum M_{(A_{01})} &= Z_{03}(a + b + c) + Z_{02}(a + b) - G_0 a + F_{i0} h_{g0}; \\ \sum M_{(B_0)} &= Z_{03} c_2 - Z_{02} c_1 + G_0(b + c_1) + F_{i0} h_{g0} - Z_{01} L_0.\end{aligned}$$

Оскільки $Z_{03} = Z_{02} = \frac{1}{2} Z_0$; $c_1 = c_2 = \frac{1}{2} c$ та $a + b + \frac{1}{2} c = L_0$ то

$$\begin{aligned} \sum F_{(Z)} &= Z_{01} + Z_{02} + Z_{03} - G_0; \\ \sum M_{(A_{01})} &= \frac{1}{2} Z_0(a + b + c) + \frac{1}{2} Z_0(a + b) - G_0 a + F_{i0} h_{g0}; \\ \sum M_{(B_0)} &= G_0(b + c_1) + F_{i0} h_{g0} - Z_{01} L_0. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_{(Z)} &= Z_{01} + Z_{02} + Z_{03} - G_0; \\ \sum M_{(A_{01})} &= \frac{1}{2} Z_0(2a + 2b + c) - G_0 a + F_{i0} h_{g0}; \\ \sum M_{(B_0)} &= G_0(b + c_1) + F_{i0} h_{g0} - Z_{01} L_0. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_{(Z)} &= Z_{01} + Z_{02} + Z_{03} - G_0; \\ \sum M_{(A_{01})} &= Z_0 L_0 - G_0 a + F_{i0} h_{g0}; \\ \sum M_{(B_0)} &= G_0(b + c_1) + F_{i0} h_{g0} - Z_{01} L_0. \end{aligned} \tag{1}$$

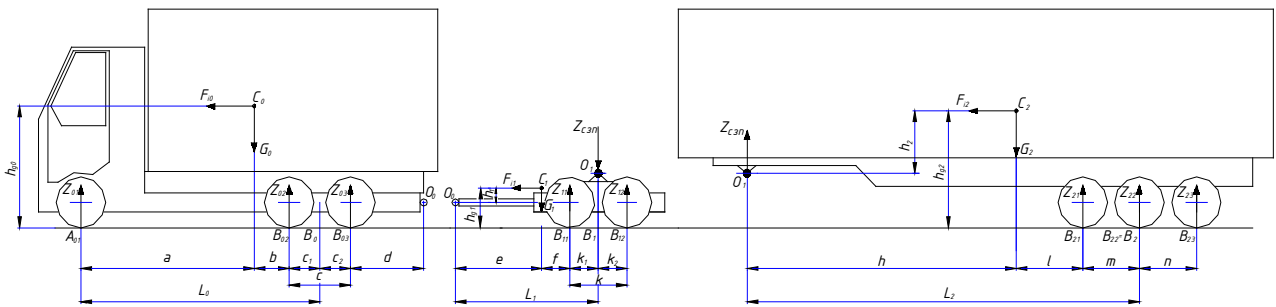


Рисунок 1 – До визначення нормальних реакцій опорної поверхні на осях ланок автопоїзда у гальмівному режимі руху

Для підкатного візка:

$$\begin{aligned} \sum F_{(Z)} &= Z_{11} + Z_{12} - Z_{c3n} - G_1; \\ \sum M_{(B_1)} &= Z_{12} k_2 - Z_{11} k_1 + G_1(f + k_1) + F_{i1} h_{g1}; \\ \sum M_{(O_0)} &= Z_{12}(e + f + k) - Z_{c3n} L_1 + Z_{11}(e + f) - G_1 e + F_{i1} h_1. \end{aligned}$$

Оскільки $Z_{11} = Z_{12} = \frac{1}{2} Z_1$; $k_1 = k_2 = \frac{1}{2} k$ та $e + f + \frac{1}{2} k = L_1$ то

$$\begin{aligned} \sum F_{(Z)} &= Z_{11} + Z_{12} - Z_{c3n} - G_1; \\ \sum M_{(B_1)} &= G_1(f + k_1) + F_{i1} h_{g1}; \\ \sum M_{(O_0)} &= Z_1 L_1 - Z_{c3n} L_1 - G_1 e + F_{i1} h_1. \end{aligned} \tag{2}$$

Для напівпричепа:

$$\begin{aligned} \sum F_{(Z)} &= Z_{21} + Z_{22} + Z_{23} - G_2 + Z_{c3n}; \\ \sum M_{(B_2)} &= Z_{23} n - Z_{21} m + G_2(l + m) - Z_{c3n} L_2 + F_{i2} h_{g2}; \\ \sum M_{(O_1)} &= Z_{23}(L_2 + n) + Z_{22} L_2 + Z_{21}(h + l) + F_{i2} h_2 - G_2 h. \end{aligned}$$

Оскільки $Z_{21} = Z_{22} = Z_{23} = \frac{1}{3} Z_2$; $m = n$ та $h + l + m = L_2$ то

$$\begin{aligned}\sum F_{(Z)} &= Z_{21} + Z_{22} + Z_{23} - G_2 + Z_{c3n}; \\ \sum M_{(B_2)} &= G_2(l + m) - Z_{c3n}L_2 + F_{i2}h_{g2}; \\ \sum M_{(O_1)} &= Z_2L_2 + F_{i2}h_2 - G_2h.\end{aligned}\quad (3)$$

У рівняннях (1), (2) та (3) прийняті такі позначення:

Z_{01}, Z_{02}, Z_{03} – нормальні реакції опорної поверхні на передній та задніх осях автомобіля-тягача;

Z_{11}, Z_{12} – нормальні реакції опорної поверхні на осях підкатного візка;

Z_{21}, Z_{22}, Z_{23} – нормальні реакції опорної поверхні на осях напівпричепа;

Z_0 – вертикальне навантаження на возик автомобіля-тягача;

Z_1 – вертикальне навантаження на возик підкатного візка;

Z_2 – вертикальне навантаження на возик напівпричепа;

$Z_{озп}$ – вертикальне навантаження в опорно-зчіпному пристрої;

G_0, G_1, G_2 – сила тяжіння автомобіля-тягача, підкатного візка та напівпричепа, відповідно;

F_{i0}, F_{i1}, F_{i2} – сила інерції при гальмуванні у прямолінійному русі автомобіля-тягача, підкатного візка та напівпричепа, відповідно;

h_{g0}, h_{g1}, h_{g2} – висота розташування центрів мас автомобіля-тягача, підкатного візка та напівпричепа, відповідно.

Вважатимемо, що навантаження Z_0, Z_1, Z_2 на візки автомобіля-тягача, підкатного візка та напівпричепа розподіляються рівномірно між його осями. Тому:

$$Z_{01} + Z_{02} + Z_{03} = \frac{1}{3}Z_0; \quad (4)$$

$$Z_{11} + Z_{12} = \frac{1}{2}Z_1; \quad (5)$$

$$Z_{21} + Z_{22} + Z_{23} = \frac{1}{3}Z_2; \quad (6)$$

Із рівнянь (1), (2) та (3), з урахуванням рівнянь (4), (5) та (6) отримаємо вирази для визначення нормальних реакцій опорної поверхні на осях автопоїзда та вертикального навантаження в сидельно-зчіпному пристрої:

$$Z_{01} = \frac{G_0(b + c_1 + \frac{V_0}{g}h_{g0})}{L_0}; \quad (7)$$

$$Z_{02} = Z_{03} = \frac{1}{2}Z_0 = \frac{G_0(a - \frac{V_0}{g}h_{g0})}{2L_0}; \quad (8)$$

$$Z_{11} = Z_{12} = \frac{1}{2}Z_1 = \frac{G_1L_2 + G_2(l + m + \frac{V_2}{g}h_{g2})}{2L_2}; \quad (9)$$

$$Z_{21} = Z_{22} = Z_{23} = \frac{1}{3}Z_2 = \frac{G_2(L_2 - l + m + \frac{V_2}{g}h_{g2})}{3L_2}; \quad (10)$$

$$Z_{c3n} = \frac{G_2(l + m + \frac{V_2}{g}h_{g2})}{L_2}. \quad (11)$$

Зі зміною завантаження автопоїзда змінюється навантаження на опорно-зчіпний пристрій та осі транспортного засобу, що призводить до перерозподілу нормальних реакцій опорної поверхні по його осях.

При русі автопоїзда відбувається також зміна нормальних реакцій на колесах його осей. Дані зміни обумовлені дорожніми умовами, режимом руху автомобільного поїзда, його конструктивними

особливостями. Відомо, що при розгоні, сповільненні чи русі по криволінійних траєкторіях, відбувається перерозподіл вертикальних навантажень між осями та бортами ланок транспортного засобу. Зокрема, при русі автопоїзда круговою траєкторією, під дією сил інерції виникають відцентрові сили, прикладені в центрах мас ланок автопоїзда та спрямовані в бік протилежний до центру повороту [23, 24, 25, 26]. В результаті відбувається перерозподіл нормальних реакцій опорної поверхні. При цьому зовнішні щодо центру повороту колеса ланок довантажуються вертикальним навантаженням, а внутрішні – розвантажуються на таку ж величину.

По аналогії із [27] визначимо додаткові зусилля на осях автопоїзда, спричинені впливом відцентрових сил. Отримаємо:

$$\begin{aligned}
 P_{01} &= m_{01}V_0\omega_0; \\
 P_{02} &= m_{02}V_0\omega_0; \\
 P_{03} &= m_{03}V_0\omega_0; \\
 P_{11} &= m_{11}V_1\omega_1; \\
 P_{12} &= m_{12}V_1\omega_1; \\
 P_{21} &= m_{21}V_2\omega_2; \\
 P_{22} &= m_{22}V_2\omega_2; \\
 P_{23} &= m_{23}V_2\omega_2,
 \end{aligned} \tag{12}$$

де $m_{01}, m_{02}, m_{03}, m_{11}, m_{12}, m_{21}, m_{22}, m_{23}$ – маси, що припадають на відповідні осі;

V_0, V_1, V_2 – лінійна швидкість ланок автопоїзда;

$\omega_0, \omega_1, \omega_2$ – кутова швидкість ланок автопоїзда.

Величину бічних зусиль, викликаних впливом відцентрових сил визначимо із рівнянь:

$$\begin{aligned}
 P_{j01y} &= P_{01} \operatorname{Cos}\left(\frac{(\theta - \delta_1) + (\theta' - \delta_1')}{2}\right); \\
 P_{j02y} &= P_{02} \operatorname{Cos}\left(\frac{(\beta_2 + \delta_2) + (\beta_2 + \delta_2')}{2}\right); \\
 P_{j03y} &= P_{03} \operatorname{Cos}\left(\frac{(\beta_3 + \delta_3) + (\beta_3 + \delta_3')}{2}\right); \\
 P_{j11y} &= P_{11} \operatorname{Cos}\left(\frac{(\beta_4 + \delta_4) + (\beta_4 + \delta_4')}{2}\right); \\
 P_{j12y} &= P_{12} \operatorname{Cos}\left(\frac{(\beta_5 + \delta_5) + (\beta_5 + \delta_5')}{2}\right); \\
 P_{j21y} &= P_{21} \operatorname{Cos}\left(\frac{(\beta_6 + \delta_6) + (\beta_6 + \delta_6')}{2}\right); \\
 P_{j22y} &= P_{22} \operatorname{Cos}\left(\frac{(\beta_7 + \delta_7) + (\beta_7 + \delta_7')}{2}\right); \\
 P_{j23y} &= P_{23} \operatorname{Cos}\left(\frac{(\beta_8 + \delta_8) + (\beta_8 + \delta_8')}{2}\right).
 \end{aligned} \tag{13}$$

Виходячи з умов статичної рівноваги автопоїзда, та використовуючи рівняння динаміки, запишемо рівняння для визначення нормальних реакцій опорної поверхні на колесах осей автопоїзда, з урахуванням перерозподілу сил по бортах.

Розглянемо рух автопоїзда у гальмівному режимі з урахуванням сил інерції поступального та обертового рухів. При складанні рівнянь руху нехтуємо силою опору повітря, оскільки при експлуатаційних швидкостях руху автопоїздів момент від цієї сили малий, порівняно з іншими моментами сил. Також нехтуємо моментом від сили опору кочення коліс.

З урахуванням прийнятих припущень отримаємо наступні рівняння:

- для автомобіля-тягача (рисунок 2):

$$\begin{aligned}
 \sum F_{(Z)} = 0: & Z_{01} + Z'_{01} + Z_{02} + Z'_{02} + Z_{03} + Z'_{03} - G_0 = 0; \\
 \sum F_{mom_{OX}F_i} = 0: & (Z_{03} + Z'_{03})L_0 + (Z_{02} + Z'_{02})(a + b) - G_0a + P_{j0x}h_{g0} = 0; \\
 & (Z_{03} + Z'_{03})c_2 - (Z_{02} + Z'_{02})c_1 + G_0(b + c_1) + P_{j0x}h_{g0} - (Z_{01} + Z'_{01})L_0 = 0; \\
 \sum F_{mom_{OY}F_i} = 0: & 2Z'_{01}H_{01} - G_0H_{01} - P_{j01y}h_{g0} = 0; \\
 & 2Z'_{02}H_{02} - G_0H_{02} - P_{j02y}h_{g0} = 0; \\
 & 2Z'_{03}H_{03} - G_0H_{03} - P_{j03y}h_{g0} = 0.
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

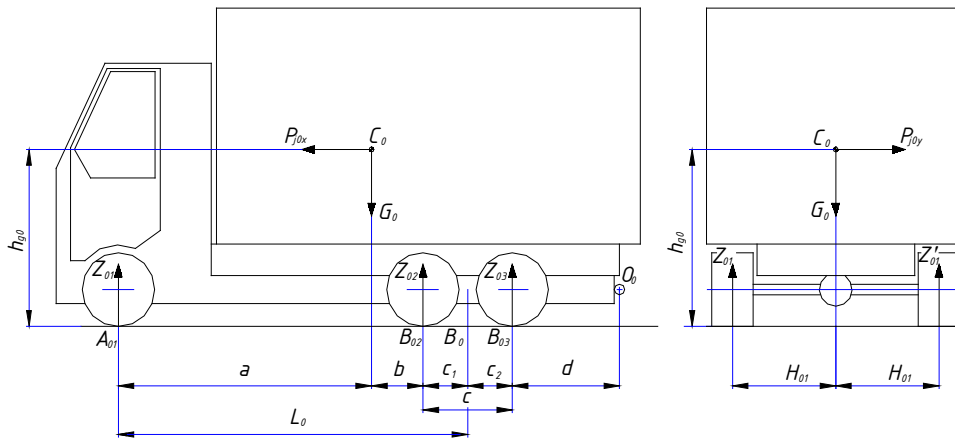


Рисунок 2 – Схема сил для визначення нормальних опорних реакцій на колесах автомобіля-тягача з урахуванням перерозподілу сил по бортах

- для підкатного візка (рисунок 3):

$$\begin{aligned}
 \sum F_{(Z)} = 0: & Z_{11} + Z'_{11} + Z_{12} + Z'_{12} - Z_{c3n} - G_1 = 0; \\
 \sum F_{mom_{OX}F_i} = 0: & (Z_{12} + Z'_{12})k_2 - (Z_{11} + Z'_{11})k_1 + G_1(f + k_1) + P_{j1x}h_{g1} = 0; \\
 & (Z_{12} + Z'_{12})(e + f + k) - Z_{c3n}L_1 + (Z_{11} + Z'_{11})(e + f) - G_1e + P_{j1x}h_{g1} = 0; \\
 \sum F_{mom_{OY}F_i} = 0: & 2Z'_{11}H_{11} - G_1H_{11} - P_{j11y}h_{g1} = 0; \\
 & 2Z'_{12}H_{12} - G_1H_{12} - P_{j12y}h_{g1} = 0.
 \end{aligned}
 \tag{15}$$

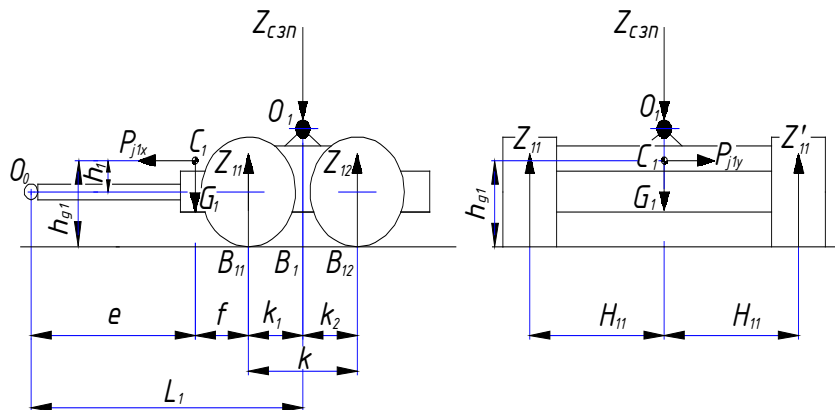


Рисунок 3 – Схема сил для визначення нормальних опорних реакцій на колесах підкатного візка з урахуванням перерозподілу сил по бортах

- для напівпричепа (рисунок 4):

$$\begin{aligned}
 \sum F_{(Z)} = 0: & Z_{21} + Z'_{21} + Z_{22} + Z'_{22} + Z_{23} + Z'_{23} - G_2 - Z_{c3n} = 0; \\
 \sum F_{mom_{Ox}F_i} = 0: & (Z_{23} + Z'_{23})n - (Z_{21} + Z'_{21})m + G_2(l + m) - Z_{c3n}L_2 + P_{j2x}h_{g2} = 0; \\
 & (Z_{23} + Z'_{23})(L_2 + n) + (Z_{22} + Z'_{22})L_2 + (Z_{21} + Z'_{21})(h + l) + P_{j2x}h_2 - G_2h = 0; \\
 \sum F_{mom_{Oy}F_i} = 0: & 2Z'_{21}H_{21} - G_2H_{21} - P_{j21y}h_{g2} = 0; \\
 & 2Z'_{22}H_{22} - G_2H_{22} - P_{j22y}h_{g2} = 0; \\
 & 2Z'_{23}H_{23} - G_2H_{23} - P_{j23y}h_{g3} = 0.
 \end{aligned} \tag{16}$$

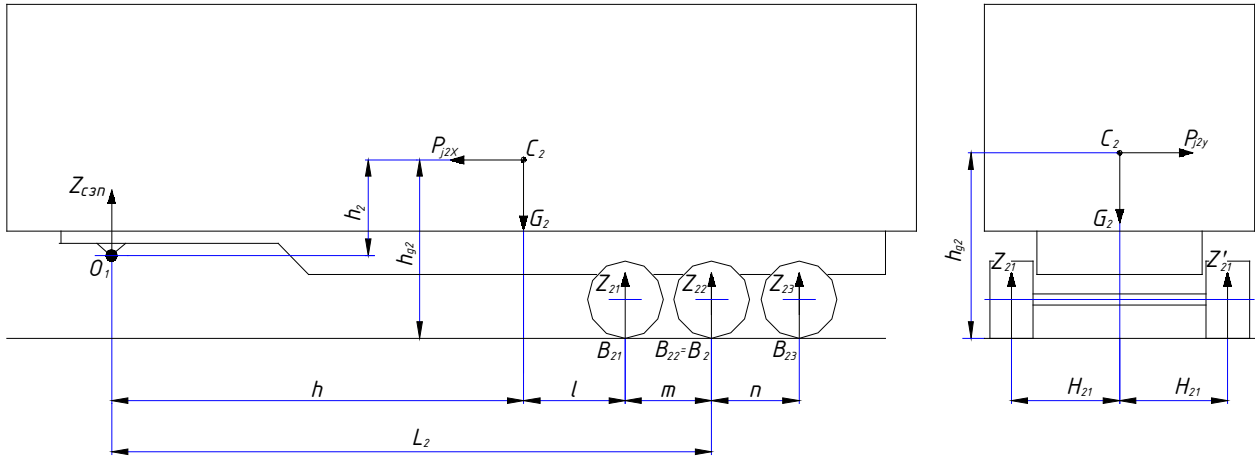


Рисунок 4 – До визначення нормальних опорних реакцій на колесах напівпричепа з урахуванням перерозподілу сил по бортах

Після обчислення рівнянь (14). (15) і (16) та після ряду перетворень, отримаємо рівняння для визначення нормальних реакцій на осях автопоїзда:

$$\begin{aligned}
 Z_{01} &= G_0 \frac{b}{2L_0} + G_0 \frac{c_1}{2L_0} + P_{j0x} \frac{h_{g0}}{2L_0} - P_{j01y} \frac{h_{g0}}{2H_{01}}; \\
 Z'_{01} &= G_0 \frac{b}{2L_0} + G_0 \frac{c_1}{2L_0} + P_{j0x} \frac{h_{g0}}{2L_0} + P_{j01y} \frac{h_{g0}}{2H_{01}}; \\
 Z_{02} &= G_0 \frac{a}{4L_0} - P_{j0x} \frac{h_{g0}}{4L_0} - P_{j02y} \frac{h_{g0}}{2H_{02}}; \\
 Z'_{02} &= G_0 \frac{a}{4L_0} - P_{j0x} \frac{h_{g0}}{4L_0} + P_{j02y} \frac{h_{g0}}{2H_{02}}; \\
 Z_{03} &= G_0 \frac{a}{4L_0} - P_{j0x} \frac{h_{g0}}{4L_0} - P_{j03y} \frac{h_{g0}}{2H_{03}}; \\
 Z'_{03} &= G_0 \frac{a}{4L_0} - P_{j0x} \frac{h_{g0}}{4L_0} + P_{j03y} \frac{h_{g0}}{2H_{03}}; \\
 Z_{11} &= \frac{G_1}{4} + G_2 \frac{l}{4L_2} + G_2 \frac{m}{4L_2} + P_{j2x} \frac{h_{g2}}{4L_2} - P_{j11y} \frac{h_{g1}}{2H_{11}}; \\
 Z'_{11} &= \frac{G_1}{4} + G_2 \frac{l}{4L_2} + G_2 \frac{m}{4L_2} + P_{j2x} \frac{h_{g2}}{4L_2} + P_{j11y} \frac{h_{g1}}{2H_{11}}; \\
 Z_{12} &= \frac{G_1}{4} + G_2 \frac{l}{4L_2} + G_2 \frac{m}{4L_2} + P_{j2x} \frac{h_{g2}}{4L_2} - P_{j12y} \frac{h_{g1}}{2H_{12}}; \\
 Z'_{12} &= \frac{G_1}{4} + G_2 \frac{l}{4L_2} + G_2 \frac{m}{4L_2} + P_{j2x} \frac{h_{g2}}{4L_2} + P_{j12y} \frac{h_{g1}}{2H_{12}};
 \end{aligned} \tag{17}$$

$$\begin{aligned}
Z_{21} &= \frac{G_2}{6} - G_2 \frac{l}{6L_2} + G_2 \frac{m}{6L_2} + P_{j2x} \frac{h_{g2}}{6L_2} - P_{j21y} \frac{h_{g2}}{2H_{21}}; \\
Z'_{21} &= \frac{G_2}{6} - G_2 \frac{l}{6L_2} + G_2 \frac{m}{6L_2} + P_{j2x} \frac{h_{g2}}{6L_2} + P_{j21y} \frac{h_{g2}}{2H_{21}}; \\
Z_{22} &= \frac{G_2}{6} - G_2 \frac{l}{6L_2} + G_2 \frac{m}{6L_2} + P_{j2x} \frac{h_{g2}}{6L_2} - P_{j22y} \frac{h_{g2}}{2H_{22}}; \\
Z'_{22} &= \frac{G_2}{6} - G_2 \frac{l}{6L_2} + G_2 \frac{m}{6L_2} + P_{j2x} \frac{h_{g2}}{6L_2} + P_{j22y} \frac{h_{g2}}{2H_{22}}; \\
Z_{23} &= \frac{G_2}{6} - G_2 \frac{l}{6L_2} + G_2 \frac{m}{6L_2} + P_{j2x} \frac{h_{g2}}{6L_2} - P_{j23y} \frac{h_{g2}}{2H_{23}}; \\
Z'_{23} &= \frac{G_2}{6} - G_2 \frac{l}{6L_2} + G_2 \frac{m}{6L_2} + P_{j2x} \frac{h_{g2}}{6L_2} + P_{j23y} \frac{h_{g2}}{2H_{23}}.
\end{aligned} \tag{17}$$

Навантаження на опорно-зчпний пристрій визначимо із рівняння:

$$Z_{cm} = G_2 \frac{l}{L_2} + G_2 \frac{m}{L_2} + P_{j2x} \frac{h_{g2}}{L_2}. \tag{18}$$

Із використанням рівнянь (17), враховуючи (12), (13) можна визначити нормальні реакції опорної поверхні на осях автопоїзда при гальмуванні у прямолінійному русі.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Результати досліджень обговорювались на XII Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту», місто Вінниця, Вінницький національний технічний університет, 21-23 жовтня 2019 року.

ВИСНОВОК

У роботі отримано рівняння для визначення нормальних реакцій опорної поверхні на колесах осей ланок з урахуванням їх перерозподілу по осях та бортах при гальмуванні модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у криволінійному та прямолінійному русі. Це дозволить у теоретичних дослідженнях визначати вплив компоновальної схеми та режимів руху на стійкість автопоїзда у гальмівному режимі, врахувавши при цьому нормальні реакції опорної поверхні на колесах осей ланок з урахуванням їх перерозподілу по осях та бортах при гальмуванні.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Автотранспортні засоби. Гальмівні властивості. Терміни та визначення: ДСТУ 2886:94. – [Чинний від 1996-01-01]. – К. : Держстандарт України, 1996. – 28 с. – (Державний стандарт України).
2. Ляпунов А.М. Общая задача об устойчивости движения / А.М. Ляпунов. – М.: ГИТТЛ, 1950. – 472 с.
3. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 413 с.
4. Сахно В.П. Основные направления исследования устойчивости автомобиля и автопоезда / В.П. Сахно, В.Г. Вербицкий, Н.И. Мищенко // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ, 2001. – № 7–8. – С. 44–46.
5. Сахно В.П. До визначення показників стійкості автопоїзда-контейнеровоза / В.П. Сахно, Р.М. Кузнецов, Р.М. Марчук, В.П. Онишук // Проблеми автомобільного транспорту: Збірник наукових праць: Випуск 8. – Київ: НТУ, 2011. – С. 157-165.
6. Поляков В.М. Теоретичне дослідження впливу осевої нерівномірності гальмівних сил на стійкість автопоїзда / В.М. Поляков, Д.Ю. Приходченко, Д.А. Абрамов // Вісник СНУ імені Володимира Даля. – Луганськ: ВНТУ, 2007. – № 6 (112). – С. 59-62.
7. Сахно В.П. До визначення показників стійкості автопоїзда / В.П. Сахно, О.М. Тімков, П.О. Гуменюк, М.І. Файчук // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2013. – Вип. 27. – С. 31-39.

8. Поляков В.М. Дослідження впливу геометричних параметрів триланкового автопоїзда на стійкість його руху / В.М. Поляков, Д.Ю. Приходченко, Г.М. Борисенко, М.І. Файчук // Вісник ЖДТУ: Технічні науки. – Житомир: ЖДТУ, 2010. – № 2 (53). – С. 121-126.
9. Сахно В.П. Застосування розрахункових методів до визначення показників поперечної стійкості автотранспортних засобів / В.П. Сахно, В.М. Сондак // Автошляховик України. Проблеми розвитку автомобільного транспорту. Випуск 1.– 2000. – С. 80-83.
10. Автомобили. Устойчивость: Монография / [В.Г. Вербицкий, В.П. Сахно, А.П. Кравченко, А.В. Костенко и др.]. – Луганск: Изд-во «Ноулидж», 2013. – 176 с.
11. Сахно В.П. До визначення стійкості руху автопоїзда з керованим напівприцепом / В.П. Сахно, Р.М. Кузнецов, Р.М. Марчук, М.І. Файчук, О.А. Енглезі // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту: Науковий журнал. – 2012. – № 4. – С. 61-67.
12. Подригало М.А. Новое в теории эксплуатационных свойств автомобилей и тракторов: Монография / М.А. Подригало. – Харьков, 2013. – 220 с.
13. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко]; Под. ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.
14. Повышение устойчивости и управляемости колесных машин в тормозных режимах: Монография / [Е.Е. Александров, В.П. Волков, Д.О. Волонцевич и др.]; Под ред. Д.О. Волонцевича. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 320 с.
15. Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути ее повышения / [М.А. Подригало, В.П. Волков, В.А. Павленко и др.]; под. ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 377 с.
16. Динамика автомобиля / [М.А. Подригало, В.М. Волков, А.А. Бобошко и др.]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
17. Подригало М.А. Распределение тормозных сил между осями современного АТС, учитывающее фазы процесса его торможения [Текст] / М.А. Подригало, В.И. Назаров // Автомобильная промышленность: науч. техн. журнал – 2012. – № 7. – С. 17-21.
18. Подригало М.А. Распределение реакций дороги между колесами одной оси автомобиля [Текст] / М.А. Подригало, Д.М. Клец // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля: наук. журнал – 2010. – № 6. – С. 46-50.
19. Подригало М.А. Влияние тормозных моментов на величину динамических вертикальных реакций дороги на осях автомобиля [Текст] / М.А. Подригало, В.И. Назаров // Автомобильная промышленность: Научно-технический журнал. – 2011. – № 8. – С. 23-25.
20. Подригало М.А. Вплив бортової нерівномірності гальмівних сил на відхилення автомобіля / М.А. Подригало, А.І. Коробко // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – Харків: ХНАДУ, 2009. – № 24. – С. 33-36.
21. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда / Я.Х. Закин. – М.: Транспорт, 1967. – 252 с.
22. Конструкции и расчет автомобильных поездов / [Я.Х. Закин, М.М. Шукин, С.Я. Марголис и др.]; под. ред. Я.Х. Закина. – Л.: Машиностроение, 1968. – 332 с.
23. Подригало М.А. Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила» / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность, 2007. – № 1. – С. 25-26.
24. Бендас И.М. О торможении автомобиля на криволинейном участке пути / И.М. Бендас, Л.А. Бигунов // Автомобильный транспорт. – Вып. 14 – К.: Техника, 1977. – С. 61-65.
25. Сигал Я.Е. К теории поворота автопоезда с неуправляемыми колесами прицепного звена / Я.Е. Сигал // Автомобильная промышленность. – 1974. – № 10. – С. 23-25.
26. Лобас Л.Г. Влияние упругости катящихся колес на траектории двухзвенного автопоезда / Л.Г. Лобас // Прикл. механика. – 1986. – № 1. – С. 81.
27. Поляков В.М. Визначення вертикальних навантажень на колеса автопоїзда / В.М. Поляков, Д.Ю. Приходченко, Д.А. Абрамов // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ЦНЦ ТАУ. – 2007. – С. 126-130.
28. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання: ДСТУ 3649:2010. – [Чинний від 2011-07-01]. – Офіц. вид. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 28 с. – (Національний стандарт України).
29. Стоянов Г.А. Обобщенный критерий для оценки безопасности движения автомобиля при торможении / Г.А. Стоянов, В.В. Иванов, В.А. Илларионов // Автомобильная промышленность. – 1979. – №8. – С. 19-21.

30. Гандзюк М.О., Селезньов Е.Л., Гандзюк Д.М. Розробка плоскої математичної моделі руху модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок з неповоротними осями (dolly) - тривісний напівпричіп // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник, випуск 55, Луцьк: Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ, 2016 – С. 72-79.
31. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В., Поляков В.М. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності трьохланкових автопоїздів // Автошляховик України. Окремий випуск. – 2003. Жовтень. – С. 98-101.
32. Сахно В.П., Вербицький В.Г., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В. До визначення показників маневреності і стійкості руху трьохланкових автопоїздів // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів. - К.:НТУ, 2003. - № 17. - С. 141-146.
33. Сахно В.П. Математичне моделювання триланкових автопоїздів в поздовжній, вертикальній і поперечній площинах / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Глінчук // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. Науковий журнал, 2013. - Вип. 3. - С. 73-84.
34. Сахно В.П. Порівняльна оцінка маневреності триланкових автопоїздів різних компоновальних схем / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Р.М. Марчук, П.О. Гуменюк // Автомобільний транспорт. Науково-виробничий журнал, 2013. - №1 (231). – С. 2-6.
35. Гандзюк М.О., Гандзюк Д.М. До питання дослідження руху модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у гальмівному режимі // Д.М. Гандзюк, М.О. Гандзюк // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2019. – №1 (12) – С 29-40.

REFERENCES

1. Avtotransportni zasoby. Halmivni vlastyivosti. Terminy ta vyznachennia [Motor vehicles. Brake properties. Terms and definitions]. (1996). *DSTU 2886:94 from 01st January 1996*. Kyiv: Derzhstandart Ukraine, [in Ukrainian].
2. Liapunov, A.M. (1950). *Obshchaia zadacha ob ustoychivosti dvyzheniya [The general problem of traffic stability]*. Moscow: Gosudarstvennoe izdatelstvo tekhniko-teoreticheskoy literatury [in Russian].
3. Litvinov, A.S. (1971). *Upravlyaemost i ustoychivost avtomobilya [Controllability and stability of the vehicle]*. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
4. Sakhno, V.P., & Verbitskiy, V.G., & Mischenko, N.I. (2001). Osnovnyie napravleniya issledovaniya ustoychivosti avtomobilya i avtopoezda [The main directions of research on the stability of the car and road trains]. *Avtomobil'nyy transport - Automobile transport*, 7-8, 44-46 [in Ukrainian].
5. Sakhno, V.P., & Kuznietsov, R.M., & Marchuk, R.M., & Onyshchuk, V.P. (2011). Do vyznachennia pokaznykiv stiikosti avtopoizda-konteinerovoza [To determine the stability of the road train container truck]. *Problemy avtomobilnoho transport - Problems of road transport*, 8, 157-165 [in Ukrainian].
6. Poliakov, V.M., & Prykhodchenko, D.Iu., & Abramov, D.A. (2007). Teoretychne doslidzhennia vplyvu osovoi nerivnomirnosti halmivnykh syl na stiikist avtopoizda [Theoretical study of the influence of axial non-uniformity of braking forces on the stability of the road train]. *Visnyk Shkhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu imeni Volodymyra Dalia - Bulletin of East-Ukrainian national University named after Volodymyr Dahl*, 6 (112), 59-62 [in Ukrainian].
7. Sakhno, V.P., & Timkov, O.M., & Humeniuk, P.O., & Faichuk, M.I. (2013). Do vyznachennia pokaznykiv stiikosti avtopoizda [To determine the performance of the road train]. *Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu - Bulletin of the National transport university*, 27, 31-39 [in Ukrainian].
8. Poliakov, V.M., & Prykhodchenko, D.Iu., & Borysenko, H.M., & Faichuk, M.I. (2010). Doslidzhennia vplyvu heometrychnykh parametriv trylankovoho avtopoizda na stiikist yoho rukhu [Investigation of the influence of geometric parameters of a three-lane road train on its stability]. *Visnyk ZhDTU: Tekhnichni nauky - ZhSTU Bulletin: Technical Sciences*, 2 (53), 121-126 [in Ukrainian].
9. Sakhno, V.P., & Sondak, V.M. (2000). Zastosuvannia rozrakhunkovykh metodiv do vyznachennia pokaznykiv poperechnoi stiikosti avtotransportnykh zasobiv [The application of calculation methods to the determination of the lateral stability of vehicles]. *Avtoshliakhovyk Ukrainy - Roadster of Ukraine*, 1, 80-83 [in Ukrainian].
10. Verbitskiy, V.G., & Sakhno, V.P., & Kravchenko, A.P., & Kostenko, A.V. et al. (2013). *Avtomobili. Ustoychivost [Cars. Sustainability]*. Lugansk: publishing house "Knowledge" [in Ukrainian].
11. Sakhno, V.P., & Kuznietsov, R.M., & Marchuk, R.M., & Faichuk, M.I., & Enhlezi, O.A. (2012). Do vyznachennia stiikosti rukhu avtopoizda z kerovanyim napivprychepom [To determine the stability of a semi-trailer driven semi-trailer]. *Visnyk Donets'koyi akademiyi avtomobil'noho transport - Bulletin of the*

Donetsk Academy of Motor Transport, 4, 61-67 [in Ukrainian].

12. Podrigalo, M.A. (2013). *Novoe v teorii ekspluatatsionnykh svoystv avtomobiley i traktorov [New in the theory of operational properties of cars and tractors]*. Kharkiv: publishing house KHNADU [in Ukrainian].

13. Podrigalo, M.A., & Volkov, V.P., & Kirchatyiy, V.I., & Boboshko, A.A. (2003). *Manevrennost i tormoznyie svoystva kolesnykh mashin [Maneuverability and braking properties of wheeled vehicles]*. Kharkiv: publishing house KHNADU [in Ukrainian].

14. Aleksandrov, E.E., Volkov, V.P., Volontsevich, D.O. et al. (2007). *Povyishenie ustoychivosti i upravlyaemosti kolesnykh mashin v tormoznykh rejimakh [Improving the stability and controllability of wheeled vehicles in braking conditions]*. Kharkiv: NTU "KhPI" [in Ukrainian].

15. Podrigalo, M.A., & Volkov, V.P., & Pavlenko, V.A. et al. (2006). *Ustoychivost kolesnykh mashin protiv zanosa v protsesse tormozheniya i puti ee povysheniya [The stability of wheeled vehicles against skidding during braking and ways to increase it]*. Kharkiv: publishing house KHNADU [in Ukrainian].

16. Podrigalo, M.A., & Volkov, V.P., & Boboshko, A.A. et al. (2008). *Dinamika avtomobilya [Car dynamics]*. Kharkiv: publishing house KHNADU [in Ukrainian].

17. Podrigalo, M.A., & Nazarov, V.I. (2012). *Raspredelenie tormoznykh sil mejdu osyami sovremennogo ATS, uchityivayushee fazyi protsessa ego tormozheniya [Distribution of braking forces between the axes of a modern automatic telephone exchange, taking into account the phases of the process of its braking]*. *Avtomobilnaya promyshlennost: nauchno tehnichestkiy jurnal - Automotive: Scientific and Technical Journal*, 7, 17-21 [in Ukrainian].

18. Podrigalo, M.A., & Klets, D.M. (2010). *Raspredelenie reaktsiy dorogi mejdu kolesami odnoy osi avtomobilya [Distribution of road reactions between the wheels of one axis of the car]*. *Visnyk Shkhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu imeni Volodymyra Dalia - Bulletin of East-Ukrainian national University named after Volodymyr Dahl*, 6, 46-50 [in Ukrainian].

19. Podrigalo, M.A., & Nazarov, V.I. (2011). *Vliyanie tormoznykh momentov na velichinu dinamicheskikh vertikalnykh reaktsiy dorogi na osyakh avtomobilya [The influence of braking moments on the magnitude of the dynamic vertical reactions of the road on the axles of the car]*. *Avtomobilnaya promyshlennost: nauchno tehnichestkiy jurnal - Automotive: Scientific and Technical Journal*, 8, 23-25 [in Ukrainian].

20. Podrigalo, M.A., & Korobko, A.I. (2009). *Vplyv bortovoi nerivnomirnosti halmivnykh syl na vidkhylennia avtomobilya [Effect of on-board non-uniformity of braking forces on the deflection of the car]*. *Avtomobil'nyy transport - Automobile transport*, 24, 33-36 [in Ukrainian].

21. Zakin, YA.H. (1967). *Prikladnaya teoriya dvijeniya avtopoezda [Applied Theory of Trains]*. Moscow: Transport [in Russian].

22. Zakin, YA.H., & Schukin, M.M., & Margolis, S.YA. et al. (1968). *Konstruksii i raschet avtomobilnykh poezdov [Design and calculation of road trains]*. Leningrad: Mashinostroenie [in Russian].

23. Podrigalo, M.A. (2007). *Kachenie avtomobilnogo koleasa i opredelenie ponyatiya «tyagovaya sila» [Rolling a car wheel and the definition of “traction force”]*. *Avtomobilnaya promyshlennost: nauchno tehnichestkiy jurnal - Automotive: Scientific and Technical Journal*, 1, 25-26 [in Ukrainian].

24. Bendas, I.M., & Bigunov, L.A. (1977). *O tormozhenii avtomobilya na krivolinyenom uchastke puti [About car braking on a curved stretch of track]*. *Avtomobil'nyy transport - Automobile transport*, 14, 61-65 [in Ukrainian].

25. Sigal, YA.E. (1974). *K teorii povorota avtopoezda s neupravlyaemyimi kolesami pritsepnogo zvena [On the theory of turning a road train with unmanaged wheels of a trailed link]*. *Avtomobilnaya promyshlennost: nauchno tehnichestkiy jurnal - Automotive: Scientific and Technical Journal*, 10, 23-25 [in Ukrainian].

26. Lobas L.G. (1986). *Vliyanie uprugosti katyashchih kola na traektorii dvuhzvennogo avtopoezda [The effect of the elasticity of rolling wheels on the trajectory of a two-link road train]*. *Prikladnaya mehanika - Applied mechanics*, 1, 81 [in Ukrainian].

27. Poliakov, V.M., & Prykhodchenko, D.Iu., & Abramov, D.A. (2007). *Vyznachennia vertykalnykh navantazhen na koleasa avtopoizda [Determination of vertical loads on the wheels of the road train]*. *Avtoshliakhovyk Ukrainy. Okremiyi vypusk - Roadster of Ukraine. Installment*, 126-130 [in Ukrainian].

28. *Kolisni transportni zasoby. Vymohy shchodo bezpechnosti tekhnichnoho stanu ta metody kontroliuvannya [Wheeled vehicles. Requirements for the safety of the technical condition and methods of control]*. (2011). *DSTU 3649:2010 from 07th January 2011*. Kyiv: Derzhstandart Ukraine, [in Ukrainian].

29. Stoyanov, G.A., & Ivanov, V.V., & Illarionov, V.A. (1979). *Obobshchennyiy kriteriy dlya otsenki bezopasnosti dvijeniya avtomobilya pri tormozhenii [Generalized criterion for assessing the safety of the*

vehicle during braking]. *Avtomobilnaya promyishlennost: nauchno tehnicheskiy jurnal - Automotive: Scientific and Technical Journal*, 8, 19-21 [in Ukrainian].

30. Handziuk, M.O., & Seleznov, E.L., & Handziuk, D.M. (2016). Rozrobka ploskoi matematychnoi modeli rukhu modulnogo trylankovoho prychipnogo avtopoizda u skladi «avtomobil-tiahach - dvovisnyi pidkatnyi vizok z nepovorotnyimi osiamy (dolly) - tryvisnyi napivprychip [Development of flat mathematical model of motion of the module three-unit towed lorry convoy in composition a «car-tractor is a biaxial light cart with irrevocable axes (dolly) is a triaxial semitrailer]. *Naukovi notatky - The Scientific notes*, 55, 72-79 [in Ukrainian].

31. Sakhno, V.P., & Voronina, I.F., & Stel'mashchuk, V.V., & Polyakov, V.M. (2003). Vplyv konstruktyvnykh i ekspluatatsiynykh faktoriv na pokaznyky manevrenosti tr'okhlankovykh avtopoyizdiv [Influence of constructive and operational factors on indicators of maneuverability of three-axle road trains]. *Avtoshlyakhovyk Ukrayiny - SUV of Ukraine, Installment*, 98-101 [in Ukrainian].

32. Sakhno, V.P., & Verbyts'kyy, V.H., & Voronina, I.F., & Stel'mashchuk, V.V. (2003). Do vyznachennya pokaznykiv manevrenosti i stiykosti rukhu tr'okhlankovykh avtopoyizdiv [To determination of indicators of maneuverability and stability of three-lane trains]. *Systemni metody keruvannya, tekhnolohiya ta orhanizatsiya vyrobnytstva, remontu ta ekspluatatsiyi avtomobiliv - System management methods, technology and organization of production, repair and operation of cars*, 17, 141-146 [in Ukrainian].

33. Sakhno, V.P., & Poliakov, V.M., & Hlinchuk, V.M. (2013). Matematychni modelyuvannya trylankovykh avtopoyizdiv v pozdovzhniy, vertykal'niy i poperechniy ploschynakh [Mathematical modeling of three-axle road trains in longitudinal, vertical and transverse planes]. *Visnyk Donets'koyi akademiyi avtomobil'noho transport - Bulletin of the Donetsk Academy of Motor Transport*, 3, 73-84 [in Ukrainian].

34. Sakhno, V.P., & Poliakov, V.M., & Marchuk, R.M., & Humeniuk P.O. (2013). Porivnialna otsinka manevrenosti trylankovykh avtopoizdiv riznykh komponovalnykh skhem [Comparative assessment of maneuverability of three-lane road trains of different layout schemes]. *Avtomobil'nyy transport - Automobile transport*, 1 (231), 2-6 [in Ukrainian].

35. Handziuk, M.O., & Handziuk, D.M. (2019). Do pytannia doslidzhennia rukhu modulnogo trylankovoho prychipnogo avtopoizda u skladi «avtomobil-tiahach - dvovisnyi pidkatnyi vizok - tryvisnyi napivprychip» u halmivnomu rezhymi [On the question of the study of the motion of a modular three-link trailer trainset in the composition "tractor-truck - two-axle rolling cart - three-axle semi-trailer" in the braking mode]. *Suchasni tekhnolohii v mashynobuduvanni ta transporti. Naukovi zhurnal - Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal*, 1 (12), 29-40 [in Ukrainian].

D. Gandziuk, N. Gandziuk, V. Stelmashchuk Determination of normal reactions of the supporting surface during the movement of a modular three-link trailed road train as part of a “car-tractor - two-axle trolley-three-axle semi-trailer” in the braking mode.

An efficient means of reducing the number of vehicles while maintaining the volume of cargo transportation is the use of trains. Nowadays, trains are used in many countries around the world. Due to their relative structural simplicity and shorter length with the same load capacity, and taking into account a number of other advantages, truck trains have received considerable recognition and are the most widespread in providing freight transportation.

Given the increasing intensity of traffic on modern highways, it is necessary to increase the safety of vehicles in order to avoid accidents that result in deterioration of human health and significant material losses in the damage of vehicles and goods. This issue is particularly acute in the case of car trains, the process of which is much more complicated than the single car. It is necessary for the braking system to regulate the speed of the road train over a wide range, to counter skidding, as well as to prevent the assembly of links of the vehicle and its collision with other cars, that is, providing adequate stability. The driver must as far as possible control the behavior of the vehicle while driving and, if necessary, stop it quickly and safely.

Therefore, improving the performance of road trains in modern driving conditions is one of the priority tasks to ensure a high level of safety of their operation with maximum efficiency of use. Achieving these requirements is possible only subject to possible changes in the technical condition of road trains during operation. In particular, considerable attention should be paid to changes that can occur in the braking system of the link of the train, which can lead to the violation of optimal indicators of regulation and distribution of the braking forces on the axles and sides of the vehicle, which inevitably leads to loss of stability of its movement, even at low speeds, especially at maximum load.

The solution to these problems is impossible without the development of a mathematical model of motion of a modular three-link trailer road train, which would take into account the basic kinematic and geometric ratios, angles of installation of axles, normal reactions of the supporting surface and lateral forces on the wheels of the axles of the links, taking into account their redistribution at axles self-propelled trains in curvilinear and straight-line traffic, as well as the angles of removal of the wheels of the tractor-car, the rolling cart and the semi-trailer.

That is why this work is devoted to the determination of the normal reactions of the reference surface when driving a modular three-link trailer train in the composition "tractor-truck - two-axle rolling cart - three-axle semi-trailer" in braking mode.

Keywords: road train; modular three-link trailer trains; layout diagram; trailed link; trailer; semi-trailer; rolling cart; mathematical model; operational properties; stability; support surface; normal reactions; brake mode.

ГАНДЗЮК Дмитро Миколайович, магістр із спеціальності «Автомобілі і автомобільне господарство», аспірант Луцького національного технічного університету, e-mail: Gandzyukd@gmail.com.

ГАНДЗЮК Микола Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: Gandzyuk64.MG@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-3552-4256>.

СТЕЛЬМАЩУК Валерій Віталійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: Val.stelmashchuk@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-3813-3143>.

Dmitriy HANDZIUK, Magistr of Transport, Postgraduate Student of Lutsk National Technical University, e-mail: Gandzyukd@gmail.com.

Mykola GANDZIUK, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: Gandzyuk64.MG@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-3552-4256>.

Valery STELMASHCHUK, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: Val.stelmashchuk@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-3813-3143>.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.86>

Грубель М.Г.

*Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного, м. Львів,
Україна*

ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ФОРМУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДВІСКИ КОЛІСНОЇ ВІЙСЬКОВОЇ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ЗА УМОВ РУХУ БЕЗДОРІЖЖЯМ

У роботі розглянуто питання формування пружно-демпфуючих характеристик підвіски зразків колісної військової автомобільної техніки (ВАТ) з умов захисту екіпажу від динамічних навантажень при русі бездоріжжям. Побудовано фізичну модель для дослідження поперечно-кутових коливань зразка колісної ВАТ із нелінійною силовою характеристикою системи піддресорення (СП). Для неї побудовано математичну модель поперечно-кутових коливань піддресореної частини (ПЧ) під час руху зразка ВАТ вздовж шляху із нерівностями. На базі її аналітичного розв'язку отримано залежність частоти власних поперечно-кутових коливань від амплітуди за різних параметрів, що характеризують пружну силу амортизаторів. Досліджено вплив всієї множини параметрів підвіски зразка ВАТ, а також профілю нерівностей шляху на динаміку ПЧ за різних швидкостей руху. Зокрема встановлено, що для зразків ВАТ із прогресивною характеристикою СП за більших значень величин статичної деформації пружних амортизаторів амплітуда виходу із наступної нерівності є дещо більшою ніж із попередньої. Також за більших величин швидкостей руху вздовж шляху із нерівностями амплітуда поперечно-кутових коливань є меншою. Крім того за однакових швидкостей руху та статичних деформацій пружних амортизаторів амплітуда виходу із нерівності за прогресивної характеристики пружних амортизаторів є дещо меншою, як для регресивної.

Ключові слова: бездоріжжя, коливання і вібрації, підвіска автомобіля, колісна ВАТ, поперечно-кутові коливання.

ВСТУП

Колісна ВАТ під час виконання завдань експлуатуються, як правило, у набагато складніших умовах ніж автомобілі загального призначення. Вона повинна бути більш маневреною за великих швидкостей руху вздовж шляху із значними нерівностями чи, навіть, під час руху вздовж пересіченої місцевості. Тому для формування або підбору параметрів системи підвіски колісної ВАТ та інших систем ставляться набагато жорсткіші вимоги ніж для автомобілів загального призначення. Традиційно базові конструктивні параметри і характеристики підвіски автомобіля загального призначення проектувались з умов номінальних навантажень і руху автомобільними дорогами I та II категорій з асфальтобетонним покриттям. Повнопривідні модифікації т.зв. автомобілів багатоцільового призначення, що досі складають основу автомобільного парку ВАТ ЗС України, базувались на максимальній агрегатній комплектації з базовими моделями загального призначення при незначних доповненнях: змінами насамперед агрегатів силового приводу – перехід на всі ведучі осі; розподільна коробка з пониженим діапазоном в трансмісії; односкатна ошиновка з умов прохідності та при необхідності перехід на колісну схему бхб; система централізованого регулювання тиску в шинах і т.п.

Такі доповнення були призначені для покращення опорно-зчпної прохідності. Однак при русі бездоріжжям окрім опорно-зчпної прохідності, реальна максимальна швидкість руху обмежується штучно екіпажем автомобіля з умов підтримання комфортності руху через надмірні віброколивання, що викликані нерівностями опорної поверхні (ОП). Ці граничні рівні вібронавантажень та допустимі тривалості їхньої дії на екіпаж без значного впливу на його працездатність відомі і задекларовані у сучасній фаховій літературі з колісної ВАТ [1,2].

У сучасних зразках колісної ВАТ використовуються різні типи СП. Відновлювальна сила їх амортизаторів описується лінійною або нелінійною залежністю від деформації (прогресивна чи регресивна характеристики [3-8]) або деформації та її швидкості (активна, напіваактивна, керована, неконсервативна [9,10]). Такі СП у складних умовах експлуатації повинні забезпечити належну плавність ходу, стійкість руху, керованість, прохідність [11-14] тощо. Вказані експлуатаційні характеристики значною мірою визначаються функціональними залежностями, які описують пружні сили амортизаторів та сили опору демпферних пристроїв СП. На теперішній час ґрунтовно проведено теоретичні та експериментальні дослідження, які стосуються залежності експлуатаційних характеристик для підвісок із лінійними законами зміни пружної сили чи сили опору. Що стосується теоретичних досліджень впливу нелінійної відновлювальної сили амортизаторів на плавність ходу, стійкість руху, керованість, прохідність, то тут проблема залишається відкритою, а відтак існує

проблема вибору їх такими, щоб забезпечити ефективне використання колісної ВАТ за різних умов їх експлуатації. Саме розв'язанню деяких задач, вказаної загальної проблеми присвячена дана робота.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Виконання завдань колісною ВАТ забезпечується в основному застосуванням різнотипних зразків, тактико-технічні характеристики яких повинні задовольняти з однієї сторони оперативно-тактичним вимогам військ, а з іншої – досвіду застосування у збройних конфліктах останніх десятиліть та АТО (ООС). Виконання зазначених завдань пов'язано також із вимогою щодо одночасного забезпечення високої швидкості, прохідності та надійної експлуатації ВАТ у важких дорожніх умовах. Це призводить до частих поломок, як окремих елементів конструкції так і обладнання, що змонтовано на їх базі, втомленості екіпажів і у сукупності це призводить до зниження бойової ефективності військ при виконанні бойових завдань [15].

Одним із найбільших несприятливих чинників, що впливає на втомленість водіїв, зниження їх працездатності є коливання, яким він піддається на робочому місці. Аналіз роботи [16] дозволяє стверджувати, що коливання машини та вібрації її окремих елементів супроводжуються значними динамічними навантаженнями на особовий склад. Також вони значно погіршують умови ведення спостереження і стрільби, що як наслідок приводить до безпосереднього зниження бойової ефективності.

Крім того коливання також впливають і на рухомість колісної ВАТ в залежності від умов руху. Так за умов руху пересіченою місцевістю зниження середньої швидкості визначається в основному значними поодинокими впливами (поштовхами, ударами), а при русі удосконаленими дорогами втомленістю водія під дією періодичних і випадкових коливань. Тут необхідно також зазначити, що у більшості дорожніх умов швидкості руху колісної ВАТ обмежуються не тягово-швидкісними властивостями, а рівнем динамічних навантажень, які здатний перенести водій.

Цікавими є дослідження щодо впливу СП на середню швидкість руху машини [17]. Тут середню швидкість оцінюють швидкісним коефіцієнтом якості підресорювання K_n . Він виражається

$$K_n = \frac{V_{cep(n)}}{V_{cep(m)}},$$
 де $V_{cep(n)}$ - середня швидкість машини обчислена за тягово-швидкісними властивостями без урахування системи підресорювання, м/с; $V_{cep(m)}$ - середня швидкість машини обчислена з урахуванням нерівностей та СП, м/с.

Здатність автомобіля долати перешкоди дорогою з нерівностями без їх зачіпання або рухатись без надмірно неприємних для екіпажу коливань називається профільною прохідністю. Вона визначається геометричними параметрами (кути в'їзду та з'їзду, поздовжній і поперечний радіуси прохідності, дорожній просвіт), а також типом, кінетикою та характеристиками підвіски. Тут треба відзначити, що на подолання опору коченню рухові, що зумовлений нерівностями дороги, витрачається значна енергія і у окремих випадках ці витрати настільки великі, що рух автомобіля з необхідною швидкістю стає неможливим [18].

Із всіх видів вібрацій, які характерні для зразків колісної ВАТ за умов руху, прийнято виділяти ті, які перебігають із частотою менше 22 Гц. Такі вібрації називаються коливаннями. Такий поділ є доволі умовний. Поряд з тим вважається, що коливання сприймаються людиною роздільно, а вібрації зливаються [19]. Крім того, за умов руху автомобілів нерівностями дороги, як правило виникають вібрації корпусу і коліс з частотами менше 20 Гц, що до речі сприймаються як звук. Вібрації з більшою частотою генеруються як правило, не стільки рухом нерівностями, скільки внутрішніми причинами, головним чином роботою різних механізмів.

Якщо розглядати автомобіль як механічну систему, то на динаміку його ПЧ накладені деякі обмеження, що в кінцевому рахунку значно зменшують число ступенів свободи. Коливань вздовж поздовжньої осі (пошарпування) у значній мірі вдається позбутись напрямними пристроями підвіски. За реальних умов вони виявляються несуттєвими і проявляються в окремих випадках при гальмуванні або при русі нерівностями. Напрямні пристрої підвіски зводять до мінімуму і кутові коливання навколо вертикальної осі і лінійні коливання вздовж поперечної осі, які можуть виникати лише за рахунок бокової податливості і бокового проковзування шин. У результаті підресорена частина машини здійснює головним чином вертикальні, поздовжньо-кутові і поперечно-кутові коливання.

Відомо, що більшість СП колісної ВАТ [19] спроектовані та виконані симетричними відносно поздовжньої осі. Це є підставою для твердження: поперечно-кутові коливання є незалежними від поздовжньо-кутових і навпаки, а отже їх можна досліджувати окремо.

У відомих дослідженнях [15,16] показано, що ефективність дій втомленого екіпажу внаслідок вібронавантажень при русі бездоріжжям може знижуватись до 2,3 разів у порівнянні з свіжим невтомним екіпажем аналогічної бойової машини, що свідчить про практичну актуальність конструктивного синтезу параметрів підвісок спеціально для колісної ВАТ. Крім цього можна констатувати також і те, що підбір вказаних параметрів необхідно здійснювати без огляду на максимальну уніфікацію. Такий принцип вже впроваджено у практику країн НАТО при розробці і прийнятті на озброєння діючих типажів ВАТ.

Допустимі норми динамічних навантажень на людину (дискомфорту), що знаходиться біля джерела збурення або у безпосередньому контакті з ним класифіковано у [20]. Дещо видозмінені та уточнені дані щодо впливу коливань на організм людини наведені у [21]. Тривала дія вібрації порушує нормальне функціонування людини та якість виконаної роботи.

Очевидно, що динамічні характеристики ВАТ формуються нерівностями ОП та швидкістю руху. Функціональність підвіски і полягає у максимально можливому поглинанні, згладжування цих зовнішніх збурень при переході на підресорений корпус/кузов.

Додатковим конструктивним заходом є введення підресорювання сидінь екіпажу, зокрема водія. Його можливості однак обмежені з сучасних вимог кріплення сидінь екіпажу з умов протимінного захисту.

Класичні дослідження проф. Силаєва А.А. [22] та пізніші дослідження дозволили дати кількісну оцінку характеру нерівностей ґрунтового бездоріжжя.

Аналіз різноманітних літературних джерел показав, що на даний момент не існує оптимального методу дослідження динаміки підресорених і непідресорених мас з умов формування перспективних параметрів підвісок колісної ВАТ [23].

Щодо шляхів розв'язання вказаної вище проблеми, то тут існують різні підходи, зокрема, експериментальний, аналітичного чи математичного моделювання динамічного процесу та інш. Експериментальні чи стендові дослідження [25,26], які стосуються впливу тих чи інших чинників на динаміку підресореної маси (ПМ) із нелінійною силовою характеристикою СП, навіть за чистоти проведення експерименту, не можуть дати відповіді на питання сумісного їх впливу, адже для нелінійних систем немає місця принцип суперпозиції. До того ж, експериментальні дослідження потребують значного матеріального та часового ресурсу. З останнього впливає, найбільш раціональними способами дослідження динаміки ПМ є ті, які побудовані на аналітичному (навіть наближеному) представленні розв'язків адекватних фізичному процесу математичних моделей [26], а в окремих випадках – чисельній їх симуляції. Кожен із них має свої недоліки та переваги перед іншим. Що стосується аналітичних досліджень коливань ПМ із нелінійним законом зміни відновлювальної сили СП, то у [7,8,27] показано на низку особливостей, які властиві вертикальним та поперечно - кутовим коливанням. Це в першу чергу стосується залежності амплітуди коливань ПМ від кінематичних параметрів руху зразків колісної ВАТ та динамічних характеристик СП, умов існування та особливостей резонансних коливань. Встановити їх на базі експериментальних досліджень чи чисельної симуляції відповідних математичних моделей не вдається. Основною причиною відсутності рішення вказаної проблеми за нелінійних силових характеристиках СП є складність математичної моделі. Тому питання пов'язані із дослідження поперечно-кутових коливань ПМ за нелінійної силової характеристики СП під час руху КТЗ вздовж шляху із довільно розміщеною системою нерівностей, які є предметом розгляду даної роботи, мають важливе теоретичне і практичне значення.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

За таких умов формування перспективних параметрів підвісок колісної ВАТ неможливо здійснити без проведення досліджень, спрямованих на: розроблення нових чи уточнення існуючих математичних моделей їх динаміки; створення методів чи методик теоретичного дослідження розроблюваних моделей. У першу чергу необхідно вирішити проблему дослідження впливу основних параметрів, які описують пружну силу амортизаторів та силу опору демпферних пристроїв за умови нелінійних законів зміни у залежності від деформації пружного елемента чи швидкості деформації амортизатора. Суть проблеми полягає у наступному: досвід експлуатації окремих типів колісної ВАТ у яких використовуються пружні амортизаторів із лінійним законом зміни відновлювальної сили значно знижується середня швидкість руху вздовж шляху із нерівностями, зменшується ресурс експлуатації окремих вузлів, значно зростає втомлюваність водія та екіпажу. В той же час, майже всі теоретичні дослідження динаміки колісної ВАТ проводились за лінійних силових характеристик пружних амортизаторів та демпферних пристроїв.

Тому для зразків колісної ВАТ із нелінійними силовими характеристиками СП, які експлуатуються у складних умовах необхідно виходячи із поперечно-кутових коливань ПЧ отримати такі аналітичні залежності, які б з одного боку дали можливість описати основні параметри динаміки вказаних коливань ПЧ, а з іншого – слугували б базою для вибору основних силових параметрів пружних амортизаторів.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для вирішення поставленої задачі за фізичну модель зразка колісної ВАТ прийнято вказану на рис. 1. Вона являє собою непідресорену - 1, підресорену - 2 частини, що взаємодіють між собою пружними амортизаторами та демпферними пристроями (3 та 4 відповідно) із нелінійними силовими характеристиками.

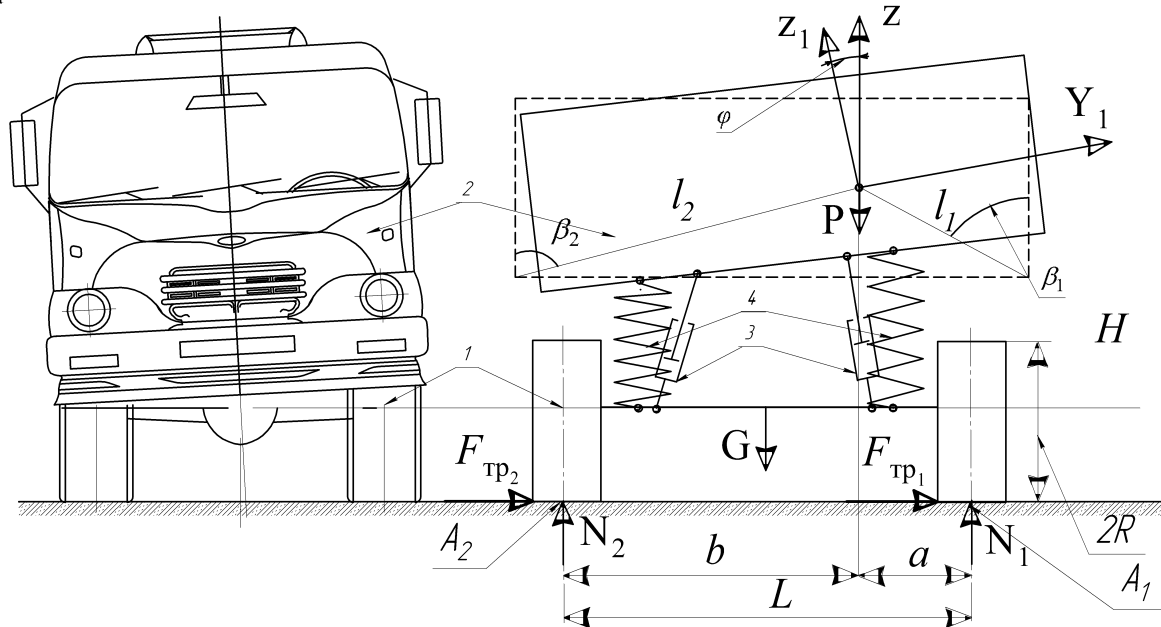


Рисунок 1. Фізична модель для дослідження поперечно-кутових коливань зразка колісної ВАТ із нелінійною силовою характеристикою СП

Основні припущення щодо фізичної моделі та руху досліджуваного об'єкту:

всі точки ПЧ рухаються у вертикальних площинах, які перпендикулярні до вектора швидкості руху V зразка колісної ВАТ, до того ж останній є сталою величини та напрямку;

маса непідресореної частини є значно меншою від маси підресореної і нею у процесі розв'язування задачі нехтуємо;

силові характеристики правого та лівого бортів СП є ідентичними та описуються залежностями: $F_{\text{пр}}(\Delta) = \alpha \Delta^{\nu+1}$ - пружна сила амортизаторів; $R_{\text{он}}\left(\frac{d\Delta}{dt}\right) = \gamma \left|\frac{d\Delta}{dt}\right|^s \frac{d\Delta}{dt}$ - сила опору демпферних пристроїв (α, γ, ν, s - сталі, причому їх значення такі, що забезпечують коливальний рух ПМ) Δ , та $\frac{d\Delta_i}{dt}$ відповідно деформація та швидкість деформації пружних амортизаторів чи демпферних пристроїв;

максимальні значення сил опору демпферних пристроїв є значно меншими як максимальні значення пружних сил амортизаторів;

максимальні деформації пружних шин набагато менші від максимальних деформацій пружних амортизаторів, тому ними у математичній моделі нехтуємо;

переміщення точок ПМ зумовлені її горизонтальними та вертикальними переміщення є значно меншими як поперечно-кутові і ними можна знехтувати.

Наведені вище обмеження дають можливість стверджувати, що відносний рух ПМ зразка колісної ВАТ однозначно визначається кутом повороту вказаної частини навколо вказаного центру мас (т.С), тобто кутом $\varphi(t)$, а відтак диференціальне рівняння її поперечно-кутових коливань під час руху вздовж шляху із нервностями з точністю до величин вищого порядку малювання можна подати у вигляді

$$I_o \ddot{\varphi}(t) = \begin{cases} -\alpha(F_{1np.}(\bar{\Delta}_1) + R_{1on.}(\dot{\bar{\Delta}}_1)) - b(F_{2np.}(\Delta_2) + R_{1on.}(\dot{\Delta}_2)) \text{ при } t_j \leq t \leq t_j + \tau_j, \\ -\alpha(F_{1np.}(\Delta_1) + R_{1on.}(\dot{\Delta}_1)) - b(F_{2np.}(\Delta_2) + R_{1on.}(\dot{\Delta}_2)) \text{ при } t_j + \tau_j \leq t \leq t_{j+1} \end{cases}, \quad (1)$$

в яких I_o - момент інерції ПЧ відносно поздовжньої осі зразка колісної ВАТ, яка проходить через центр ваги ПЧ, $\bar{\Delta}_1$ та $\dot{\bar{\Delta}}_1$ відповідно деформація та швидкість деформації амортизатора чи демпфера правого борта під час наїзду на нерівність, $t_j, t_j + \tau_j$ - відповідно час входження і виходу колеса правого борта у j -ту нерівність, a, b - віддалі від центру мас до правого та лівого бортів, $\bar{\Delta}_1$ ($\dot{\bar{\Delta}}_1$)-деформація амортизатора (швидкість деформації демпфера) правого борта зумовлена наїздом відповідного колеса на нерівність. Щодо останніх, то вони визначаються залежностями

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= \varphi(t)a - \Delta_{cm}, \\ \Delta_2 &= \varphi(t)b + \Delta_{cm}, \end{aligned}, \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \bar{\Delta}_1 &= \varphi(t)a - \Delta_{cm} + z(t), \\ \dot{\bar{\Delta}}_1 &= \dot{\varphi}(t)a, \\ \dot{\Delta}_2 &= \dot{\varphi}(t)b, \\ \dot{\bar{\Delta}}_1 &= \dot{\varphi}(t)a + \dot{z}(t), \end{aligned}, \quad (3)$$

де Δ_{cm} - статична деформація пружних амортизаторів, $z(t)$ - додаткова деформація пружного амортизатора правого борта, що зумовлена наїздом колеса правого борта на нерівність. Щодо останньої, то у роботі приймається, що профіль нерівностей можна описати найпростішими залежностями $z(x) = h_j \sin^{2s} \frac{\pi x}{d_j} \rightarrow z(t) = h_j \sin^{2s} \frac{\pi V t}{d_j}$ (h_j, d_j відповідно висота та довжина j -нерівності). У сукупності наведене дозволяє диференціальне рівняння (1) подати у вигляді

$$I_o \ddot{\varphi} + \alpha(a^{v+2} + b^{v+2})\varphi^{v+1} = \begin{cases} -\alpha(v+1)a^{v+1}\varphi^v(z(t) - \Delta_{cr}) - \gamma(a\dot{\varphi} + \dot{z}(t))^{v+1} - \alpha(v+1)b^{v+1}\varphi^v\Delta_{cr} - \gamma(b\dot{\varphi})^{v+1} \text{ при } t_j \leq t \leq t_j + \frac{d_j}{V}, \\ +\alpha(v+1)a^{v+1}\varphi^v\Delta_{cr} - \gamma(a\dot{\varphi})^{v+1} - \alpha(v+1)b^{v+1}\varphi^v\Delta_{cr} - \gamma(b\dot{\varphi})^{v+1} \text{ при } t_j + \frac{d_j}{V} \leq t \leq t_{j+1} \end{cases}, \quad (4)$$

Із наведених припущень випливає, що максимальне значення доданків правої частини є значно більшим від максимального значення лівої його частини, а це є підставою для застосування загальних ідей методів збурень [28] під час побудови його аналітичного розв'язку. Тільки на базі аналітичного розв'язку (навіть наближеного) можна дослідити вплив всієї множини параметрів підвіски зразків колісної ВАТ на динаміку ПЧ. Тому перш за все побудуємо розв'язок незбуреного рівняння, яке відповідає рівнянню (4), тобто

$$I_o \ddot{\varphi} + \alpha(a^{v+2} + b^{v+2})\varphi^{v+1} = 0, \quad (5)$$

Його особливістю є те, що воно нелінійне при $v \neq 0$, а отже у випадку, коли воно описує незбурені коливання ПЧ, їх частота (період) залежить від амплітуди і визначається залежністю

$$\omega(a_\varphi) = \sqrt{\alpha(a^{v+2} + b^{v+2})(v+2)/(2I_o)} a_\varphi^{\frac{v}{2}}, \quad (6)$$

де a_φ - амплітуда власних (незатухаючих) коливань. Щодо розв'язку рівняння (5), то він є

$$2\Pi = \frac{2\sqrt{\pi}\Gamma(\frac{v+1}{2})}{\Gamma(\frac{1}{2} + \frac{v+1}{2})} - \text{періодичним за фазою } \psi = \omega(a_\varphi)t + \psi_0 \text{ і виражається за допомогою періодичних}$$

Атеб-функцій [29] у вигляді $\varphi(t) = a_\varphi ca(v+1, 1, \psi)$. Тому параметр v , який необхідно вибрати для силової характеристики пружних амортизаторів виходячи із ергономічних та експлуатаційних вимог повинен задовольняти умовам: $v > -1$ та $v+1 = \frac{2p+1}{2q+1}$, $p, q = 0, 1, 2, \dots$. Нижче на рис 2 для різних значень, параметрів, які характеризують пружну силу амортизаторів представлено залежність частоти власних коливань у герцах ($\Omega = \frac{\omega(a_\varphi)}{2\Pi}$) від амплітуди.

$$\Delta_{cr}=0,15\text{м}; \rho=1,4\text{м}; a=b=1,1\text{м}$$

$$\Delta_{cr}=0,30\text{м}; \rho=1,4\text{м}; a=b=1,1\text{м}$$

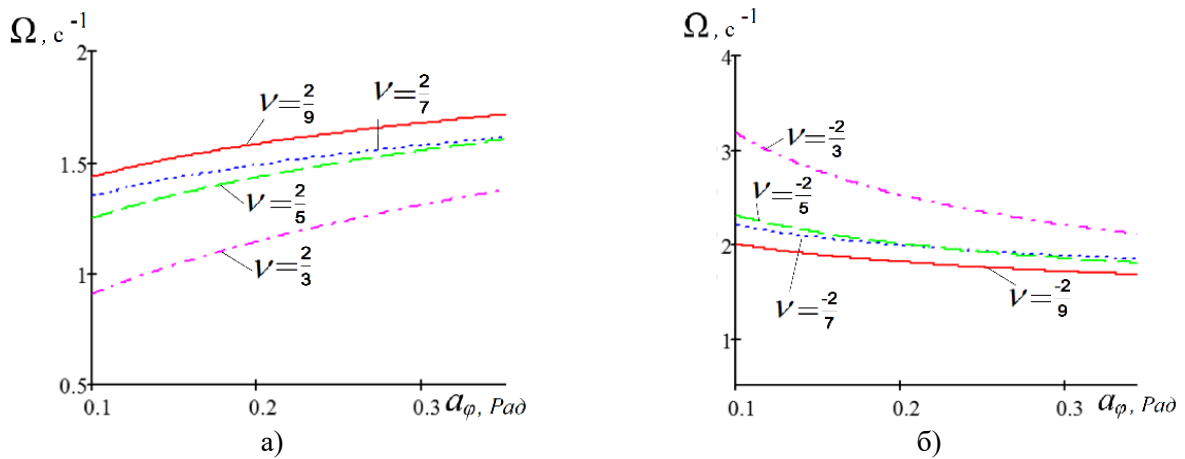


Рисунок.2. Залежність частоти власних поперечно-кутових коливань від амплітуди для різних параметрів, що характеризують пружну силу амортизаторів

Представлені залежності показують, що:

а) для більших значень амплітуди поперечно-кутових коливань за прогресивної пружної характеристики частота власних коливань є більшою, до того ж більшим значенням параметру нелінійності відповідає більше значення власної частоти, для регресивної – навпаки;

б) ергономічним умовам експлуатації для малих величин поперечно-кутових коливань більшою мірою задовольняє підвіска із прогресивним законом зміни відновлювальної сили, а для великих - із регресивним.

Що стосується власних згасаючих коливань, то їх амплітуда з часом зникає описуються залежністю

$$\frac{da_\varphi}{dt} = \frac{\gamma a_\varphi^{s+1} (\omega(a_\varphi))^s}{2\Pi_0} \int_0^{2\Pi} (sa(1, \nu+1, \psi))^{s+2} d\psi = \frac{\gamma a_\varphi^{s+1} (\omega(a_\varphi))^s}{2\Pi_0} \Gamma\left(\frac{1}{\nu+2}\right) \Gamma\left(\frac{s+2}{2}\right) \Gamma^{-1}\left(\frac{1}{\nu+2} + \frac{s+2}{2}\right), \quad \frac{d\psi}{dt} = \omega(a_\varphi), \quad (7)$$

Чисельний аналіз співвідношень (7) для різних значень параметрів, які описують систему підвіски (α , γ , ν , s та Δ_{cm}) показує, що вони впливають лише на кількісну характеристику згасання амплітуди поперечно-кутових коливань, тому нижче на них зупинятись не будемо, а безпосередньо перейдемо до визначення реакції ПЧ на рух зразка колісної ВАТ уздовж шляху із системою нерівностей. Приймаючи до уваги, що максимальна величина нерівностей та їх довжини є обмеженими, система диференціальних рівнянь, яка описує закони зміни основних параметрів поперечно-кутових коливань приймає вигляд

$$\frac{da_\varphi}{dt} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{sa(1, \nu+1, \psi)}{\omega(a_\varphi)I_0} \bar{F}_1(a_\varphi, \psi, t), \text{ нпу } t_j \leq t \leq t_j + \frac{d_j}{V}, \\ \frac{\gamma a_\varphi^{s+1} (\omega(a_\varphi))^s}{2\Pi_0} \Gamma\left(\frac{1}{\nu+2}\right) \Gamma\left(\frac{s+2}{2}\right) \Gamma^{-1}\left(\frac{1}{\nu+2} + \frac{s+2}{2}\right), \text{ нпу } t_j + \frac{d_j}{V} \leq t \leq t_{j+1}, \end{array} \right\}, \quad (8)$$

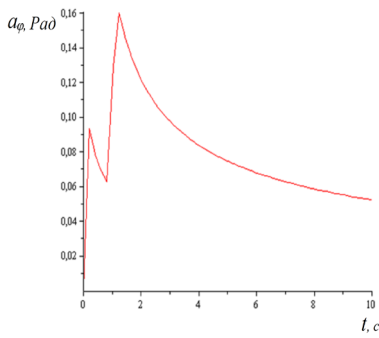
$$\frac{d\psi}{dt} = \omega(a_\varphi),$$

де $\bar{F}_1(a_\varphi, \psi, t)$ - відповідає відповідному значенню правої частини рівняння (4) за умови, що функція $\varphi(t)$ визначається відповідно до розв'язку незбуреного рівняння, а $z(t)$ - описує додаткову деформацію пружного амортизатора за рахунок руху колеса правого борта вздовж нерівності. Нижче на рис. 3 представлено результати чисельного інтегрування системи диференціальних рівнянь (8) за умов $a_\varphi|_{t_j-0} = a_\varphi|_{t_j+0}$, та $d_j = 1,5$ м. для прогресивної та регресивної характеристик підвісок

$$V=4 \text{ м/с; } \Delta_{ct}=0,35\text{м; } \nu=2/7$$

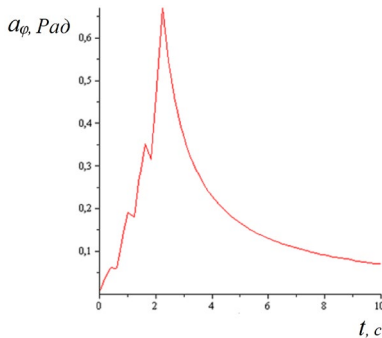
$$V=6 \text{ м/с; } \Delta_{ct}=0,35\text{м; } \nu=2/7$$

$$V=7,5 \text{ м/с; } \Delta_{ct}=0,35\text{м; } \nu=2/7$$



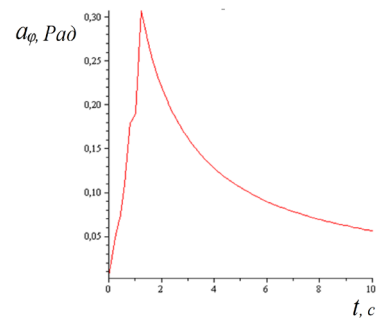
а)

$V=4$ м/с; $\Delta_{ст}=0,35$ м;
 $v=2/7$

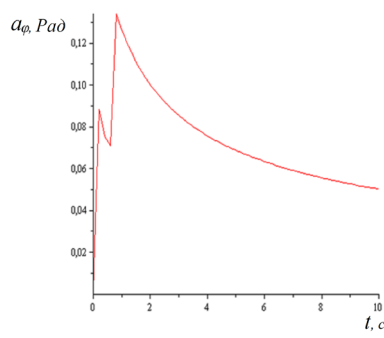


г)

$V=7,5$ м/с; $\Delta_{ст}=0,35$ м;
 $v=-2/7$

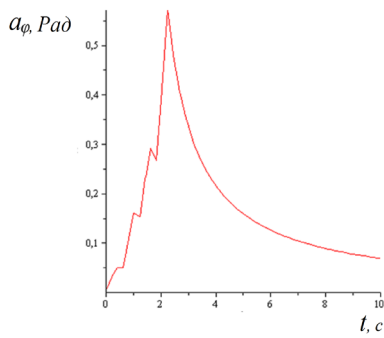


е)



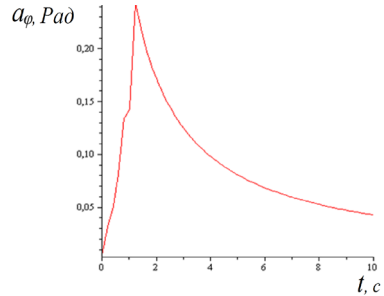
б)

$V=4$ м/с; $\Delta_{ст}=0,2$ м;
 $v=2/7$

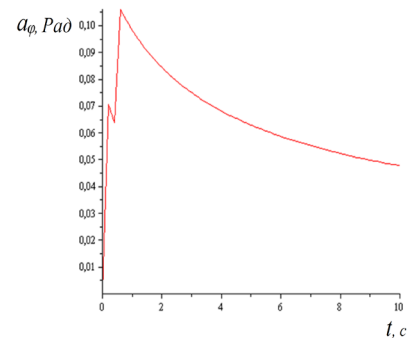


д)

$V=7,5$ м/с; $\Delta_{ст}=0,2$ м;
 $v=-2/7$

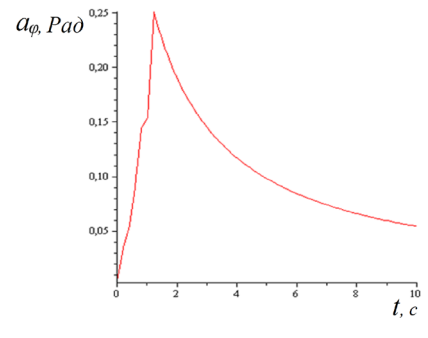


ж)



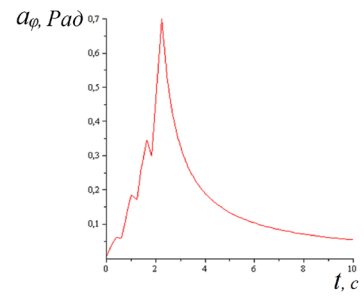
в)

$V=7,5$ м/с; $\Delta_{ст}=0,2$ м;
 $v=2/7$



е)

$V=4$ м/с; $\Delta_{ст}=0,35$ м;
 $v=-2/7$



з)

Рисунок.3. Вплив нелінійних силових параметрів СП на амплітуду поперечно-кутових коливань під час руху бездоріжжям.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Вибір перспективних параметрів підвіски ускладнений відсутністю досконалого математичного апарату побудови та аналітичного дослідження нелінійних математичних моделей динаміки зразків колісної ВАТ адекватних динамічному процесу. Саме тому, для описання нелінійної пружної сили амортизаторів, а відтак побудови уточнених математичних моделей динаміки зразків колісної ВАТ у роботі запропоновано універсальне співвідношення, яке із достатньою точністю описує широкий спектр пружних сил амортизаторів за прогресивного чи регресивного законів їх зміни. З його використанням побудовано математичну модель динаміки зразка колісної ВАТ за умов руху бездоріжжям. Розглянуто для вказаних випадків руху найважливіші з точки зору експлуатаційних властивостей – поперечно-кутові коливання ПЧ.

ВИСНОВКИ

Із залежностей частоти власних поперечно-кутових коливань від амплітуди для різних параметрів, що характеризують пружну силу амортизаторів випливає, що для регресивної СП більшим значенням амплітуди коливань відповідає менше значення частоти власних коливань. Також у широкому діапазоні амплітуд коливань ергономічним умовам експлуатації зразка колісної ВАТ із

прогресивною характеристикою СП задовольняє підвіска із статичною деформацією $0,12\text{м} < \Delta_{\text{ст}} < 0,15\text{м}$ при $2/9 < v < 2/3$, а для регресивної – при $0,2\text{м} < \Delta_{\text{ст}} < 0,35\text{м}$; $-2/3 < v < -2/9$ та великих значень амплітуд поперечно – кутових коливань.

Із характеристик впливу нелінійних силових параметрів СП на амплітуду поперечно-кутових коливань під час руху бездоріжжям впливає, що для зразків колісної ВАТ із прогресивною та регресивною характеристиками СП:

– за більших значень величин статичної деформації пружних амортизаторів амплітуда виходу із наступної нерівності є дещо більшою ніж із попередньої;

– за більших величин швидкостей руху вздовж шляху із нерівностями амплітуда поперечно-кутових коливань є меншою: так за умови зростання швидкості від $V=4$ м/с до $V=6$ м/с амплітуда виходу із четвертого горба для СП з прогресивною характеристикою зменшується на 6,9%, а для СП із регресивною характеристикою СП – на 38 %;

– за однакових швидкостей руху та статичних деформацій пружних амортизаторів амплітуда виходу із нерівності за прогресивного закону зміни пружних амортизаторів є дещо меншою як для регресивного: при $\Delta_{\text{ст}}=0,35\text{м}$ та $v=2/7$ і відповідно $v=-2/7$ амплітуда виходу із четвертого горба є на 7,6% меншою.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Полунгян А.А. Проектирование полноприводных колесных машин/А.А. Полунгян, Б.А. Афанасьев, Н.Ф. Бочаров, Л.Ф. Жеглов и др. - М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 488 с.

2. Park S., Popov A., Cole D. Influence of soil deformation in off-road heavy vehicle suspension vibration Journal of Terramechanics 41 (2004) P. 41–68. – Режим доступу: www.academia.edu/14061651/Influence_of_soil_deformation_on_off-road_heavy_vehicle_suspension_vibration

3. Акоюн Р.А. Пневматическое поддресорвание автотранспортных средств / Р.А. Акоюн. – Львов: Вища школа, Изд-во при Львовск. Ун-те., 1984. – Ч. 3. – 239 с.

4. Гречанюк М.С. Удосконалення пневматичної підвіски напівпричепи вантажного автомобіля / М.С. Гречанюк // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. – 2011. – Вип. 4. – С. 48-52.

5. Пісарев В.П. Можливості по компоновці нових пружних елементів підвіски, з прогресивною характеристикою, в межах існуючого конструктивного рішення БТР-60 / В.П. Пісарев, А.П. Горбунов // Механіка та машинобудування. – 2009. – № 2 – С. 51-56.

6. Дущенко В.В. Недостатки, причины их возникновения и противоречия развития известных физических принципов действия упругих элементов систем поддресоривания военных гусеничных и колесных машин / В.В. Дущенко // Вестник НТУ «ХПИ». – 2007. – № 33. – С. 46-52.

7. Кузьо І.В. Вплив параметрів підвіски на нелінійні коливання транспортних засобів / І.В. Кузьо, Б.І. Сокіл, В.М. Палюх // Вісник НУ “ЛП” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2007. – № 588 – С. 49-52.

8. Сокіл Б.І. Власні вертикальні коливання корпусу автомобіля з урахуванням нелінійних характеристик пружної підвіски / Сокіл Б.І. Нанівський Р.А., Грубель М.Г // Науково виробничий журнал «Автомобільний транспорт» .- 2013.- №5 (235).-С.15-18

9. Адаптивная подвеска. Устройство, принцип действия [Электронный ресурс] Режим доступу : <http://www.autoobserver.ru/sistemi-auto/76-adaptivnaya-podveskaustroystvo-i-princip-deystviya-aktivnoypodveski.html>.

10. Самонастраивающийся амортизатор с программированной демпфирующей характеристикой /А.Д. Дербаремдикер, Р.А. Мусарский, И.О. Степанов, М.А. Юдкевич// Автомобильная промышленность. 1985. – № 1. – С. 13 – 15.

11. Артющенко А.Д. Дослідження впливу характеристик підвіски автомобіля малого класу на плавність ходу та її модернізація / Артющенко А.Д., Суярко О.Г.// вісник НТУ “ХПИ”.- 2013.-№ 32 (1004).- С.21 -27.

12. Устойчивость колесных машин против заноса в процессе торможения и пути ее повышения / М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко, В.А. Павленко, М.В. Байцур, А.И. Назаров, В.О. Алексеев / под ред. М.А. Подригало.- Харьков: ХНАДУ, 2006.- 337с.

13. Подригало М.А. Оцінка динамічної стійкості автомобіля / Подригало М.А., Корбко М.І., Клец Д.М. //“Автомобіле- та тракторобудування”. Вісник НТУ “ХПИ” 58, 2008.- С.134-137

14. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля.- М.: Машиностроение, – 1971. – 416 с.
15. Чутков К.А. Влияние колебаний боевых колесных машин на их боевую эффективность/К.А. Чутков, И.О. Хренов// Исследования, конструкции, технологии. – М.: Журнал автомобильных инженеров. - №6(107), 2017. – с.12-13.]
16. Шишковский В.М. Влияние условий размещения и работы экипажа на боевую эффективность танка / В.М. Шишковский// Труды АБТВ. – 1966. - №209.
17. Дмитриев А.А. Тактико-технические требования к ходовой части перспективного танка и пути их обеспечения: отчет о НИР. – М.:АБТВ, 1968
18. Гринченко В.В. Колесные автомобили высокой проходимости /И.В. Гринченко, Р.А. Розов, В.В. Лазарев, С.Г. Вольский// М. Машиностроение,1967. – 236с.
19. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: Учеб. Дл студентов машиностроит. спец. вузов. – 2-е изд., доп. И перераб. – М.: Машиностроение, 1990. – 352с.: с ил
20. Мельников А.А. Теория автомобиля. Колебания и плавность хода: учеб. пособие / А.А. Мельников. – Нижний Новгород: Нижнегородский гос. техн. ун-т, 1998. – 112 с.],
21. Полунгян А.А. Проектирование полноприводных колесных машин/А.А. Полунгян, Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов и др. - М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 432 с.: ил
22. Силаев А.А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: «Машиностроение», 1972, стр. 192
23. Болдовский В.Н. Исследование процессов взаимодействия ходовых систем автомобилей с деформируемой опорной поверхностью/ В . Н . Болдовский// Восточно-Европейский журнал передовых технологий, - № 5/4 (59) 2012, - с.50-52
24. Мельничук С.В. Визначення параметрів плавності ходу моделі підвіски на основі чотири ланкового важільного механізму/ С.В Мельничук, Ю.О. Подчашівський, І.В. Вітюк, І.А. Бовсунівський // Вісник ЖДТУ. – 2010. – № 4 (55). – С. 25-27.
25. Павленко В.П. Стан розвитку методів діагностування підвіски автомобіля/ Павленко В.П. / Вісник НТУ «ХПІ»серія Автомобіле- та тракторобудування. -2012.- № 64 (970).- С.63- 69.
26. Лобас Л.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Л.Г. Лобас, В.Г. Вербицкий. – К.: Наукова думка, 1990. – 232 с.
27. Грубель М.Г. Резонансні коливання підресореної частини колісних транспортних засобів під час руху вздовж впорядкованої системи нерівностей / М.Г. Грубель, Р.А. Нанівський, М.Б. Сокіл // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – Вінниця, 2015. – № 1. – с. 155-161.
28. Боголюбов Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. – М.: Наука, 1974. – 504 с.
29. Сенник П. М. Обернення неповної Beta-функції / П.М. Сенник // Укр. мат. журн. – К., 1969. – 21, № 3. – С. 325-333.

REFERENCES

1. Polungyan A.A., Afanasev B.A., Bocharov N.F., & Zheglov L.F. (1999) Proektirovanie polnoprivodnyih kolesnyih mashin. Izdatelstvo MGTU im. N.E. Bauman, 488.
2. Park S., Popov A., & Cole D. (2004) Influence of soil deformation in off-road heavy vehicle suspension vibration. Journal of Terramechanics, 41, 41–68. Режим доступу: www.academia.edu/14061651/Influence_of_soil_deformation_on_off-road_heavy_vehicle_suspension_vibration
3. Akopyan R.A. (1984). Pnevmaticheskoe podresorevanie avtotransportnyih sredstv. Vischa shkola. Ch. 3, 239.
4. Hrechaniuk M.S. (2011). Udoskonalennia pnevmatychnoi pidvisky napivprycheпа vantazhnoho avtomobilia. Visnyk Donetskoi akademii avtomobilnoho transportu. 4, 48-52.
5. Pisarev V.P., & Gorbunov A.P. (2009) Mozhlivosti po komponovtsi novih pruzhnyh elementiv pidviski, z progresivnoyu harakteristikoyu, v mezhah isnyuchogo konstruktivnogo rishennya BTR-60. Mehanika ta mashinobuduvannya, 2, 51-56.
6. Duschenko V.V. (2007) Nedostatki, prichyny ih vozniknoveniya i protivorechiya razvitiya izvestnyih fizicheskikh printsipov deystviya uprugih elementov sistem podresorivaniya voennyih gusenichnyh i kolesnyih mashin. Vestnik NTU «HPI», 33, 46-52.

7. Kuzo I.V., Sokil B.I., & Paliukh V.M. (2007) Vplyv parametriv pidvisky na nelineini kolyvannia transportnykh zasobiv. *Dynamika, mitsnist ta proektuvannia mashyn i pryladiv*, 588, 49-52.
8. Sokil B.I., Nanivskiy R.A., & Hrubel M.H. (2013) Vlasni vertykalni kolyvannia korpusu avtomobilia z urakhuvanniam nelineinykh kharakterystyk pruzhnoi pidvisky. *Avtomobilnyi transport*, 5 (235), 15-18.
9. Adaptivnaya podveska. Ustroystvo, printsip deystviya. [Електронний ресурс] Режим доступу : <http://www.autoobserver.ru/sistemi-auto/76-adaptivnaya-podveskaustroystvo-i-princip-deystviya-aktivnoy-podveski.html>.
10. Derbaremdiker A.D., Musarskiy R.A., Stepanov I.O., & Yudkevich M.A. (1985) Samonastraivayuschisya amortizator s programmirovannoy dempfiroyushey karakteristikoy. *Avtomobilnaya promyshlennost*, 1, 13 – 15.
11. Artiushchenko A.D., & Suiarkov O.H. (2013) Doslidzhennia vplyvu kharakterystyk pidvisky avtomobilia maloho klasu na plavnist khodu ta yii modernizatsiia. *Visnyk NTU “KhPI”*, 32 (1004), 21 -27.
12. Podrigalo M.A., Volkov V.P., Boboshko A.A., Pavlenko V.A., Baytsur M.V., Nazarov A.I., & Alekseev V.O. (2006) Ustoychivost kolesnykh mashin protiv zanosa v protsesse tormozheniya i puti ee povysheniya. *HNADU*, 337.
13. Podryhalo M.A., Korbko M.I., & Klets D.M. (2008) Otsinka dynamichnoi stiikosti avtomobilia. *Visnyk NTU “KhPI”*, 58, 134-137.
14. Litvinov A.S. (1971) Upravlyaemost i ustoychivost avtomobilya. *Mashinostroenie*, 416.
15. Chutkov K.A., & Hrenov I.O. (2017) Vliyanie kolebaniy boevykh kolesnykh mashin na ih boevuyu effektivnost. *Zhurnal avtomobilnykh inzhenerov*, 6(107), 12-13.
16. Shishkovskiy V.M. (1966) Vliyanie usloviy razmescheniya i raboty ekipazha na boevuyu effektivnost tanka. *Trudy ABTV*, 209.
17. Dmitriev A.A. (1968) Taktiko-tehnicheskie trebovaniya k hodovoy chasti perspektivnogo tanka i puti ih obespecheniya: otchet o NIR.
18. Grinchenko V.V., Rozov R.A., Lazarev V.V., & Volskiy S.G. (1967) Kolesnyie avtomobili vyisokoy prohodimosti. *Mashinostrenie*, 236.
19. Smirnov G.A. (1990) Teoriya dvizheniya kolesnykh mashin: Ucheb. Dl studentov mashinostroit. spets. vuzov. *Mashinostroenie*, 352.
20. Melnikov A.A. (1998) Teoriya avtomobilya. Kolebaniya i plavnost hoda: ucheb. posobie. *Nizhnenovgorodskiy gos. tehn. un-t*, 112.
21. Polungyan A.A., Afanasev B.A., Belousov L.F., & Zheglov L.F. (2008) Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin. *Izdatelstvo MGTU im. N.E. Bauman*, 432.
22. Silaev A.A. (1972) Spektralnaya teoriya podressorivaniya transportnykh mashin. *Mashinostroenie*, 192.
23. Boldovskiy V.N. (2012) Issledovanie protsessov vzaimodeystviya hodovykh sistem avtomobiley s deformiruemoy opornoy poverhnostyu. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnalпередovykh tekhologiy*, 5/4 (59), 50-52.
24. Melnychuk S.V., Podchashivskiy Yu.O., Vitiuk I.V., & Bovsunivskiy I.A. (2010) Vyznachennia parametriv plavnosti khodu modeli pidvisky na osnovi chotyry lankovoho vazhilnoho mekhanizmu. *Visnyk ZhDTU*, 4 (55), 25-27.
25. Pavlenko V.P. (2012) Stan rozvytku metodiv diahnostuvannia pidvisky avtomobilia. *Visnyk NTU “KhPI”*, 64 (970), 63- 69.
26. Lobas L.G., & Verbitskiy V.G. (1990) Kachestvennyie i analiticheskie metody v dinamike kolesnykh mashin *Naukova dumka*, 232.
27. Hrubel M.H., Nanivskiy R.A., & Sokil M.B. (2015) Rezonansni kolyvannia pidresorenoi chastyny kolisnykh transportnykh zasobiv pid chas rukhu vzdovzh vporiadkovanoi systemy nerivnostei. *Visnyk Vinnytskoho politekhnichnoho instytutu*, 1, 155-161.
28. Bogolyubov N.N., & Mitropolskiy Yu.A. (1974) Asimptoticheskie metody v teorii nelineynykh kolebaniy. *Nauka*, 504.
29. Senyuk P. M. (1969) Obernennia nepovnoi Beta-funktsii. *Ukr. mat. zhurn.*, 3, 325-333.

M. Hrubel Theoretical bases of formation of wheeled military automotive equipment suspension system parameters in off-road driving conditions.

The paper considers formation of suspension system elastic damping characteristics of wheeled military automotive equipment (MAE) samples and conditions of crew protection against dynamic loads while driving off-road.

A physical model to study transverse-angular oscillations of a MAE sample with nonlinear force characteristic of a cushion system is constructed. Especially for this purpose a mathematical model of transverse-angular oscillations of a spring-mounted part (SMP) during the movement of a MAE sample along the road with unevenness is designed. On the basis of its analytical solution it is obtained the dependence of the intrinsic transverse angular oscillations frequency on the amplitude at different parameters that characterize the elastic force of the shock absorbers.

The influence of a whole set of suspension parameters of a MAE sample as well as the profile of road unevenness on the dynamics of SMP at different speeds of motion is investigated. In particular, it is defined that for MAE samples with the progressive characteristic of the cushion system at higher values of static deformation variable of elastic shock absorbers, the yield amplitude from the following unevenness is slightly larger than the previous one. In addition, at higher magnitude of velocities along the road with unevenness, the amplitude of the transverse angular oscillations is smaller. Besides, with the same speeds and static deformations of the elastic shock absorbers, the yield amplitude from the unevenness according to the progressive law of elastic shock absorbers change is slightly smaller than that of the regressive one.

Key words: off-road, oscillatory motions and vibrations, vehicle suspension system, wheeled military automotive equipment (MAE), transverse-angular oscillations.

ГРУБЕЛЬ Михайло Григорович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобільної техніки, докторант штатний науково-організаційного відділу, Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного e-mail: m.g.grybel@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-4820-6935>

Mykhailo HRUBEL, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles department, Doctorant, Hetman Petro Sahaidachnyi National Army Academy e-mail: m.g.grybel@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-4820-6935>

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.87>

Дацюк Л.М., Юхимчук С.Ф., Вржеш М.В., Сай В.А.
Луцький національний технічний університет

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ УНІВЕРСАЛЬНОЇ ЛЬОНОЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

У статті проводиться обґрунтування конструктивних параметрів шляхом узгодження роботи змінних і постійних механізмів універсальної льонозбиральної машини. Побудовано схеми змінних механізмів та обґрунтовано їх основні параметри. Застосування універсальної льонозбиральної машини, яка може виконувати в різні терміни окремі операції і може мати змінні апарати, дозволяє усунути ризики збирання льону. Завдяки цьому можна застосувати і комбайновий, і роздільний способи, що підвищить ефективність виконання збиральних робіт. У зв'язку з цим доцільно провести дослідження і дослідно-конструкторські роботи з метою створення дешевої і простої в експлуатації льонозбиральної машини зі змінними апаратами.

Ключові слова: універсальна льонозбиральна машина, льон, бральний апарат, підбирально-повертальний апарат, шків, ролик, пас.

ВСТУП.

Під час встановлення на льонозбиральну машину механізмів для виконання певних операцій потрібно узгодити параметри їх злагодженої роботи. Тобто, щоб оберти шківів, які забезпечують через бральні паси рух стрічки льону в змінному механізмі, були меншими від обертів шківів постійних вузлів машини. Цей підхід унеможливить нагромадження стебел льону на небезпечних перехідних ділянках.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ.

З літературного огляду [1-7] встановлено, що на вітчизняних машинах нема варіантів комплектації льонозбиральних машин змінними механізмами. А отже, встановлюючи бральний або підбирально-повертаючий апарат ми можемо використовувати машину для збирання льону відповідно за комбайною або роздільною технологією. Такий підхід вирішення проблеми дає можливість економічно вигідніше використовувати постійні механізми льонозбиральної машини. Вони зайняті, коли для роботи машини встановлено бральний апарат і коли підбирально-повертаючий апарат. Тобто тіж самі постійні механізми машини для збирання льону задіяні під час комбайнової і роздільної технології збирання льону.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ.

Завдання дослідження полягають в узгодженні роботи змінних і постійних механізмів універсальної машини для збирання льону. Для цього нам потрібно обґрунтувати основні параметри змінних брального та підбирально-повертального апаратів та основної частини машини.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ.

Льонозбиральна машина (рис. 1) складається з постійних і змінних механізмів. Постійні – це механізми, що працюють і за комбайновим і за роздільним способом збирання, а змінні механізми працюють тільки за одним із способів. Розглянемо тепер, які параметри повинні бути у рами машини і у механізмів, що до неї приєднуються, для того, щоб машина (справно) працювала і в одному, і в другому варіанті. До постійних механізмів відноситься: рама 1, колісний хід 2, механізм приводу 3, поперечний 4 і затискний 5 транспортери, очісуючий апарат 6, транспортер вороху 7 і розстилочний щит 8. До змінних механізмів відноситься: бральний апарат 9 з подільниками 10, він використовується для комбайнової технології, і підбирально-повертальний апарат 11, що використовується для роздільної технології. Кріплення апаратів є роз'ємне, що дає можливість легко робити їх заміну. Під час проектування льонозбиральних машин прийнято раму, використовувати як картер, в якому розміщується механізм передачі. З цієї причини ми раму нашої машини використовуємо у вигляді картера і розміщуємо в ньому механізм приводу змінних апаратів, він має такі конструктивні особливості:

- 1) привод апаратів здійснюється з чотирьох ведучих шківів, які розміщені на правій передній (від напрямку руху машини) стороні картера льонокомбайна;
- 2) привод брального апарату використовує всі чотири ведучі шкви;
- 3) на привод підбирально-повертального апарату потрібно один шків (четвертий, коли рахуємо вправо від напрямку руху машини).

Детальніше матеріал, що стосується приводу брального і підбирально-повертального апарата, подано нижче.

Конструкції брального та підбирально-повертального апаратів дозволяють проводити їх заміну одним іншим. Для цього роз'єднують роз'ємне кріплення та замінюють четвертий ведучий шків брального апарата (рис. 1) на шків підбирально-повертального апарата.

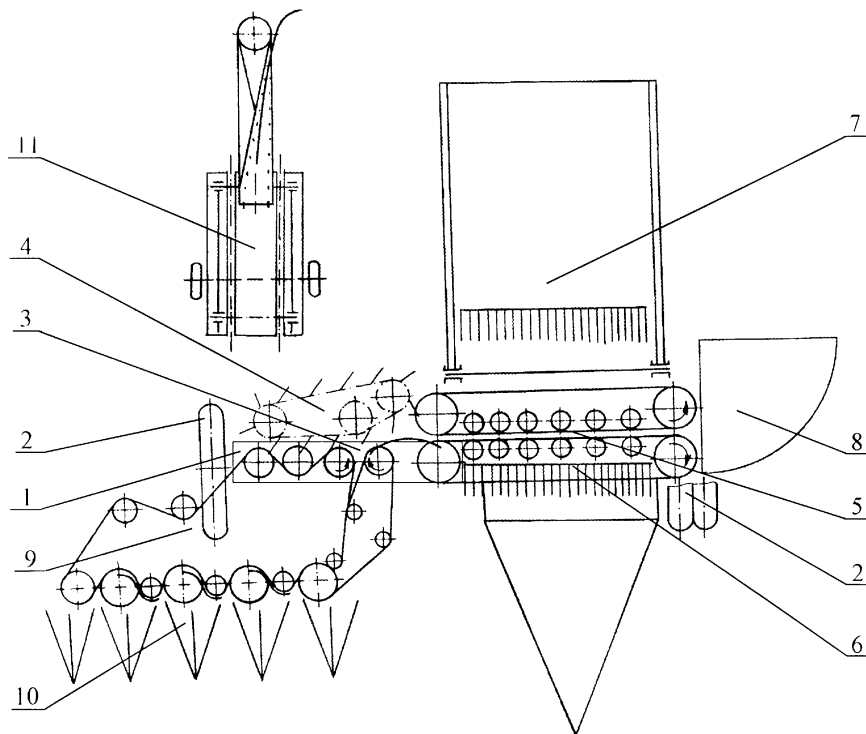


Рис. 1 – Схема льонозбиральної машини з розробленими змінними бральним і підбирально-повертальним апаратами: 1 – рама; 2 – колісний хід; 3 – механізм приводу; 4 – поперечний транспортер; 5 – затискний транспортер; 6 – очісуючий апарат; 7 – транспортер вороху; 8 – розстилочний щит; 9 – бральний апарат; 10 – подільники; 11 – підбирально-повертальний апарат

Щоб збирати льон за комбайновою і роздільною технологіями однією льонозбиральною машиною, потрібно її обладнати бральним та підбирально-повертальним апаратами [1, 3]. У бральному апараті з поперечними рівчаками (рис. 2) один бральний пас 10 охоплює три бральні шківні 12 і шківні 17 та контактує з вивідним пасом 11. Бральний пас також охоплює три ведучі шківні і чотири притискних та два натяжних ролики, тому для його приводу потрібно збільшити кут обхвату пасом ведучого шківня, для цього в запропонованому апараті привод брального пасу здійснено за допомогою трьох ведучих шківнів 8 однакового діаметру, розміщених горизонтально. Це дозволяє збільшити кут обхвату шківнів бральним пасом. Розрахунки такого механізму наводяться нижче.

Привод підбирально-повертального апарата здійснюється від валу крайнього правого (четвертого) ведучого шківня (рис. 3).

У розробленій льонозбиральній машині під час агрегування з трактором класу тяги 1,4 (14 кН) зовнішній край колії правого колеса умовно співпадає з початком приводу брального апарата, а точніше, з краєм першого ведучого шківня.

Для роботи підбирача потрібно, щоб край правого колеса трактора був біля стеблової стрічки, але колесо не наїжджало на неї.

Вал ведучого шківня брального апарата точка O знаходиться від краю колії трактора на відстані L_1 :

$$L_1 = L - \frac{d_{\text{сп}}}{2},$$

де L – довжина ведучої частини брального апарата (рис. 2):

$$L = 4d_{\text{сп}} + 3\Delta,$$

тут $d_{\text{сп}}$ – діаметр ведучого шківня брального апарата (рис. 2); Δ – зазор між шківнями ($\Delta = 20 \dots 30$ мм).

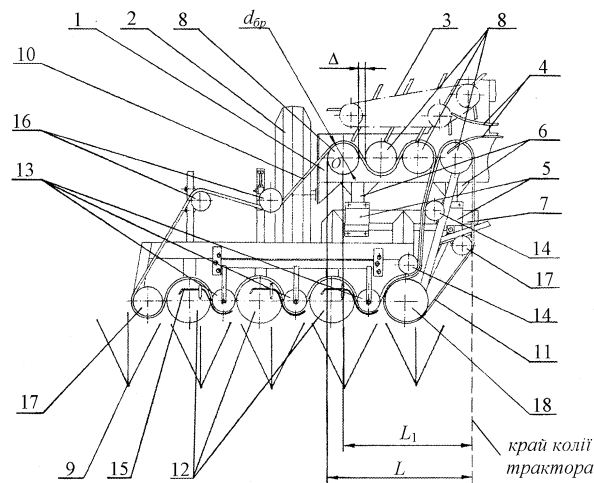


Рис. 2 – Схема розробленого брального апарата: 1 – картер льонокомбайна; 2 – польове колесо; 3 – поперечний транспортер; 4 – направляючі прутки; 5 – роз’ємне кріплення; 6 – кронштейн; 7 – рама брального апарата; 8 – ведучі шківів; 9 – подільники; 10 – бральний пас; 11 – вивідний пас; 12 – бральні шківів; 13, 14 – притисні ролики; 15 – підтримуючі прутки; 16 – натяжні ролики; 17, 18 – шківів

Звідси відстань L_1 рівна:

$$L_1 = \frac{7d_{op}}{2} + 3\Delta \quad (1)$$

Однією з вимог до пасової передачі напівперехресного типу є те, щоб край набігаючої вітки пасу знаходився у площині, яка дотикається до ведучого та веденого шківів. Тоді центр симетрії підбирача буде на відстані L_2 від краю колії трактора:

$$L_2 = L_1 - \frac{d_n}{2} - \delta + \frac{b_{п1}}{2}, \quad (2)$$

де d_n – діаметр ведучого шківів підбирально-повертального апарата (рис. 3); δ – товщина напівперехресного пасу ($\delta=8\text{...}12$ мм) [2]; $b_{п1}$ – ширина напівперехресного пасу ($b_{п1}=80\text{...}120$ мм) [2].

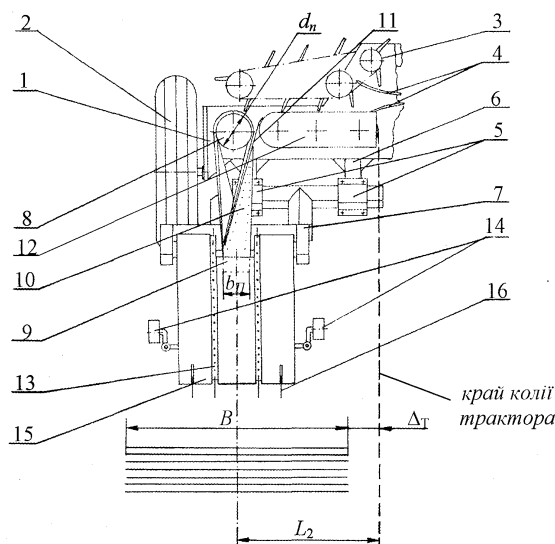


Рис. 3. Схема розробленого підбирально-повертального апарата:
 1 – картер льонокомбайна; 2 – польове колесо; 3 – поперечний транспортер; 4 – направляючі прутки; 5 – роз’ємне кріплення; 6 – кронштейн; 7 – рама підбирально-повертального апарата; 8 – ведучий шківів; 9 – ведений шківів; 10 – транспортувальний пас; 11 – підтримуючі прутки; 12 – щиток-направляюча; 13 – ланцюгово-пальцевий транспортер; 14 – опорні колеса; 15 – щитки; 16 – барабанні механізми підбору

Після підстановки складових у формули (1) і (2) отримаємо, що:

$$L_2 = \frac{7d_{op}}{2} + 3\Delta - \frac{d_n}{2} - \delta + \frac{b_{п1}}{2}. \quad (3)$$

Враховуючи умови, що під час підбору стрічок центр симетрії підбирача повинен співпадати з центром симетрії стеблової стрічки, одержуємо, що запропонована конструкція підбирально-повертального апарата дозволяє підбирати стрічку льону шириною:

$$B \leq 2L_2 - \Delta_T, \quad (4)$$

де Δ_T – мінімально допустима відстань від колії трактора до стрічки льону ($\Delta_T = 50$ мм).

Враховуючи формули (3 і 4), ширина стрічки B буде мати величину до 1,1 м. У деяких випадках, дуже рідко, можна побачити високий льон в якого ширина розстеленої на льонищі стрічки може доходити до 1,4 м. В таких випадках рекомендується зміщувати точку кріплення сніці комбайна відносно центру симетрії трактора на $\chi = \frac{B_2 - B_1}{2}$ м вправо, де χ – зміщення сніці комбайна,

B_1 і B_2 – ширина стрічки.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ.

Отже використовуючи попередні дослідження і приведене можемо узгодити роботу змінних брального і підбирально-повертального апаратів і основної частини машини для збирання льону та обґрунтувати їх основні параметри.

ВИСНОВКИ.

За висновками [4, 6, 7] робоча швидкість машини під час брання стебел становить 2,01 – 2,58 м/с, а швидкість брального паса $v_6 = 2,8$ м/с. А за рекомендаціями [5] робоча швидкість машини під час підбирання стеблової стрічки становить 1,18...2,01 м/с і швидкість підбирального транспортера $v_n = 3,5$ м/с. Виходячи з цього, підбираємо необхідні діаметри ведучих шківів та кутову швидкість їх обертання. Знаючи стандартну кутову швидкість обертання ВВП трактора $\omega_{ВВП} = 57,1 \text{ с}^{-1}$ та передаточне число ланцюгової передачі $u = 0,68$ підберемо кутову швидкість обертання ведучих шківів брального і підбирально-повертального апаратів $\omega = \omega_{ВВП} u = 57,1 \cdot 0,68 = 38,8 \text{ с}^{-1}$. Тоді радіус ведучих шківів брального апарата $R_6 = \frac{v_6}{\omega} = \frac{2,8}{38,8} = 0,0725 \text{ м}$. Швидкість повертального паса повинна

бути рівною або трохи більшою за швидкість підбирального транспортера, щоб не було накопичення стебел. Тому радіус ведучого шківів приводу підбирально-повертального апарата, за тієї ж кутової швидкості обертання шківів, що і шківів приводу брального апарата, буде $R_n = \frac{v_n}{\omega} = \frac{3,5}{38,8} = 0,09 \text{ м}$.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Дацюк Л.М. Конструктивні особливості машини для двофазного збирання льону // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Випуск 5. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1999. – С. 81–84.
2. Льноуборочные машины / Г.А. Хайлис, Н.Н. Быков, В.Н. Бухаркин и др. – М.: Машиностроение, 1985.– 232 с.
3. Дацюк Л.М. Обґрунтування параметрів змінних брального і підбирально-повертального апаратів льонозбиральної машини: Дис... канд. техн. наук: 05.05.11. – Луцьк, 2005. – 157 с.
4. Юхимчук С.Ф. Розрахунок енергії при механізованому бранні стебел льону // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Випуск 3. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1997.
5. Цикалюк Ю.О. Про вплив характеру руху льонопідбирача на якість підйому стрічки // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. Випуск 5. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1999. – С. 318–321.
6. Юхимчук С.Ф. Обґрунтування параметрів і дослідження роботи льонобральних апаратів з поперечними рівчаками: Дис. ...канд. техн. наук: 05.20.01. – Луцьк: ЛДТУ, 1998. – 166 с.
7. Юхимчук С.Ф., Дацюк Л.М. Енергетична оцінка льонозбиральної машини // Вісник ХДТУ сільського господарства. – Випуск 24. – Харків, 2004. – С. 7–10.

REFERENCES

1. Datsiuk L.M. (1999). Constructive features of a machine for two-phase flax harvesting // Agricultural machines: Zb. sciences Art, 5, 81-84.
2. Flax harvesting machines / G.A. Heylis, N.N. Bykov, V.N. Bukharkin and others - M.: Mechanical Engineering, 232.

3. Datsiuk I.M. (2005). Substantiation of parameters of variables of the shaving and pick-up and turning machines of the flail-cutting machine: Diss ... Candidate. tech Sciences: 05.05.11, 157.
4. Yukhimchuk S.F. (1997). Calculation of energy at mechanized foul stems of flax, 3.
5. Tsikalyuk Y.O. (1999). On the influence of the nature of the movement of the flask on the quality of the lifting tape / Agricultural machines: Coll. sciences Art., 5, 318-321.
6. Yukhimchuk S.F. (1998). Substantiation of parameters and study of the operation of lenobar machines with transverse rams: Dis. ... Cand. tech. Sciences: 05.20.01, 166.
7. Yukhimchuk S.F., Datsyuk L.M. (2004). Energy evaluation of the flax harvester // Bulletin of the HTSTU of Agriculture, 24, 7-10.

L. Datsiuk, S. Yuhymchuk, M. Vrzheshch, V. Say. Justification of parameters of a universal flax harvester.

The article justifies the design parameters by coordinating the work of variables and permanent mechanisms of universal flax harvesting machines. Schemes of variable mechanisms are constructed and their main parameters are justified. The use of a universal flax harvester, which can perform separate operations at different times and may have interchangeable apparatus, eliminates the risks of flax harvesting. Thanks to this, both combines and separators can be applied, which will increase the efficiency of the harvesting operations. In this regard, it is advisable to carry out research and development work to create a cheap and easy-to-use flax harvester with interchangeable machines.

The thesis is devoted to theoretical and experimental research and studies of removable nodes of flax-harvesting machine-pulling and picker-turning devices to ensure versatility of flax-harvesting machine, and its use for combining and separate harvesting.

For solution of the raised problems particularities of two ways of harvesting flax have been analysed, scheme of flax-harvesting machine with removable devices is offered. Belts transmissions of removable devices were investigated. Distribution of pressures in transverse creeks of pulling device when working was determined. Transition of stalks from transporting channel to the channel of transverse transporter of flax-harvesting machine was investigated. Work and location of scrapers of pulleys and rollers, was studied. Consumed power of flax-harvesting machine when working was determined. Tests on comparison of combine and separate technologies of flax harvesting were conducted. Field tests of universal flax-harvesting machine equipped with the developed pulling device transporter and the same machine with picker-turning device were conducted and economical effectiveness of machine was determined.

Keywords: universal flax-harvesting machine, flax, pulling device, picker-turning device, pulley, roller, belt.

ДАЦЮК Леонід Миколайович, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Галузевого машинобудування та лісового господарства», Луцький НТУ, e-mail: Leon540@i.ua, <http://orcid.org/0000-0001-8166-0542>

ЮХИМЧУК Сергій Федорович, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Аграрної інженерії», Луцький НТУ, e-mail: sergei-71@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0001-8167-1712>

ВРЖЕЩ Микола Вікторович, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Галузевого машинобудування та лісового господарства», Луцький НТУ, e-mail: m.vrzheshch1612@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-3272-2705>

САЙ Володимир Анатолійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Технологій і обладнання переробних виробництв» Луцький НТУ, e-mail: wolodia-say@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0002-6187-6175>

Leonid DATSIUK, candidate of technical sciences, docent of the department "Sectoral engineering and forestry", Lutsk NTU, e-mail: Leon540@i.ua, <http://orcid.org/0000-0001-8166-0542>

Sergey YUHYMCHUK, candidate of technical sciences, docent of the department "Agrarian engineering", Lutsk NTU, e-mail: sergei-71@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0001-8167-1712>

Mykola VRZHESHCH, candidate of technical sciences, docent of the department "Sectoral engineering and forestry", Lutsk NTU, e-mail: m.vrzheshch1612@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-3272-2705>

Volodymir SAY, candidate of technical sciences, docent of the department "Technologies and equipment of processing industries" Lutsk NTU, e-mail: wolodia-say@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0002-6187-6175>

Кірічок О.Г., Антонюк В.П., Шевченко О.В.

Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне

РОЛЬ І ЗНАЧЕННЯ МІЖНАРОДНИХ АВТОМОБІЛЬНИХ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ У РОЗВИТКУ ЕКОНОМІКИ КРАЇНИ

В статті проведений критичний аналіз організації міжнародних автомобільних пасажирських перевезень, досліджено систему міжнародних пасажирських перевезень, запропоновано шляхи вдосконалення і покращання транспортного обслуговування населення на міжнародних автобусних маршрутах.

Ключові слова: міжнародні перевезення, пасажирський транспорт, автобус, економіка країни, автобусне сполучення.

ВСТУП

Аналіз пасажирських маршрутних систем міжнародного сполучення свідчить про те, що ефективне функціонування транспорту в сучасних умовах визначає не тільки економічний розвиток країни, але й задоволення нагальних потреб мільйонів людей і сприяє розвитку міжнародного співробітництва та зв'язків [1].

В організації системи міжнародних автобусних маршрутів накопичено певний досвід і порівняно з іншими видами транспорту мають місце давні традиції. Супроводження пасажирів міжнародних автобусів кваліфікованими стюардами та гідями дозволяє спростити процедуру митного та прикордонного контролю.

Таким чином, вирішення нагальних проблем автомобільного транспорту безпосередньо впливає на міжнародні перевезення пасажирів. Розвиток міжнародного туризму, ділових, культурних, спортивних, науково-технічних та інших видів міжнародних зв'язків, кількісне і якісне збільшення транспортних засобів, удосконалення шляхів сполучення і організації перевезень сприяють зростанню їх обсягів.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ І ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Проблеми організації та управління процесом перевезень, в тому числі автомобільних пасажирських, розглянуті в роботах С. П. Артемьева, О. С. Смирнова [2], В. А. Гудкова, Л. Б. Миротина, А. В. Вельможина [3], О. А. Дмитриєва [4], В. К. Доля [5] та інших вчених.

Автомобільний пасажирський транспорт є складовою частиною єдиної транспортної системи країни. Її успішне функціонування здебільшого залежить від координації роботи з іншими видами транспорту.

Для сучасної України значення автомобільного пасажирського транспорту неоціненне, оскільки саме він з'єднує різні регіони у єдину країну, а Україну – з іншими країнами Європи та іншими частинами світу. В цьому сенсі транспорт є одним з визначальних державноутворюючих факторів і входження України в Європейський простір.

Тому аналіз транспортних процесів в контексті європейської інтеграції України є актуальним і потребує глибокого і всебічного дослідження.

ЦІЛЬ І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

Сучасний етап розвитку економіки України пов'язаний з переходом до ринкових відносин, характеризується підвищенням соціальних, організаційних, екологічних та технологічних вимог щодо функціонування і розвитку транспортного комплексу. Схильність до співробітництва в різних галузях суспільного виробництва і соціальній сфері викликає необхідність удосконалення міжнародних пасажирських перевезень та зміцнення позицій вітчизняного перевізника на транспортних ринках. Економічна криза на транспорті, як і в інших галузях, у значній мірі є наслідком намагання створити у стислі терміни самостійну національну маршрутну систему, на теренах якої значна кількість транспортних підприємств і перевізників сьогодні не в змозі ефективно функціонувати, що перешкоджає формуванню спільного ринкового простору.

У сучасному світовому поділі виробництва відсутні приклади навіть серед розвинених держав, щоб транспортні системи були відокремлені і не базувались на інтеграційних принципах. Ігнорування цього факту, недостатність законодавчої, нормативно-правової, технологічної та інформаційної бази міжнародних перевезень призводить до того, що Україна, яка знаходиться на перехресті головних транспортних напрямків Євразійського континенту, що мають тисячолітню історію, не повністю

реалізує ці переваги в розвитку національної транспортної системи та мережі міжнародних транспортних коридорів.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Роль міжнародного автобусного транспорту серед інших видів транспорту в історичному контексті суттєво змінювалась. Це пояснюється тим, що даний вид транспорту відноситься до популярних і недорогих видів сполучення. Проте до середини 60-х років він не користувався великою популярністю з причини обмеженості супутнього сервісу та комфортності поїздки. Але вже починаючи з 1966 р., міжнародний автобусний транспорт отримує поштовх до розвитку: збільшується довжина регулярних маршрутів, які проходять по території 2-3 країн. Таким чином, поступово складається стабільний ринок міжнародних транспортних послуг з перевезення пасажирів, який поряд з розширенням системи міжнародних маршрутів характеризується облаштуванням їх сучасними автостанційними терміналами, розширенням кола надання супутніх послуг.

Відомо, що в другій половині 70-х років міжнародні автобусні перевезення зазнали суттєвого спаду, який був викликаний наслідками енергетичної кризи. Однак вже на початку 80-х років міжнародний автобусний транспорт набуває популярності серед населення розвинених країн, особливо Європи та Америки. Це пояснюється, перш за все, тим, що виробництво міжнародних автобусів наближається по комфортності до залізничних вагонів, легкових автомобілів і літаків, а за окремими показниками їх перевершує, а саме: автобуси обладнуються зручними кріслами з відкидними сидіннями, кондиціонерами, радіоприймачами, барами, телевізорами, громадськими вбиральнями, засобами телекомунікаційних технологій тощо. Разом з тим, конструкція сучасних міжнародних автобусів за бажанням пасажирів дозволяє здійснити їх переобладнання для тривалого відпочинку. Місткість автобусів, як правило, коливається в межах від 40 до 70 пасажирів, а тому такі автобуси обладнуються потужними економічними двигунами і характеризуються високими швидкостями пересування, що значно підвищує конкурентоспроможність автомобільного транспорту порівняно з іншими видами. Це дозволяє органічно поєднувати швидкість доставки пасажирів до місця призначення з супутньою можливістю для пасажирів з салону оглядати пам'ятки і місцевість, по якій вони проїжджають.

В організації системи міжнародних автобусних маршрутів накопичено певний досвід і порівняно з іншими видами транспорту мають місце давні традиції. Наприклад, траса автобусного маршруту може бути прокладена через невеликі міста, що робить його доступним та зручним для сімейних пасажирів і людей похилого віку. Супроводження пасажирів міжнародних автобусів кваліфікованими стюардами та гідами дозволяє спростити процедуру митного та прикордонного контролю.

Міжнародним автобусним сполученням пов'язано багато міст у країнах Західної Європи та Америки. За даними 2018 р. діяло 350 міжнародних регулярних автобусних маршрутів довжиною від 300 до 5000 км.

У Західній Європі існує два основних офіційних розклади міжнародних автобусних маршрутів: *Autobus* і *Euorabus*. *Euorabus* являє собою зведення розкладів туристичних автомобільних підрозділів управлінь залізниць 14 західноєвропейських країн. Мережа маршрутів союзу близько 80 тис. км.

Autobus був зведеним розкладом руху автобусів європейських соціалістичних країн і видавався спільно Болгарією, Угорщиною, Польщею, Румунією, СРСР і Чехословаччиною. Крім *Euorabus*, у Західній Європі існують регулярні автобусні маршрути, які експлуатуються незалежно. В табл. 1 наведено основні регулярні маршрути у країнах Західної Європи.

Конкуренція з боку залізничних і авіаційних регулярних пасажирських ліній, а також легкового транспорту і туристичного бізнесу змушують західноєвропейських учасників союзу *Euorabus* пристосовуватись до швидкоплинних обставин. В умовах такої конкуренції перевагою регулярних автобусних маршрутів *Euorabus* є не тільки швидке і комфортне перевезення пасажирів, але й можливість здійснення поїздки з пізнавальною метою: пасажирів обслуговують кваліфікованими гідами, які володіють як мінімум двома іноземними мовами, в той час, як на експресних маршрутах перевага надається тільки перевезенням без урахування супутнього обслуговування.

Таблиця 1 – Основні регулярні маршрути у країнах Західної Європи

Найменування маршрутів	Довжина маршрутів, км	Тривалість поїздки в одному напрямку, год.	Швидкість сполучення, км/год.
Амстердам – Остенде – Лондон	559	13	43
Амстердам – Бон – Франкфурт-на-Майні	506	12	42,2
Брюссель – Париж	325	5	65
Антверпен – Брюссель – Барселона	1355	56	24,2
Антверпен – Брюссель – Мюнхен	1247	36	34,6
Лондон – Остенде – Познань – Варшава	1500	48	31,2
Мюнхен – Венеція	470	12	34,2
Лондон – Мюнхен – Зальцбург – Белград – Софія – Афіни	2300	96	24
Мюнхен – Відень – Будапешт – Белград – Софія – Стамбул	2000	60	33,3
Антверпен – Мілан – Катовіце	1415	36	39,3

Вищенаведені тенденції розвитку міжнародного автомобільного транспорту мають місце при здійсненні міжнародних перевезень в Україні. Аналіз пасажирських маршрутних систем міжнародного сполучення показує, що ефективне функціонування транспорту в сучасних умовах визначає не тільки економічний розвиток країни, але й задоволення нагальних потреб мільйонів людей і сприяє розвитку міжнародного співробітництва та зв'язків [6].

Розподіл перевезень за видами транспорту в Україні свідчить, що на автомобільний транспорт припадає понад 85% обсягів пасажирських перевезень. В Україні кількість маршрутів за останні 10 років зросла більше ніж у 10 разів, а обсяги перевезень пасажирів збільшилися з 0,5 млн до 6,0 млн пас. на рік. Маршрутна система регулярного автобусного сполучення у 2018 р. складалася з 190 маршрутів і забезпечувала сталий зв'язок з 15 країнами Європи, не враховуючи країн СНД. Це такі країни, як Польща, Словаччина, Румунія, Угорщина, Чехія, Болгарія, Німеччина, Австрія, Туреччина, Великобританія, Латвія, Естонія, Греція, Франція тощо. Найбільш розвинена маршрутна система створена з Республікою Польща, Словаччиною, Угорщиною, Румунією, Чехією та Німеччиною. У 2018 р. на регулярних автобусних маршрутах виконувалось 384 рейси. Наприклад, між Україною і Польщею щоденно 20 українськими та 26 іноземними перевізниками здійснюється 138 рейсів на 67 автобусних маршрутах.

Розглянемо розподіл попиту на перевезення за регіонами. Пріоритетними залишилися зв'язки України з Російською Федерацією та країнами СНД (28,2%). Друге місце за інтенсивністю займають країни Європи і Близького Сходу, відповідно 22,1%. Це пояснюється скрутним економічним станом населення, становленням ринкових відносин, що призвело до появи шоп-туризму. Але, як показують прогнози розрахунки, в найближчі 10 років важливим напрямком у розвитку пасажирських перевезень буде Центральна Європа, адже сьогодні обсяг перевезень у цьому регіоні досягає 14%.

Особливе занепокоєння транспортників викликає забезпечення перевезень транспортними засобами. У найближчому майбутньому українські перевізники, в основному, будуть використовувати автобуси іноземного виробництва у зв'язку з тим, що Україна поки що знижує випуск транспортних засобів, а міжнародний автобус існує тільки у варіанті експериментального зразка, який створений на Львівському автобусному заводі.

Законодавство про державне регулювання міжнародних перевезень автомобільним транспортом складається із Закону України «Про державне регулювання міжнародних перевезень пасажирів та вантажів автомобільним транспортом», «Про транспорт», «Про дорожній рух», «Про автомобільний транспорт» та інших нормативно-правових актів. Основними завданнями законодавства з питань міжнародних перевезень пасажирів та вантажів автомобільним транспортом є:

- визначення основних правових та організаційних основ державного регулювання у сфері міжнародних перевезень пасажирів та вантажів автомобільним транспортом;
- установлення вимог до перевізників, водіїв та автотранспортних засобів щодо забезпечення безпеки перевезень та екологічної безпеки;

– визначення системи державного контролю, прав, обов'язків та відповідальності державних органів виконавчої влади та перевізників за порушення встановленого законодавством України порядку.

Відповідно до Закону України «Про транспорт» державне управління в галузі транспорту здійснюють центральний орган виконавчої влади, що забезпечує формування та реалізує державну політику у сфері транспорту, дорожнього господарства, туризму та інфраструктури, місцеві ради та інші уповноважені на те органи відповідно до їх компетенції [7].

Закон України «Про дорожній рух» регулює суспільні відносини у сфері дорожнього руху та його безпеки, визначає права, обов'язки і відповідальність суб'єктів - учасників дорожнього руху, міністерств, інших центральних органів виконавчої влади, об'єднань, підприємств, установ і організацій незалежно від форм власності та господарювання [8].

Згідно з Законом України «Про автомобільний транспорт» організацію міжнародних перевезень пасажирів здійснюють перевізники відповідно до міжнародних договорів України з питань міжнародних автомобільних перевезень і які мають досвід роботи на внутрішніх перевезеннях на договірних умовах не менше, ніж три роки [9].

При виконанні міжнародних перевезень пасажирів резиденти України повинні мати:

- дозволу іноземних країн, по території яких буде здійснюватися перевезення;
- ліцензійну картку на транспортний засіб;
- свідоцтво про реєстрацію транспортного засобу;
- сертифікат відповідності щодо безпеки руху, екологічної безпеки та енергозбереження вимогам країн, по території яких буде здійснюватися перевезення;
- список пасажирів (при нерегулярних та маятникових перевезеннях);
- білетно-облікову документацію;
- схему маршруту;
- сертифікат відповідності транспортного засобу вимогам законодавства України щодо безпеки руху, екологічної безпеки та енергозбереження.

Міжнародне співробітництво у сфері міжнародних перевезень пасажирів забезпечує центральний орган виконавчої влади з питань автомобільного транспорту, який у межах повноважень:

- організовує контроль за виконанням міжнародних договорів України з питань міжнародних перевезень пасажирів і вантажів;
- розробляє пропозиції щодо розвитку міжнародного співробітництва у сфері міжнародних перевезень пасажирів і вантажів;
- бере участь у проведенні заходів щодо укладання міжнародних договорів з питань міжнародних перевезень пасажирів;
- бере участь у роботі міжнародних організацій автомобільного транспорту;
- забезпечує видачу дозвільних документів на міжнародні перевезення пасажирів.

Види дозвільних документів та порядок їх розподілу, видачі та використання українськими перевізниками при перевезенні по території іноземних країн визначаються центральним органом виконавчої влади з питань автомобільного транспорту з урахуванням вимог законодавства України та законодавства країни, по території якої буде здійснюватися перевезення.

Порядок оформлення і видачі дозволів на поїздку по територіях іноземних держав при виконанні перевезень пасажирів автомобільним транспортом у міжнародному сполученні, їх обліку та обміну визначає центральний орган виконавчої влади з питань автомобільного транспорту.

Дозвільні документи Європейської Конференції Міністрів Транспорту розподіляють на конкурсних засадах з урахуванням рівня безпеки руху й екологічної безпеки транспортних засобів, запроваджених у європейських країнах, ефективності їх використання.

Порядок проведення конкурсу та видачі дозвільних документів Європейської Конференції Міністрів Транспорту визначає центральний орган виконавчої влади з питань автомобільного транспорту.

Міжнародні перевезення пасажирів мають здійснюватись з дотриманням режимів праці відпочинку водіїв згідно з Європейською угодою в частині роботи екіпажів транспортних засобів (ЄУТР) (укладена в Женеві 1 липня 1970 поправками, що діють з 24.04.1992 р. та протоколом про підпис).

Для здійснення перевезень на міжнародному маршруті повинне забезпечуватись:

- кількість водіїв відповідно до ЄУТР;
- належність перевізнику безпосередньо одного і більше автобусів, які використовуються для транспортних послуг на кожному маршруті міжнародних регулярних чи спеціальних регулярних перевезень також для нерегулярних чи маятникових перевезень;

- наявність одного резервного автобуса для надання транспортних послуг на кожному маршруті міжнародних регулярних чи спеціальних регулярних перевезень.

Формування маршрутів міжнародних регулярних перевезень має відповідати вимогам щодо:

- задоволення попиту населення в міжнародних перевезеннях;
- визначення початкових і кінцевих пунктів в обласних центрах та великих промислових містах;

- паритетного виконання перевезень українськими та іноземними перевізниками;
- організації відправлень автобусів з автостанцій за годинами доби та днями тижня, виходячи з розподілу попиту на перевезення та умов перетину державного кордону;

- врахування інтересів перевізників, що працюють на маршрутах.

Організація міжнародних регулярних перевезень здійснюється в кілька етапів. На першому етапі відбувається розгляд заяв про відкриття маршруту; для цього перевізник подає до Міністерства інфраструктури України такі документи:

- заява про намір відкриття маршруту;
- проект схеми міжнародного маршруту;
- проект розкладу руху;
- проект графіка роботи та відпочинку водіїв;
- проект тарифів на перевезення;
- список автобусів, що будуть використовуватись, у т.ч. резервних;
- підтвердження відповідності автобуса умовам перевезень (на кожний автобус за списком);
- довідка перевізника про наявність досвіду у перевізника щодо здійснення внутрішніх перевезень пасажирів протягом двох і більше років або міжнародних нерегулярних чи маятникових перевезень пасажирів одного і більше років;
- копії свідоцтв про проходження водіями спеціальних курсів міжнародних перевезень;
- копія ліцензії на право надання послуг з міжнародних перевезень пасажирів автомобільним транспортом та ліцензійних карток на кожний автобус за списком;
- рекомендація громадської організації транспортного профілю (подається за бажанням перевізника).

Міністерство інфраструктури України може запросити іншу інформацію, не заборонену чинним законодавством, що стосується перевізника чи маршруту, що відкривається.

Заява про намір відкриття маршруту відхиляється у разі:

- якщо вона містить недостовірні дані або матеріали не в повному обсязі;
- відмови у видачі дозволу на здійснення міжнародних перевезень пасажирів компетентним іноземної держави;
- збігу схеми маршруту з діючим, на якому задовольняється попит на перевезення;
- коли час відправлення з початкової автостанції маршрутів, що збігаються за шляхом руху автобусів напрямку, відрізняється менше, ніж на 2 години;
- відсутності у перевізника резервних автобусів;
- порушення принципу паритетного виконання перевезень;
- порушення вимог до організації міжнародних перевезень;
- порушення вимоги використання переліку доріг, по яких прокладені міжміські, міжобласні маршрути перевезення пасажирів;
- порушення перевізником законодавства про автомобільний транспорт протягом останнього року.

Міністерство інфраструктури України повідомляє перевізника про прийняте рішення в письмовій формі. У разі надання перевізнику права на підготовку документів на відкриття маршруту Міністерство інфраструктури України забезпечує інформування територіальних органів влади або уповноважених ними організацій про маршрут, що має відкриватись, та розклад руху автобусів, надає методичну допомогу перевізнику в підготовці необхідних документів. Таким чином, після дозволу про відкриття маршруту перевізник зобов'язаний:

- узгодити з територіальними органами влади та іноземним пасажирським перевізником розклад руху міжнародного маршруту;

- скласти паспорт маршруту. Для цього рекомендується використання програмного забезпечення для засобів обчислювальної техніки, розробленого ДП «Державтотранс НДІ проект»;
- укласти угоди про спільну діяльність з іноземним перевізником та автостанціями;
- подати до Міністерства інфраструктури України договори про спільну діяльність з автостанціями, іноземним пасажирським перевізником.

В свою чергу, Міністерство інфраструктури України:

- приймає рішення щодо відкриття маршруту;
- затверджує паспорт маршруту;
- надсилає компетентному органу іноземної держави, де міститься кінцевий пункт маршруту, відповідно до вимог міжнародної угоди про автомобільні перевезення заяву про відкриття міжнародного маршруту з проханням про одержання від неї відповідного дозволу на здійснення міжнародних перевезень пасажирів територією іноземної держави;
- у разі отримання такого дозволу надсилає компетентним органам іноземних держав, територією яких мають здійснюватись перевезення, відповідно до вимог міжнародних угод про автомобільні перевезення, заяви про одержання від них відповідних дозволів на здійснення транзитних перевезень пасажирів територією цих іноземних держав;
- передає компетентним органам іноземних держав дозволи на здійснення міжнародних перевезень пасажирів іноземними пасажирськими перевізниками територією України;
- узгоджує з Адміністрацією Держприкордонслужби, Держмитслужбою та МВС час і пункт перетину державного кордону та затверджує графік перетину державного кордону при здійсненні міжнародних регулярних перевезень;
- укладає договори про виконання міжнародних регулярних перевезень з українськими перевізниками;
- видає дозволи українським перевізникам на виконання міжнародних перевезень територією України та іноземних держав;
- інформує обласні автотранспортні управління про початок руху автобусів на маршруті.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Результати досліджень, викладені у статті, були обговорені і схвалені на засіданні кафедри транспортних технологій і технічного сервісу Національного університету водного господарства та природокористування та рекомендовані до опублікування у спеціалізованому науковому журналі (протокол № 1 від 03.09.2019 р.).

ВИСНОВКИ

Аналіз пасажирських маршрутних систем міжнародного сполучення свідчить про те, що ефективне функціонування транспорту в сучасних умовах визначає не тільки економічний розвиток країни, але й задоволення нагальних потреб мільйонів людей і сприяє розвитку міжнародного співробітництва та зв'язків.

В організації системи міжнародних автобусних маршрутів накопичено певний досвід і порівняно з іншими видами транспорту мають місце давні традиції. Супроводження пасажирів міжнародних автобусів кваліфікованими стюардами та гідями дозволяє спростити процедуру митного та прикордонного контролю.

Міжнародним автобусним сполученням пов'язано багато міст у країнах Західної Європи та Америки. У Західній Європі існує два основних офіційних розклади міжнародних автобусних маршрутів: *Autobus* і *Euroabus*.

Результати статті можуть бути впроваджені у роботу міжнародних пасажирських автобусних маршрутів *Autobus* і *Euroabus*, а також державного регулятора Міністерства інфраструктури України.

Таким чином, вирішення нагальних проблем автомобільного транспорту безпосередньо впливає на міжнародні перевезення пасажирів. Розвиток міжнародного туризму, ділових, культурних, спортивних, науково-технічних та інших видів міжнародних зв'язків, кількісне і якісне збільшення транспортних засобів, удосконалення шляхів сполучення і організації перевезень сприяють зростанню їх обсягів.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Кірічок О. Г. Транспортна система України: напрями її інтеграції в транспортні структури Європи / О. Г. Кірічок // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – Рівне, 2013. – № 3 (63), с. 181-188.
2. Артемьев, С. П. Развитие и организация международных автомобильных перевозок /С. П. Артемьев, О. С. Смирнов. – М. : Транспорт, 1984, 222 с.
3. Гудков В. А. Пассажи́рские автомобильные перевозки / В. А. Гудков, Л. Б. Миротин, А. В. Вельможин. – М. : Горячая линия – Телеком, 2006, 448 с.
4. Дмитриев О. А. Междугородные перевозки / О. А. Дмитриев. – М. : Транспорт, 1982. – 216 с.
5. Доля, В. К. Пасажи́рські перевезення : підручник / В. К. Доля. – Харків : Видавництво «Форт», 2011, 504 с.
6. Артемьев С. П. Развитие и организация международных автомобильных перевозок / С. П. Артемьев, О. С. Смирнов. – М. : Транспорт, 1984, 222 с.
7. Про транспорт: Закон України, 10 листопада 1994 року // Голос України. – 1995, 11 січня, № 5.
8. Про дорожній рух: Закон України, 30 червня 1993 року // Відомості Верховної Ради України, 1993. – № 31. – С. 338.
9. Про автомобільний транспорт: Закон України, 21 листопада 2002 року // Голос України. – 2006.

REFERENCES

1. Kirichok O.G. (2013) Transportna systema Ukrainy: napriamy yii intehratsii v transportni struktury yevropy (Transport system of Ukraine: trends of integration in transport structure in Europe) Visnyk natsionalnoho universytetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannia, № 3 (63), 181-188.
2. Artemiev S.P., Smirnov O.S. Razvitiye i organizatsiya mezhdunarodnykh avtomobilnykh perezovok [Development and organization of international road transport]. Moscow, Transport Publ., 1984. 222 p.
3. Gudkov V.A., Mirotin L.B., Velmozhyn A.V. (2006) Passazhirskiye avtomobilnyye perezovki (Passenger road transport). M.: Hotline – Telecom Publ., 2006. 448.
4. Dmitriev O.A. (1982) Mezhdugorodnyye perezovki (Intercity transportation). M.: Transport Publ. 216.
5. Dolia V.K. (2011) Pasazhyrski perevezennia (Passenger transportation). Kharkov: Fort Publ., 2011. 504 p.
6. Artemyev S.P., Smirnov O.S. (1984) Razvitiye i organizatsiya mezhdunarodnykh avtomobilnykh perezovok (Development and organization of international road transport). M.: Transport Publ. 222 p.
7. Pro transport: zakon Ukrainy (On transport: Ukrainian law), November 10, 1994 // Voice of Ukraine Publ., 1995, January 11, number 5.
8. Pro dorozhnii rukh: zakon Ukrainy (Traffic: Ukrainian law), June 30, 1993 // Supreme Council of Ukraine Publ., 1993, number 31, 338.
9. Pro avtomobilnyi transport: zakon Ukrainy (On Road Transport: Ukrainian), November 21, 2002 // Voice of Ukraine Publ., 2006.

O. Kirichok, V. Antonyuk, O. Shevchenko. The role and importance of international automobile passenger transportation in the development of the country's economy.

In the article the critical analysis of the organization of international automobile passenger transportation was conducted, the system of international passenger transportation was investigated, ways of improving and improving the transport services of the population on the international bus routes were proposed.

The object of the research is international automobile passenger transportation.

The purpose of the work is to propose ways to improve the organization of the system of international automobile passenger transportation, to reveal the role of state bodies in ensuring its effective functioning in accordance with the legislation of Ukraine.

Method of research – multifactorial analysis of the conditions of operation of the research object.

The analysis of passenger route systems of international communication shows that effective functioning of transport in modern conditions determines not only economic development of the country, but also meeting the urgent needs of millions of people and contributes to the development of international cooperation and relations.

In the organization of the system of international bus routes accumulated some experience and in comparison with other types of transport have long traditions. Accompanying passengers of international buses by qualified stewards and guides makes it possible to simplify the procedure of customs and border control.

Thus, the solution of urgent problems of motor transport directly affects the international transportation of passengers. The development of international tourism, business, cultural, sports, scientific and technical and other types of international relations, quantitative and qualitative increase of vehicles, improvement of the ways of communication and organization of transportation contribute to the growth of their volumes.

The results of the article can be applied to the work of international passenger bus routes Autobus and Europabus, as well as the state regulator Ministry of Infrastructure of Ukraine.

Foreseeable assumptions about the development of the research object – the search for an optimal system for organizing international passenger transport.

Key words: international transportation, passenger transportation, business, economy of the country, business connection.

КІРІЧОК Олександр Георгійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних технологій і технічного сервісу Національний університет водного господарства та природокористування, email: o.h.kirichok@nuwm.edu.ua, <http://orcid.org/0000-0002-1596-1045>.

АНТОНІЮК Валентина Петрівна, директор, Рівненський автотранспортний коледж Національного університету водного господарства та природокористування, email: ratk@nuwm.edu.ua, <http://orcid.org/0000-0001-5778-2822>.

ШЕВЧЕНКО Оксана Володимирівна, заступник директора, Рівненський автотранспортний коледж Національного університету водного господарства та природокористування, email: ratk@nuwm.edu.ua, <http://orcid.org/0000-0002-0306-0450>.

Oleksandr KIRICHOK, Ph.D., associate professor department of transport technologies and technical services of National University of Water and Environmental Engineering, email: o.h.kirichok@nuwm.edu.ua, <http://orcid.org/0000-0002-1596-1045>.

Valentina ANTONYUK, director, Rivne Motor Vehicle College, National University of Water and Environmental Engineering, email: ratk@nuwm.edu.ua, <http://orcid.org/0000-0001-5778-2822>.

Oksana SHEVCHENKO, head's assistant, Rivne Motor Transport College of National University of Water and Environmental Engineering, email: ratk@nuwm.edu.ua, <http://orcid.org/0000-0002-0306-0450>.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.89>

Кравченко О.П.¹, Кривошапов С.І.², Чуйко С.П.¹
¹ *Державний університет «Житомирська політехніка»*
² *Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

ВДОСКОНАЛЕННЯ АЛГОРИТМУ НОРМУВАННЯ ВИТРАТИ ПАЛИВА МІСЬКИМ АВТОБУСОМ ОБЛАДНАНИМ КОНДИЦІОНЕРОМ

Процеси технічної експлуатації сучасних маршрутних автобусів, обладнаних кондиціонерами, доцільно розглядати як складну динамічну систему, функціонування якої відбувається при дії різних випадкових факторів, які впливають на витрату палива. Це поєднання внутрішніх процесів в салоні автобусу та вплив зовнішніх факторів. Тому на сучасному етапі удосконалення конструкцій міського автобусу існуюча система технічної експлуатації автотransпортних засобів потребує необхідного вдосконалення; необхідне обґрунтування нових підходів до її розвитку та нормування витрати палива. Фактори впливу технічного стану і організації руху є питанням насамперед правильної організації експлуатації. При цьому, питання організації руху (міські умови, період року, кількість працюючих на маршруті автобусів, нульовий пробіг тощо) не є домінуючими, так як їх важко класифікувати окремим числовим значенням і їхній вплив важко регламентувати конкретними коефіцієнтами.

В роботі наведено результати досліджень теплового комфорту в салоні міського автобусу та приведені математичні залежності щодо розрахунку витрати палива при роботі кондиціонера. З аналізу досліджень випливає, що найбільший вплив мають фактори: завантаженість автобусу, кліматичні умови та конструктивні властивості автобусу (теплоізоляція, площа прозорих та не прозорих елементів салону). Запропоновано методику розрахунку нормативних значень витрати палива автобусом МАЗ-206 при роботі на маршруті без ввімкненого і з ввімкненим кондиціонером. Отримано алгоритм додаткової витрати палива при роботі кондиціонера. З розрахунків встановлена базова норма для автобусу МАЗ-206. Ця норма може бути використана для доповнення базового нормативного документу «Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті».

Ключові слова: міський автобус, кондиціонер, мікроклімат, кліматичні умови, витрата палива.

ВСТУП

Практика свідчить, що в умовах міста режими руху маршрутного автобусу суттєво відрізняються від режимів руху звичайного автомобіля. Дієва відмінність в умовах експлуатації спостерігається між маршрутною мережею декількох підприємств і в рамках одного парку [1, 2].

Нормування витрати палива маршрутним міським автобусом може бути основане на точному обліку витрати палива, швидкому реагуванні на умови, які змінюються, на персональному обліку витрат по кожному автобусу чи підприємству.

Зростаюче число нових марок і моделей автомобілів, з кліматичними установками, підвищує витрати палива, тому висувуються нові вимоги до способів визначення норм витрати палива. В зв'язку з викладеним та враховуючи відсутність базової норми витрати палива автобусом МАЗ-206 в нормативному документі [3] а представлені коефіцієнти коригування витрати палива при роботі кондиціонера не в повній мірі враховують умови експлуатації, дане дослідження є актуальним.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Питаннями паливної економічності і нормування витрати палива автомобілями присвячені чисельні роботи вітчизняних та зарубіжних науковців.

У роботі [4] з сукупності конструктивних, експлуатаційно-технічних, дорожніх, сезонно - кліматичних та інших контрольованих факторів виділяють вісім основних, що найбільш істотно впливають на експлуатаційну витрату палива: повна маса автомобіля, базова витрата палива, середньозважений коефіцієнт опору дороги, фактор обтічності повітря, середня швидкість руху, температура навколишнього середовища, висота над рівнем моря, складність маршруту.

Особливості оцінки паливної економічності автомобіля в реальних умовах експлуатації закладені професором Говорущенко М.Я. [5]. Розвиток отримали методики розрахунку витрати палива через різні показники, в тому числі через нерівномірність руху автомобіля по дорозі [6, 7].

Окремими авторами запропонована технологія визначення показника складності маршруту, яка базується на технології розрахунку маршрутних норм витрати палива автобусами міських маршрутів по статистичній інформації і диференційного ресурсу шин [8, 9].

У роботі [10] доведено, що кількість теплоти, яка надходить ззовні у салон автобуса залежить

від площі застклення і колеру непрозорих елементів кузову. Кількість теплоти що надходить і об'єм салону (об'єм охолодженого повітря в салоні) впливають на холодопотужність і потужність двигуна, яку споживає кліматична установка.

На даний час закріплена лише одна технологія нормування витрати палива на автомобільному транспорті. Вона викладена в керівному документі, який регламентує значення норм витрати палива [3]. Цей нормативний документ призначений для підприємств, організацій та установ (юридичних осіб), що діють на території України і експлуатують автомобілі.

Науковцями [11] на базі рівнянь силового та паливного балансів автобусів БАЗ А092 створено розрахункову модель, яка дозволяє дослідити вплив умов експлуатації на процес формування витрат палива міськими автобусами. Також сучасний підхід здійснено науковцями у роботі [12], де представлено розроблений метод застосування класифікації умов експлуатації автомобілів в інформаційних умовах ITS, який дозволяє дистанційно отримувати інформацію про умови експлуатації транспортних засобів в умовах ITS.

МЕТА ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є подальше вдосконалення методики нормування витрати палива міським автобусом, обладнаним кондиціонером; задачею дослідження є розробка алгоритму розрахунку витрати палива при роботі кондиціонера.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Особливе значення для підтримання оптимального температурного режиму в салоні міського маршрутного автобусу у літній період є робота кліматичної установки. Наряду з впливом температури навколишнього повітря на роботу кондиціонера автобусу, а відповідно і на витрати палива, впливає режим руху (складність маршруту), тривалість відкритих дверей для посадки-висадки пасажирів, наявність, кількість і площа світловідбивних, прозорих і не прозорих елементів кузову, пасажиро - присутність у салоні, потужність двигуна, культура водія тощо.

Велику роль в економії палива належить досконалості нормування витрати палива з правильним обліком мінливого різноманіття дорожніх, транспортних, атмосферно-кліматичних умов роботи автомобіля. Відсутність єдиної класифікації умов експлуатації, механізованих методів їх обліку, достатньо досконалих математичних моделей обліку витрати палива, і як наслідок, відсутність науково обґрунтованих методик визначення лінійних (індивідуальних) і групових (питомих) норм витрати палива привели до того, що нормування проводиться досить наближено – з точністю 20 - 40 % [13].

Теплові навантаження, які діють на мікроклімат в салоні автобуса досить складні. Вони складаються з ряду термічних форм і піддаються впливу багатьох факторів: зовнішня температура, інтенсивність сонячного випромінювання, матеріали облицювання і площа облицювання кузову, площа прозорих і не прозорих елементів, кількість пасажирів, швидкість транспортного засобу, географічне розташування тощо [1]. Перераховані фактори здійснюють вплив на тривалість роботи кліматичної установки в якості додаткового навантаження на двигун автобусу. Через це їх необхідно враховувати при розрахунках витрати палива автобусом при сурових умовах експлуатації, тобто в умовах відмінних від стандартних. Як слідство, збільшення часу роботи кондиціонера приводить до збільшення витрати палива.

В загальному вигляді витрата палива міським автобусом, який оснащений кліматичною установкою, можна представити виразом [13]:

$$Q_{k-k} = f(N_e; N_{k-k}), \quad (1)$$

де N_e - потужність двигуна, Вт;

N_{k-k} – споживана потужність кондиціонером, Вт.

Вплив останнього фактору в загальному виді може бути представлено як

$$N_{k-k} = f(V_{ca}; Q_0; t_{nc}; \gamma; S_{np}; t_{nb}; q_{л}); \quad (2)$$

де V_{ca} - об'єм салону автобуса, м³;

Q_0 - холодопотужність кліматичної установки, м³/год;

t_{nc} - ефективна температура зовнішнього повітря, С⁰;

γ - коефіцієнт світловідбиття непрозорих елементів кузову;

$S_{пр}$ – площа прозорих елементів кузову, m^2 ;

$t_{пв}$ - час відкритого стану дверей при посадці-висадці пасажирів, хв;

$Q_{д}$ - кількість теплоти, яку виділяють пасажери в салоні, Вт.

Основними параметрами роботи кліматичної установки автобусу є холодопотужність і потужність, яка залежить від наступних факторів:

- площа прозорих елементів кузову, яка залежить від теплозахисних стекол і їх чистоти;
- об'єм салону автобусу, який змінюється зі змінним пасажиропотоком на маршруті;
- частота відкриття дверей (кількість і тривалість простою на планових технологічних зупинках);
- тривалість роботи двигуна на холостих обертах (у заторах, очікуванні дозволеного сигналу світлофора і т.і.);
- площа світловідбиття непрозорих елементів кузову, які залежать від колеру і характеризує властивість частково поглинати, переломлювати і відбивати надходження променистої енергії.

Зміна даних факторів приводить до зменшення або збільшення потужності надходження холодного повітря і частка потужності ДВЗ, яка потрібна для його роботи. Тому потужність двигуна є одним із факторів, який слід враховувати при нормуванні витрати палива автобусами з увімкненим кондиціонером.

При виконанні транспортної роботи близько 25% всіх витрат АТП доводяться на частку палива [13]. При експлуатації автобуса з кліматичною установкою компресорного типу цей показник ще вищий, так як за рахунок енергії згоряння палива здійснюється не тільки транспортування пасажирів, а й забезпечення відповідного мікроклімату в салоні.

В роботі [13] наведено методику розрахунку експлуатаційної витрати палива, яка враховує конструктивні особливості транспортного засобу, його швидкість та навантаження, режим роботи двигуна, специфіку різноманітних умов експлуатації автомобіля. Для визначення базової норми витрати палива застосовано алгоритм [13], наведений у спрощеному виді, що дозволить знизити трудомісткість розрахунків без істотної втрати точності.

Початкове рівняння для розрахунку базової норми витрати палива, л / 100км:

$$Q = \frac{1}{\eta_i} \cdot [A \cdot i_k + B \cdot i_k^2 \cdot V_a + C \cdot (G_a \cdot \psi + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^2)], \quad (3)$$

де V_a - швидкість автомобіля, км/год.;

A, B, C - постійні коефіцієнти для даної марки автомобіля;

η_i - індикаторний коефіцієнт корисної дії;

i_k - середньозважене передаточне число коробки змінних передач;

ψ - коефіцієнт сумарного дорожнього опору руху автомобіля;

k - фактор обтічності, $H \cdot c^2 / m^2$;

G_a - вага автомобіля, Н.

Коефіцієнти A, B і C залежать від типу двигуна. В нашому випадку для автомобілів з дизельним двигуном визначаються за формулами:

$$A = \frac{381 \cdot V_h \cdot i_0}{H_n \cdot \rho_T \cdot r_k}; \quad B = \frac{11 \cdot V_h \cdot S_n \cdot i_0^2}{H_n \cdot \rho_T \cdot r_k^2}; \quad C = \frac{100}{H_n \cdot \rho_T \cdot \eta_{mp}}, \quad (4)$$

де V_h – робочий об'єм двигуна, л;

i_0 - передаточне число головної передачі;

r_k - динамічний радіус колеса, м;

S_n - хід поршня, м;

H_n - нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;

ρ_T - щільність палива, кг/м³;

η_{mp} - ККД трансмісії.

Значення нижчої теплоти згоряння та щільності палива для дизельного палива прийнято:

$H_n = 43000$ кДж/кг; $\rho_T = 0,825$ кг/м³.

Індикаторний коефіцієнт корисної дії залежить від типу встановленого на автомобілі двигуна.

Для швидкохідних дизельних двигунів $\eta_i = 0,45 \dots 0,52$. Значення η_i для дизельного двигуна визначаємо методом кусочно - лінійної апроксимації за формулами:

$$\eta_i = 0,43 + 0,21 \cdot 10^{-2} \cdot N_1, \quad \text{при } N_1 = 0 \dots 35 \%; \quad (5)$$

$$\eta_i = 0,5, \quad \text{при } N_1 = 35 \dots 55 \%; \quad (6)$$

$$\eta_i = 0,58 - 0,15 \cdot 10^{-2} \cdot N_1, \quad \text{при } N_1 = 55 \dots 100 \%, \quad (7)$$

де N_1 - відсоток використання потужності, %.

Відсоток використаної потужності визначається за формулою:

$$N_1 = \frac{100 \cdot (G_a \cdot \psi \cdot V_a + 0,077 \cdot kF \cdot V_a^3)}{3,6 \cdot 10^3 \cdot N_{\text{emax}} \cdot \eta_{mp}} \%, \quad (8)$$

де N_{emax} - максимальна потужність двигуна автомобіля, кВт.

Середньозважене передаточне число коробки змінних передач залежить від швидкості руху автомобіля, визначається як:

$$i_k = \frac{K_c \cdot V_{\text{max}} \cdot i_{\text{кл}}}{V_a}, \quad (9)$$

де K_c - швидкісний коефіцієнт;

V_{max} - максимальна швидкість автомобіля, км/год.;

$i_{\text{кл}}$ - передаточне число коробки передач, що відповідає вищій передачі.

Швидкісний коефіцієнт визначається через швидкісні характеристики двигуна:

$$K_c = \frac{n_{M_{\text{max}}}}{n_{N_{\text{max}}}}, \quad (10)$$

де $n_{M_{\text{max}}}$ - частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальному крутному моменті, с^{-1} ;

$n_{N_{\text{max}}}$ - частота обертання колінчастого валу двигуна при максимальній потужності, с^{-1} .

Коефіцієнт сумарного дорожнього опору руху автомобіля також залежить від швидкості й визначається за формулою:

$$\psi = \frac{0,01 \cdot V_{\text{max}}}{V_a}. \quad (11)$$

Фактор обтічності визначається:

$$kF = k \cdot \alpha_T \cdot B_a \cdot H_a, \quad (12)$$

де k - коефіцієнт опору повітря, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^4$;

F - лобова площа автомобіля, м^2 ;

α_T - коефіцієнт заповнення лобової площі, для автобусів - 0,97;

B_a - ширина автомобіля, м;

H_a - висота автомобіля, м.

Вага автомобіля визначається:

$$G_a = g \cdot M_a \quad \text{Н}, \quad (13)$$

де M_a - маса автомобіля, кг.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

В подальшому представлено розрахунки базової норми витрати палива для автобуса МАЗ-206. З урахуванням технічних даних, для автобуса МАЗ-206 [14] та стосовно залежностей (3-13), норма

витрати палива від швидкості автобуса визначається:

- для спорядженої маси автобуса:

$$Q = 0,0028 \cdot V_a^2 + \frac{667}{V_a}; \quad (14)$$

- для повної маси автобуса:

$$Q = 0,0028 \cdot V_a^2 + \frac{948}{V_a}. \quad (15)$$

На рисунку 1 наведені графічні залежності витрати палива автобуса МАЗ-206, що побудовано за формулами (14) та (15).

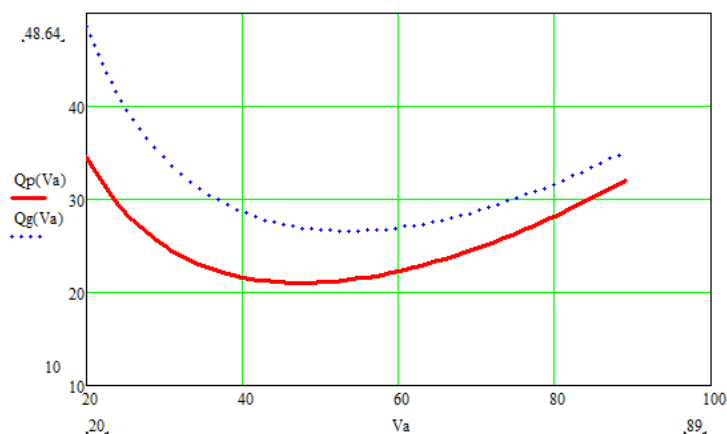


Рисунок 1. – Витрата палива Q (л/100 км) для спорядженого (суцільна лінія) і навантаженого (пунктирна лінія) стану автобуса в залежності від швидкості руху V_a (км/год.)

Експлуатаційна (маршрутна) витрата палива для автобусів може бути розрахована як:

$$Q_a = S \cdot Q \cdot K_t \cdot K_h, \quad (17)$$

де S - пробіг автобуса, км;

K_t і K_h - коефіцієнти коригування витрати палива залежно від атмосферо - кліматичних умов (температури зовнішнього повітря і показники атмосферного тиску).

Визначення поправочних коефіцієнтів K_t і K_h за формулами:

$$K_t = 1 - 0,5 \cdot 10^{-2} \cdot t; \quad K_h = 1 + 0,067 \cdot 10^{-3} \cdot h, \quad (15)$$

де t - температура повітря, °С;

h - висота дороги над рівнем моря, м.

Нормування додаткової витрати палива автобусом при роботі кондиціонера:

$$H_k = \frac{3,6 \cdot N_{об}}{\eta_i \cdot H_n \cdot \rho_m \cdot \eta_c}, \quad (16)$$

де $N_{об}$ - потужність, яка витрачена на роботу кондиціонера, Вт;

η_c - ККД кондиціонера.

Проведеними розрахунками встановлено додаткову витрату палива при роботі кондиціонера 1,16 л /год., або 2,9 л /100 км (при швидкості руху 40 км /год.). Згідно [3] максимальне збільшення витрати палива на роботу становить 10 % від базової норми. Для розрахунку норми витрати палива, яку можливо застосувати по цій методиці, рекомендовано виконувати для повної маси автобуса при

середній технічної швидкості 40 км/год. Норма витрати палива для автобусів з повної масою більш 3,5 т визначається для повністю навантаженого транспортного засобу. З розрахунку відповідно формули (3) встановлено, що для автобуса МАЗ-206 базова норма дорівнює 28,9 л /100 км. Ця норма може бути використана для доповнення даних методики [3].

У нормативах [15] встановлена норма витрати палива для автобуса МАЗ-206067 (дв. ОМ 904LA, 130 kW, КПП ZF 6HP504C) яка становить 28,2 л/100 км. Похибка проведених розрахунків у порівнянні з табличними даними [15] складає 2,5 %, що дозволяє застосовувати визначені норми. Тим паче, що розрахунки проведені для автобуса з більш потужним двигуном.

Таким чином, для автобусів, які обладнанні кондиціонером, нормоване значення витрати палива рекомендується розраховувати згідно виразу:

$$Q_a = 0,01 \cdot N_s \cdot S \cdot (1 + 0,01 \cdot K_{\Sigma}) + N_k \cdot T, \quad (18)$$

де N_s – норма витрати палива, л/100 км;

N_k – норма витрати палива при використанні кондиціонера, л/год.;

K_{Σ} – сумарний коефіцієнт корегування витрати палива від умов експлуатації, %;

T – час роботи автобусу з ввімкненим кондиціонером, год.

Система поправочних коефіцієнтів (сумарна відносна надбавка) до норми розробляється з урахуванням особливостей роботи на конкретному автобусному маршруті.

ВИСНОВКИ

Розрахунок витрати палива міським автобусом, обладнаним кондиціонером, за представленим алгоритмом дозволяє досить точно встановити рівень витрати палива з врахуванням конструкції і умов експлуатації автобусу при роботі без ввімкненого кондиціонера так і при ввімкненому кондиціонері. Визначені фактори теплових навантажень салону міського автобусу, при використанні кондиціонування повітря, дають можливість перегляду діючих нормативних даних додаткової витрати палива за допомогою коригуючих коефіцієнтів.

Подальші дослідження доцільно направляти на визначення практичних рішень в експлуатації міського автобусу по орієнтуванню на паливну економічність з урахуванням визначених алгоритмів норм витрати палива при роботі з кондиціонером.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Fayazbakhsh M., Bahrami M. Comprehensive modeling of vehicle air conditioning loads using heat balance method / M. Fayazbakhsh, M. Bahrami // SAE technical paper, 2013 (2013-01): 1507.
2. Чуйко С. П. Визначення складності автобусного маршруту за умовами експлуатації / С. П. Чуйко // Вісник ЖДТУ. – Житомир: ЖДТУ, 2018. - №2 (82). - С. 160-165.
3. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті. Третя редакція. Доповнена та перероблена. Нормативний документ, затверджений Міністерством інфраструктури України 07.10.2011. – Київ: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2011. – 120 с.
4. Ерохов В. И. Влияние дорожных факторов на выброс вредных веществ и расход топлива автотранспортными средствами / В. И. Ерохин, Е. В. Бондаренко // Вестник ОГУ. – 2005. - №4. - С. 139-151.
5. Говорущенко Н. Я. Системотехника транспорта / Н. Я. Говорущенко, А. Н. Туренко. - Изд. 2-е, перераб. и дополн. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.
6. Говорущенко Н. Я. Методика нормирования расхода топлива и выбросов / Н. Я. Говорущенко, С. И. Кривошапов // Сборник докладов XIV научно-технической конференции с международно участие “Транспорт, экология – устойчиво развитие”. - Варна: ТУ, 2008. – С. 188-194.
7. Токарев А. А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля / А. А. Токарев. - М: Машиностроение, 1982. – 224 с.
8. Козлов Д. А. Определение показателя сложности городского автобусного маршрута / Д. А. Козлов // Вісник ХНАДУ. – 2005. - №1. - С. 47-53.
9. Горбачов П. Ф. Аналіз відстаней між зупинками міського пасажирського транспорту як фактор впливу на розселення населення / П. Ф. Горбачов, С. В. Свичинський // Збірник наукових праць «Автомобільний транспорт». – Харків: ХНАДУ, 2010. - №26. - С. 101-104.
10. Буракова Л. Н. Влияние различных факторов на расход топлива автомобиля в летний период при работе на режиме холостого хода / Л. Н. Буракова, И. А. Анисимова // Материалы международной научно-технической конференции посвященной 50-летию Тюменского индустриального института. – Тюмень: ТюмГНГУ, 2013. - С. 59-64.

11. Литвин В.В. Вплив режимів руху міських автобусів на паливну економічність та екологічну безпеку / В. В. Литвин, І. О. Таран // Науковий журнал «Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті»- Луцький НТУ, 2019-№1(12). -С. 92-97.
12. Волков В. П. Розробка методу застосування класифікації умов експлуатації автомобілів в інформаційних умовах ITS / В. П. Волков, І. В. Грицук, Т. В. Волкова, Ю. В. Грицук, Ю. В. Волков // Науковий журнал «Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті». – Луцьк: ЛНТУ, 2019. - №1(12). - С. 22-28.
13. Кравченко О.П., Чуйко С.П. Вплив експлуатаційних факторів на витрати палива міським автобусом оснащеним установкою «Клімат-контроль» / О. П. Кравченко, С. П. Чуйко // VI Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні тенденції розвитку машинобудування та транспорту», (14-16 листопада 2018 р.). – Кременчук: Кременчуцький НУ ім. Михайла Остроградського, - С. 63-68.
14. Автобусы МАЗ-206 и МАЗ-226. Руководство по эксплуатации 206060-0000020PЭ. – Минск: ОАО «Минский автомобильный завод», 2017. – 137 с.
15. Сборник норм расхода топлива и смазочных, материалов для механических транспортных средств, судов, машин, механизмов и оборудования в Республике Беларусь. В 2-х т. Т. 3. Издание пятнадцатое, переработанное и дополненное. - Мн.: БелНИИТ «Транстехника», 2010. - 300 с.

REFERENCES

1. Fayazbakhsh M., & Bahrami M. (2013) Comprehensive modeling of vehicle air conditioning loads using heat balance method [J]. SAE technical paper, (2013-01): 1507.
2. Chujko S. P. (2018) Vznachennja skladnosti avtobusnogo marshrutu za umovami ekspluatacii // Visnik ZhDTU. – Zhitomir: ZhDTU - №2(82). 160-165.
3. Normi vitrat paliva i mastil'nih materialiv na avtomobil'nomu transporti (2011) Tretja redakcija. Dopovnena ta pereroblana. Normativnij dokument, zatverdzenij Ministerstvom infrastrukturi Ukraïni 07.10.2011. – Kiïv: DP «DerzhavtotransNDIproekt», 120.
4. Erohov V. I. & Bondarenko E.V. (2005) Vlijanie dorozhnyh faktorov na vybros vrednyh veshhestv i rashod topliva avtotransportnymi sredstvami // Vestnik OGU. - №4. 139-151.
5. Govorushhenko N. Ja. & Turenko A. N. (1999) Sistemotekhnika transporta / N.Ja. Govorushhenko,. - Izd. 2-e, pererab. i dopoln. – Har'kov: RIO HGADTU, 468.
6. Govorushhenko N. Ja. & Krivoshepov S. I. (2008) Metodika normirovanija rashoda topliva i vybrosov // Sbornik dokladov XIV nauchno-tehnicheskaja konferencija s mezhdunarodno uchastie "Transport, ekologija – ustojchivo razvitie". - Varna: TU, 188-194.
7. Tokarev A. A. (1982) Toplivnaja jekonomichnost' i tjavovo-skorostnye kachestva avtomobilja - M: Mashinostroenie, 224.
8. Kozlov D. A. (2005) Opređenje pokazatelja slozhnosti gorodskogo avtobusnogo marshruta // Visnik HNADU.- №1. 47-53.
9. Gorbachov P. F. & Svichinskij S. V. (2010.) Analiz vidstanej mizh zupinkami mis'kogo pasazhirs'kogo transportu jak faktor vplivu na rozselennja naselennja // Zbirnik naukovih prac' «Avtomobil'nij transport». – Harkiv: HNADU, - №26. 101-104.
10. Burakova L. N. & Anisimov I. A. (2013) Vlijanie razlichnyh faktorov na rashod topliva avtomobilja v letnij period pri rabote na rezhime holostogo hoda // Materialy mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoi konferencii posvjashhennoj 50-letiju Tjumenskogo industrial'nogo instituta. – Tjumen': TjumGNGU, 59-64.
11. Litvin V. V. & Taran I. O. (2019) Vpliv rezhimiv ruhu mis'kih avtobusiv na palivnu ekonomichnist' ta ekologichnu bezpeku // Naukovij zhurnal «Suchasni tehnologii v mashinobuduvanni ta transporti»- Luc'kij NTU, -№1(12). 92-97.
12. Volkov V. P., Gricuk I. V., Volkova T. V., Gricuk Ig. V. & Volkov Ju.V. (2019) Rozrobka metodu zastosuvannja klasifikacii umov ekspluatacii avtomobiliv v informacijnih umovah ITS // Naukovij zhurnal «Suchasni tehnologii v mashinobuduvanni ta transporti». – Luc'k: LNTU, - №1(12). 22-28.
13. Kravchenko O. P. & Chujko S. P. (2018) Vpliv ekspluatacijnih faktoriv na vitrati paliva mis'kim avtobusom osnashhenim ustanovkoju «Klimat-kontrol'» // VI Mizhnarodna naukovo-tehnichna konferencija «Suchasni tendencii rozvitku mashinobuduvannja ta transportu», (14-16 listopada 2018 r.). - Kremenchuc'kij NU im. Mihajla Ostrograds'kogo, 63-68.
14. Avtobusy MAZ-206 i MAZ-226. Rukovodstvo po jekspluatacii 206060-0000020RJe (2017) – Minsk: ОАО «Minskij avtomobil'nyj zavod», 137.
15. Sbornik norm rashoda topliva i smazochnyh, materialov dlja mehanicheskikh transportnyh sredstv,

sudov, mashin, mehanizmov i oborudovaniya v Respublike Belarus' (2010) V 2-h t. T. 3. Izdanie pjatnadcatoe, pererabotannoe i dopolnennoe. - Mn.: BelNIIT «Transtehnika», 300.

O. Kravchenko, S. Krivoshepov, S. Chuiko. The improvement of the limitation algorithm of the fuel consumption of the public transport buses equipped with air conditioning units

The technical operation processes of modern public transport buses equipped with air conditioning units are advisable to be considered as a complex dynamic system, the functioning of which occurs under the influence of various random factors affecting the fuel consumption. This is a combination of the internal processes in the bus and the influence of external factors. At the present stage of the public transport buses design improving, the current system of the technical operation of vehicles requires the essential improvement and justification of new approaches to the development and the limitation of the fuel consumption. The impact factors of the technical condition and the traffic management is, first of all, an issue of the proper management of operation. At the same time, the issue of traffic management (the city conditions, the season, the number of buses on route, zero usage of a vehicle, etc.) is not an overriding one, since it is difficult to classify them by a separate numerical value and it is enough to regulate their impact by certain specific parameters.

This paper shows the results of the research of a thermal comfort in the public transport bus compartment and mathematical relation regarding the calculation of the fuel consumption under the operation of an air conditioning unit. It follows from the analysis of the research that the factors that have the greatest impact are: the bus congestion, the environmental conditions and the design features of the bus (thermal insulation, the area of visible and non-visible interior elements). A mathematical model of calculation of the standard values of the fuel consumption by the bus MAZ-206 on route both the air conditioning unit turned on and off is proposed. The algorithm of the additional fuel consumption under the operation of air conditioning unit is obtained. The basic rate for the bus MAZ-206 was established. This rate can be used for the supplement to the basic regulatory document "Rates of fuel and lubricant consumption for motor vehicles".

Key words: public transport bus, air conditioning unit, microclimate, environmental conditions, fuel consumption.

КРАВЧЕНКО Олександр Петрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій, Державний університет «Житомирська політехніка», e-mail: avtoap@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-4677-2535>.

КРИВОШАПОВ Сергій Іванович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говорушенка М.Я., Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: keat@khadi.kharkov.ua, <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>.

ЧУЙКО Сергій Петрович, аспірант кафедри автомобілів і транспортних технологій, Державний університет «Житомирська політехніка», e-mail: expertoauto@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-7052-5158>.

KRAVCHENKO Alexander Petrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Automobiles and Transport Technologies, State University of "Zhytomyr Polytechnic", e-mail: avtoap@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-4677-2535>.

KRIVOSHEPOV Sergey Ivanovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor Departments of Technical Operation and Service of Automobiles named after prof. Govoruschenko N.Ya., Kharkov National Automobile and Highway University, e-mail: keat@khadi.kharkov.ua, <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>.

CHUIKO Sergiy Petrovich, PhD student of the Department of Automobiles and Transport Technologies, State University of «Zhytomyr Polytechnic», e-mail: expertoauto@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-7052-5158>.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.90>

Криштопа С.І., Криштопа Л.І., Гнип М.М., Микитій І.М., Мельник В.М., Дикун Т.В.
Івано-Франківській національній технічній університет нафти і газу

ДОСЛІДЖЕННЯ СКЛАДУ І ТЕПЛОТИ ЗГОРАННЯ ПІРОЛІЗНИХ ГАЗІВ ЯК ПАЛИВА ДЛЯ КОНВЕРТОВАНИХ НА ГАЗ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ НАФТОГАЗОВОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ТРАНСПОРТУ

Досліджені енергетичні цінності газоподібних продуктів піролізу типової лісової та водної рослинної біомаси України. Проведені теоретичні дослідження основних характеристики зразків типової рослинної біомаси України: акації, ліщини, мікроцистиса, елодеї. Сформульовані методика та планування експериментальних досліджень процесу піролізу рослинної біомаси. Виконані в лабораторних умовах експериментальні дослідження складу газоподібних продуктів піролізу різних видів рослинної біомаси для різних температур. Піроліз рослинної біомаси проводився з використанням спеціально спроектованої та виготовленої піролізної установки, головною частиною якої є піролізний реактор. Виготовлена установка призначена для повільного піролізу. У дослідженні для визначення факту присутності і процентного виходу продукту були використані якісний і кількісний аналізи газової хроматографії. Розраховані нижчі теплотворні здатності газоподібних продуктів піролізу зразків типової лісової та водної рослинної біомаси України. В результаті проведених розрахунків визначено, що при піролізі водних рослин та водорості суміш одержаних газів мала найвищі показники нижчої теплотворної здатності: 17,10-17,15 МДж/кг – для мікроцистиса і 16,45-16,50 МДж/кг – для елодеї. Газ одержаний при піролізі деревини акації мав найвищі показники нижчої теплотворної здатності в межах від 13,8 до 13,85 МДж/кг. Нижча теплотворна здатність пірогазу отриманого зі зразків ліщини перебувала в діапазоні 12,6–12,65 МДж/кг.

Ключові слова: піроліз, нижча теплотворна здатність, газова хроматографія, альтернативні палива, дизельний двигун, конвертація двигуна на газ.

ВСТУП

Протягом століть людство використало біомасу як джерело енергії. Біомаса може забезпечити великі обсяги корисної енергії, набагато менше при цьому, в порівнянні з викопним паливом, впливаючи на навколишнє середовище. Саме тому багато років ведуться численні дослідження систем для конвертації біомаси в різні види палива для двигунів внутрішнього згорання. Перспективи масштабного використання біомаси також викликані необхідністю покращень навколишнього середовища. Піроліз та інші процеси термохімічної конверсії є ефективними способами утилізації біомаси. Зростаюча залежність України від імпорту нафти визначають напрямком нової енергетичної політики, орієнтованої на використання поновлюваних джерел енергії. В Україні відомі проекти та розробки із застосування біомаси, але незважаючи на це, темпи розвитку комерційного використання біомаси в нашій країні є невисокі. Щоб максимально використати переваги технології термічної конверсії біомаси для використання біопалив на транспорті необхідно проводити в цьому напрямку масштабні дослідження.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Біоматеріали для біопалив

В даний час ряд авторів вважає, що біомаса забезпечує енергією близько 10-14 % споживачів в світі. Близько 25 % енергії біомаси припадає на промислово розвинені країни, а решта 75 % на країни, що розвиваються [1]. Очевидно, що біоенергетика не може повністю замінити викопні види палива. Проте, її використання може частково знизити викиди CO₂ і замінити нафту. Деревина є CO₂-нейтральним паливом, за умови, що дерев вирощують стільки, скільки вирубують. Крім того, для вирубки, трансформації та перетворення деревини в теплову енергію потрібна робоча сила. Розвиток лісової промисловості для енергетичних цілей сприяє зайнятості місцевого населення і підтримки соціальної і економічної діяльності в сільських і лісових районах України.

Енергія сонячного світла перетворюється в рослинах в процесі фотосинтезу для створення джерел енергії у вигляді складних вуглеводнів, водню і кисню, сполук, які називаються цукром і вуглеводами. Рослини, вирощені для виробництва продуктів харчування, містять крохмаль або цукор, а також структури компонентів (наприклад, стовбури, стебла, листя). Перше покоління біопалива отримували з харчової біомаси (цукор і крохмаль), а в другому поколінні біопалива отримують шляхом переробки залишкових структурних біомас з відходів харчової промисловості [2].

Структурні компоненти біомаси складаються з основних хімічних структурних блоків деревини: целюлози, геміцелюлози і лігніну. З цієї причини непродовольча частка біомаси,

називається лігноцелюлозною біомасою. Деревні компоненти лігноцелюлозних біомас переплітаються в складні композитні матриці, які створюють різні структурні компоненти (наприклад, стовбур дерева, кукурудзяні стебла). Целюлоза і геміцелюлоза є волокнами зміцнення структури біомаси [3].

Тип біомаси в основному залежить від суми кожного з цих компонентів. В цілому, частка компонентів біомаси варіюється в залежності від типів біомаси. Біомаса складається в основному з вуглецю, водню і кисню, а при повному спалюванні залишаються вода і вуглекислий газ. Отримана вода і водяна пара містять багато прихованої теплоти, яка виділяється при конденсації. Майже у всіх видів лігноцелюлозної сировини біомаси теплотворна здатність знаходиться в межах 15-19 МДж/кг, а її значення для більшості деревних матеріалів складає 15-17 МДж/кг. Основним компонентом деревини є целюлоза. Вона займає близько 45 % маси в твердих і м'яких породах деревини [4].

Целюлоза - це сильний, нерозгалужений полімер глюкози цукру, який міститься в рослинній клітинній стінці. Цей довгий ланцюг молекули, часто від 5000 до 15000 кілець глюкози, полімеризується в одну молекулу целюлози $(C_6H_{10}O_5)_n$, де n - довжина полімеру целюлози. Целюлозні волокна вбудовані подібно тканим матам в біомасу і її хімічну структуру [5].

Геміцелюлоза також знаходиться в стінках рослинної клітини. Вона складається з сильно розгалужених полімерів структури, таких як глюкоза та інші цукри, багато з яких містять п'ять атомів вуглецю. Геміцелюлоза характеризується більш низькою молекулярною вагою, ніж целюлоза. Вона складається тільки з 500-3000 одиниць цукру і має більш короткий ланцюг, ніж целюлоза. Сурогатної молекулою для геміцелюлози є $C_4H_5.9O_{3.3}$, ця формула була запропонована в роботі [6].

Лігнін займає простір клітинної стінки рослин, заповнюючи обсяг навколо гілок і ланцюги геміцелюлози і целюлози. Він ковалентно пов'язаний з геміцелюлозою, в результаті чого складає лігноцелюлозну матрицю, а отже, і всю підсумкову структуру рослини. Лігнін може бути представлений у вигляді комбінації двох хімічних груп: C_9 -групи і OSn_3 , метокси (MeO) групи. Молекулярна формула для лігніну записується у вигляді: $C_9H_{10}O_2(OSn_3)_r$, де r являє собою відношення метокси групи і фенілпропаноїдної групи. Це співвідношення залежить від вихідної сировини [7].

Продукти піролізу

Суміш піролізних газів складається з декількох горючих газів: CO_2 , CO , H_2 , CH_4 , гідрокарбонатів, слідів N_2 , C_2-C_6 і сульфатів. Кількість газу залежить від багатьох факторів, включаючи тип реактора, сировини і переробки залишку. Як правило, такий газ має теплотворну здатність близько 13-15 МДж/м³ (природний газ - близько 37 МДж/м³) [8]. Піролізний газ з підвищеним вмістом вуглеводневих компонентів (що призводить до високої теплотворної здатності) використовується, як правило, як джерело енергії. Очищений піролізний газ може використовуватися як джерело енергії в печах, як паливо для промислових парових котлів, і в якості газоподібного палива в двигунах внутрішнього згоряння і газових турбінах [9].

Якщо пари піролізу охолоджуються швидко, виходить темно-коричнева рідина, яка називається біооливою або біонафтою. Біонафта, отримане з біомаси, являє собою складну суміш з води (як правило, 20-30 % за вагою в залежності від вихідної сировини), а також карбоксильних кислот, вуглеводів та ін. [10]. Біонафта містить різну кількість органічних кислот, і це викликає корозію матеріалів (наприклад, сталі та алюмінію). Проте, різні хімічні речовини, що містяться в біонафті, можуть бути вилучені і використані для хімічної і харчової промисловості. За даними [11], хімічна речовина, яка в даний час виходить з біонафти, включає поліфеноли (використовуються для виробництва смоли), кальцій і магній, ацетати, а також інші (використовувані в харчовій промисловості). Відповідно, біонафта може мати різні застосування. За даними [12], біонафта може бути основним продуктом процесу піролізу.

Для того, щоб виробляти біопалива біонафта має бути модифіковано. В середньому біонафти володіють низькою, в порівнянні з бензином (44 МДж/кг) і дизельним паливом (42 МДж/кг), теплотворною здатністю (близько 20 МДж/кг) [13]. Проте, в [14] встановлено, що одержана ними біонафта без переробки може бути використано як паливо для промислових парових котлів і печей. Вона транспортабельна і може зберігатися в великих кількостях. Отже, немає необхідності використовувати його безпосередньо після отримання. Енергія, отримана з використанням біопалива, зазвичай називається «зеленої енергією». Вона може бути використано як «чисте» паливо для виробництва електроенергії і тепла від невеликих стаціонарних дизельних двигунів, газових турбін і котлів. Крім них спектр хімічних речовин, які можуть бути вилучені або отримані, містить в тому числі харчові ароматичні сполуки, смоли агрохімікатів, мінеральних добрив, а також з'єднань, що вимагають використання засобів контролю викидів [15].

Ококсований залишок, або так зване біовугілля, є третім продуктом піролізу біомаси. Біовугілля має властивості багато в чому аналогічні вугіллю. Біовугілля сприяє утворенню ароматичних поліциклічних вуглеводнів (ПАВ) протягом піролізу біомаси, особливо при низькій температурі, має теплотворну здатність близько 26 МДж/кг [16]. Ця властивість біовугілля також робить його цікавим продуктом для виробництва енергії. Авторами [17], встановлено, що отримане під час піролізу біовугілля в енергетичній перспективі може бути використане як добавка у вихідне паливо або для його заміни, а також у вигляді брикетів для місцевого палива. Активоване вугілля може бути виготовлений практично з будь-яких носіїв вуглецю, але найбільш часто використовуюваною сировиною є деревина і кам'яне вугілля. Одна зі сфер промисловості великих споживачів активованого вугілля - очищення води, повітряні фільтри для промислового застосування та автотранспорту. Біовугілля може замінити нафту, і його можна збагатити до активного вуглецю [18].

Таким чином, на даний момент проведені об'ємні дослідження процесів піролізу. Але **проблема** полягає в тому, що в даний час відсутні надійні математичні моделі для опису процесів піролізу різних видів рослинної біомаси. Для подальших досліджень в ІФНТУНГ передбачається використання в конвертованих на газ дизельних двигунах сумішей природного та піролізного газів. Тому для того, щоб встановити теплоту згорання альтернативного газового палива для конвертованого на газ дизельного двигуна необхідно провести експериментальні дослідження складових піролізного газу в заданих діапазонах зміни основних технологічних параметрів.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Ціль роботи – дослідження енергетичної цінності газоподібних продуктів піролізу різних видів рослинної біомаси.

Для вирішення вказаної цілі виносяться такі задачі:

- теоретично дослідити основні характеристики зразків типової лісової та водної рослинної біомаси України;
- дослідити експериментально склад газоподібних продуктів піролізу різних видів рослинної біомаси для різних температур;
- встановити нижчі теплотворні здатності газоподібних продуктів піролізу зразків типової лісової та водної рослинної біомаси України.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Загальна характеристика рослинної біомаси України

Приблизно 20 % території України займають мішані ліса, які одержали назву Лісової зони або Полісся. Північна межа зони співпадає з північним кордоном України, а південна межа лісостепу проходить через Львів – Житомир - Київ – Конотоп - Глухів. Природну рослинність складають лісові, лугові та болотні види. Великі площі зайняті мішаними та хвойних лісами, тут ростуть соснові, сосново-дубові, дубово-грабові та вільхові ліси.

Приблизно 35 % території України займає Лісостепова зона. Лісостепова зона простяглася від Прикарпаття до Сходу. Північна межа співпадає із Поліссям, а південна – лінія Котовськ – Полтава - Куп'янськ. У лісостепу переважають широколистяні ліси, головним чином діброви (дуби скельний і звичайний); з чагарників: дерен, граб; з трав: ковила, типчак.

Близько 40 % території України припадає на Степову зону. Степова зона простягається від лісостепу на південь до Кримських гір і Чорного та Азовського морів. Деревина найчастіше зустрічаються на півночі зони, а кущі по всій території. Рослинність: дуб пухнастий, клен польовий; з чагарників: граб, шипшина; з трав: альпійка, осока.

Приблизно 5 % території – зона Карпатських гір. Зона Карпатських гір розташована на південному заході країни. Рослинність: тис ягідний, водяний горіх, сосна кедрова європейська, сосна звичайна, ялівець, ясенець білий.

Характеристика досліджуваних видів рослинної біомаси

Акація

Акацію широко культивують по всій Україні, найбільші площі її насаджень зосереджені в Лісостепу і Степу. Трапляється в парках, садах, ползахисних і протиерозійних смугах, у захисних насадженнях уздовж доріг, поблизу пасік тощо. Вона виключно терпима до ґрунту щодо родючості, солоності і низького рівня рН або сезонних заболочених ґрунтів, що робить акацію дуже підходящою для реабілітації деградованих земель. Поверхнева коренева система дозволяє їй рости на малопотужних ґрунтах. Деревина має відносно високу питому вагу (600 - 800 кг/м³). Придатна для виготовлення побутових меблів. Деревина ідеальна для заготівлі дров, легких будівельних робіт, а

також перспективна для високоякісної целюлози. Деревне вугілля, що отримується з акації, не важке і добре горить без диму або іскор, а також має високу енергетичну цінність.

Ліщина (*Corylus avellana*)

Ліщина – це кущ 2-4 м заввишки. Кущі ліщини надзвичайно поширені по всій Україні, крім крайнього півдня. Ліщина росте в підліску листяних і мішаних лісів, це - тіньовитривала рослина, гілки якої дугоподібно розходяться в різні боки, утворюючи конусоподібну крону. Цвіте у березні – квітні, плоди досягають у серпні. Завдяки високому вмісту жирів і білків плоди ліщини мають високу калорійність і є цінним продуктом харчування. Цей вид стійкий до високого ступеня посушливості і вступає в боротьбу з сільськогосподарськими культурами. Він може рости без захисту і може бути використаний для захисту полів і фермерських господарств. Ліщина пускає коріння глибоко і широко і формує вузлики, коли присутні відповідні штами бактерій, однак у багатьох частинах світу ліщина вважається видом бур'янів. Використовують як дієтичний і лікувальний засіб при шлунково-кишкових захворюваннях. Гілки можна використовувати в якості дров, сировини для газифікації або гранул палива, так як забезпечується великий вихід летючих речовин в якості пального газу.

Елодея (*Elodea*)

Елодея (*Elodea*) або «водяна чума» – рід багаторічних водних рослин родини водокрасових (*Hydrocharitaceae*), одна з найпоширеніших в Україні та на Землі водних рослин. Зазначена водяна рослина є надзвичайно пристосованою до будь-якого водного середовища, є вкрай невибагливою та відрізняється надзвичайно високими темпами збільшення біомаси: до 5 % за добу. Пускає довгі, сильно розгалужені стебла, що ростуть надзвичайно швидко і досягають нерідко довжини понад два метри. Елодея в XIX столітті була занесена до Європи (вперше з'явилася в 1836 році в Ірландії), де надзвичайно швидко і широко розселилася (звідси назва «водяна чума»). Зарості елодеї перешкоджають судноплавству і рибальству. Зелена маса елодеї використовується на корм худобі і як добриво. Так як до якості води рослина абсолютно не вимоглива, то в природному середовищі воно живе практично у всіх, навіть стоячих, водоймах. Елодея без проблем може зростати як в м'якій, так і в жорсткій воді, а також при різному рівні рН. Зазначена водяна рослина створила велику проблему для країн Європи та України через її швидке розповсюдження і негативний вплив на екосистеми, рибальство і навіть судноплавство, причому щороку масштаби забруднення поверхні води суттєво збільшуються.

Мікроцистіс синьо-зелений (*Microcystis aeruginosa*)

Мікроцистіс синьо-зелений – це водорість роду Мікроцистіс (*Microcystis*) родини Мікроцистеві (*Microcystiaceae*) класу Хроококковые (*Chroococcales*) відділу синьо-зелені водорості (*Cyanophyta*). Надзвичайно розповсюджені в Україні та Європі, являються переважаючим видом водоростей в прісних водоймищах, дуже розповсюджені і в морській воді, поширені і на вологих ґрунтах. Прадавні бактерії, до яких найбільш близькими є синьо-зелені водорості, виникли близько 3,5 млрд. років тому. Ціанобактерії здатні до оксигенного фотосинтезу. Саме завдяки синтезу і накопиченню оксигену через життєдіяльність *Cyanophyta* 2,4-2,5 млрд. років тому сталась глобальна зміна складу атмосфери Землі, що створило передумови для розвитку сучасних форм життя.

Клітка синьо-зелених водоростей складається з клітинних покривів і протопласта, що включає зовнішню мембрану (плазмолему) і цитоплазму з різними цитоплазматичними структурами. Клітинні оболонки синьо-зелених водоростей жорсткі, виконують опорну і захисну функції; в них виявлені пектини, вуглеводи, амінокислоти, жирні кислоти, ліпополісахариди та ін.

Зазначені водорості призводять до інтенсивного «цвітіння» водоймищ в Україні та Європі, причому щороку масштаби забруднення поверхні води суттєво збільшуються. Розповсюдження синьо-зелених водоростей призводить до гниття води, руйнування водних екосистем та загибелі річок та озер.

Планування експериментальних досліджень процесу піролізу

Метою експериментальних досліджень є встановлення основних закономірностей одержання складових піролізного газу, в процесі регульованого термічного розкладання рослинної біомаси, для використання його в якості палива в газових сумішах для конвертованих на газ дизельних двигунів. При цьому доцільним є виділення в результаті досліджень відповідних кожного матеріалу систем параметрів, що визначають вихід кінцевих продуктів. Вирішення цього завдання можливе при реалізації багатофакторного експерименту з відтворенням основних умов протікання досліджуваного процесу.

Складання плану досліджень відповідно відомим положенням теорії планування експерименту створює умови для підвищення достовірності результатів вимірювань і скорочення в багатьох

випадках обсягу експериментальних досліджень або стендових випробувань. Але застосування сучасних методів планування експериментальних досліджень (наприклад, складання факторних планів) передбачає обов'язкову наявність певного мінімуму відомостей про зв'язки між досліджуваними факторами. Аналіз літератури з даної проблеми [8-18] показав, що поки немає достовірних відомостей про характер термічного розкладання рослинної біомаси. Можна тільки стверджувати, що на вихід кінцевих продуктів піролізу впливають температура, темп нагріву сировини, вид рослинної біомаси. Але факторний план гарантує отримання в результаті мінімальної кількості дослідів достовірних значень коефіцієнтів в рівняннях регресії тільки при відомому до початку експериментів порядку регресивного рівняння. Більш того, проведення експериментів з використанням факторних планів можливо тільки за досить конкретних теоретичних уявлень про досліджуваний процес.

Якщо ж характер залежностей між основними досліджуваними факторами заздалегідь не відомий, то використання звичайного факторного плану може призвести до помилкових результатів. Так, наприклад, стосовно досліджених процесів термічного розкладання рослинної біомаси можлива наявність локальних експериментів для отримання залежностей частки рідких або газоподібних продуктів від температури. Тому, наприклад, використання моделей першого порядку при складанні планів експерименту буде необґрунтованим, виходячи з фізичних уявлень про можливі варіанти розвитку процесів термічної конверсії рослинної біомаси. Відповідно, найбільш правильним буде використання при складанні планів експерименту класичної багатофакторної схеми послідовного проведення дослідів в обраному просторі факторів. Але при цьому потрібно відповідно до загальної теорії планування експерименту проводити досліді не за послідовним, а за випадковим планом, при реалізації якого значення незалежних факторів варіюються, з метою виключення впливу зовнішніх неконтрольованих факторів на результати експерименту, рандомізовано (випадковим чином).

При плануванні досліджень необхідно поставити наступні завдання:

- створити умови для оцінки випадкових похибок вимірювань;
- забезпечити мінімальні величини систематичних помилок і виключити грубі помилок;
- забезпечити збереження стабільності властивостей зразків досліджуваних різновидів рослинної біомаси у всій серії експериментів;
- забезпечення мінімальних відхилень параметрів, що характеризують умови експериментів (вологість, тиск і температури в установках піролізу);
- забезпечення адекватності відтворення характеристик зразків від дослідження до дослідження.

За результатами аналізу літератури [1-7] можна зробити обґрунтований висновок, що з точки зору виходу піролізного газу основним входним параметром є склад деревної біомаси. Функцією мети в планованих експериментах був обраний склад кінцевих газоподібних продуктів. Основними змінними факторами, що визначають цей склад, є температура зразків біомаси в кінці експерименту, інтервал зміни температури, темп нагріву, склад біомаси. Вибір діапазону зміни температур здійснювався методом послідовних наближень при досягненні умов повної конверсії. Значення темпу нагріву вибиралися виходячи з реальних можливостей установок для промислової термічної конверсії рослинної біомаси. Інтервали зміни температур вибиралися виходячи з умов, щоб забезпечити максимальну достовірність результатів експерименту. При дослідженнях використовувалися основні різновиди рослинної біомаси, перспективні для використання в Україні. Також при виборі виду рослин ставилася мета отримання максимально можливого діапазону зміни її структури як сировини, для висновків про вплив індивідуальних властивостей біомаси на вихід піролізного газу.

При проведенні експериментів підтримувалася постійна початкова температура зразків. Всі експерименти проводилися в закритому опалювальному приміщенні при температурі повітря 291-294 К. Для реєстрації температур зразка використовувалися хромель-копелеві термопари. Кількість дослідів при фіксованих чинниках вибиралося не менше п'ятьох.

Методика досліджень

Матеріалами, вибраними для дослідження, були чотири види рослинних біомас, типових для України. Перед експериментами рослини висушувалися, щоб зменшити вміст вологи. Розмір окремих частинок рослин становив близько 5-10 мм в довжину і 1-3 мм в товщину.

Піроліз рослинної біомаси проводився з використанням спеціально спроектованої та виготовленої піролізної установки, головною частиною якої є піролізний реактор (рис. 1). Установка складається з реактора з відбірником піролізного газу (1), компресора для закачування піролізного газу в балони з реактору (2), балонів для піролізного газу (3). Виготовлена установка призначена для

повільного піролізу. В реакторі виготовлений нагрівальний контур, який підключався до мережі 220 В. Для підтримання заданої температури сила струму змінювалась електричним регулятором. Температури контролювались за допомогою хромель-копелевих термопар з похибкою $\pm 2,0$ °С. Після початку виходу піролізного газу, частина газу відводилась для підігріву реактора замість електричного нагрівального контуру. Для підтримання заданої температури кількість газу змінювалась газовим краном. Конденсатор був виготовлений у вигляді ємності з гвинтовою спіральною трубкою. В якості теплоносія в охолоджуваній ємності використовувалася вода з температурою 12-30 ° С, яка періодично оновлювалась по мірі її нагрівання. Кількість рослинної біомаси, яка завантажувалась одноразово в реактор складала 5000 ± 1 грам. Тривалість часу піролізу (експерименту) становила 2-3 години в залежності від заданої температури нагріву.



1 – компресор для закачування піролізного газу в балони з реактору; 2 – балони з піролізним газом; 3 – піролізний реактор

Рисунок 1 – Зображення експериментальної піролізної установки

Умови експерименту відповідали різним заданим температурам піролізу і видам досліджуваної рослинної сировини. Отриманий піролізний газ поступав в охолоджувач з водою і далі в газовий мішок. З газового мішку за допомогою компресора піролізний газ закачувався в балони високого тиску. Зріджений сконденсований продукт збирався в колекторі для піролізної рідини. Вихід різних отриманих продуктів визначався шляхом зважування твердого залишку (біовугілля) і піролізної рідини, які були зібрані під час експерименту. Різниця між завантаженою біомасою та масами біовугілля та піролізної рідини становила кількість піролізного газу. Маса піролізного газу паралельно контролювалась зважуванням газових балонів до і після їхнього заповнення. Вихід піролізного газу також визначався у відсотках від маси завантаженої біосировини. Гази, отримані в процесі піролізу, аналізувались на склад на газовому хроматографі NeoCHROM Class B.

Для виключення експериментальних помилок, характерних для серійних досліджень, експерименти проводилися по рандомізованому класичному плану з постійним контролем всіх параметрів, необхідних для розрахунку випадкових та систематичних помилок вимірювань. Для того, щоб забезпечити повторюваність результатів експериментів, досліди при постійних факторах проводилися кілька разів, поки фракції виходу продукту не було отримано з розсіюванням не вище 2,0 %.

Аналіз піролізних газів

У цьому дослідженні для визначення факту присутності і процентного виходу продукту були використані якісний і кількісний аналізи газової хроматографії. Газова хроматографія для аналізу якісного і кількісного складу газів має ряд переваг: необхідні обсяги зразка ($\sim 1\text{см}^3$), невеликий час витримки (близько десяти хвилин), висока точність, швидкість і економічність.

Для аналізу якісного і кількісного складу газів, отриманих в результаті процесу піролізу зразків рослинних біомас був використаний газовий хроматограф NeoCHROM Class B. Метод газової хроматографії є аналітичним методом для виділення сполук на основі їх сорбційного поділу. Визначення складу суміші може бути засноване на визначенні площі піка або висоти піка з'єднання.

Цей метод дозволяє отримати кількісну і якісну інформацію для кожного з'єднання, присутнього в аналізованій пробі газової фази. Під час експериментів був використаний автоматичний відбір проб і ін'єкції за методом внутрішньої нормалізації. Це – метод калібрування, що часто використовується в газовій хроматографії. Метод заснований на вимірюванні площі кожного піку в хроматограмі. Загальна площа нормована на 100 %, а кожен пік вказується в процентах від загальної площі.

Газ, отриманий із зразків деревної біомаси, з газового балона вводився в приймальну ємність і аналізувався на газовому хроматографі NeoCHROM Class B. Газом-носієм був водень, а отриманий газ складався головним чином з CO, CO₂, CH₄, H₂ і повітря. Об'ємні концентрації були розраховані методом зовнішнього стандарту, заснованому на лінійній залежності між концентраціями і площею стандартної суміші, вимірюваними хроматографом. До визначення газового складу газовий хроматограф був відкалібрований стандартною сумішшю. В апаратній системі газового хроматографа NeoCHROM Class B були встановлені наступні параметри: температура детектора - 100 °C (детектор теплопровідності); температура інжектора - 80 °C; температура колони - 60 °C; тип колони - з наповнювачем полісорб-1; газ-носіє - водень; витрата газу-носія - 40 л/хв.

Результати експериментальних досліджень складу піролізного газу

При проведенні експериментальних досліджень піролізу рослинної біомаси отримані продукти склалися з твердого біовугілля, піролізної рідини і піролізного газу. Вихід і склад кінцевих продуктів піролізу істотно залежали від умов експерименту. Досліджувався вплив характеристик біомаси і температури піролізу на склад продуктів піролізу і теплоту згорання газу.

Під час процесу піролізу відбувається термічний розклад матеріалів вихідної біомаси. Як уже було зазначено, матеріал рослинної біомаси складається, переважно, з трьох видів полімерів: целюлози, геміцелюлози і лігніну. Целюлоза під час нагрівання в основному виділяє CO, CO₂, H₂; геміцелюлоза виділяє CO₂, H₂O і деякі вуглеводні, а лігнін - CO, CO₂, CH₄ [5-6]. При проведенні досліджень газ, отриманий при піролізі рослинної біомаси, збирався в газовий балон і проводився його аналіз в газовому хроматографі NeoCHROM Class B. Під час експериментів в піролізному газі були зафіксовані оксид вуглецю (чадний газ) CO, діоксид вуглецю (вуглекислий газ) CO₂, метан CH₄, водень H₂, азот N₂ і кисень O₂. Розподіл компонентів газу, отриманого для різних видів рослинної біомаси при різних кінцевих температурах піролізу, представлено на рис. 2-5. Під час експериментів використовувалась зазначена вище рослинна біомаса: акація, ліщина, мікроцистис, елодея.

Встановлено, що при температурах 200-350 °C газова суміш, в основному, складається з CO і CO₂, а також містить N₂ і O₂. Походження CO і CO₂, переважно, залежить від розкладання целюлози і геміцелюлози.

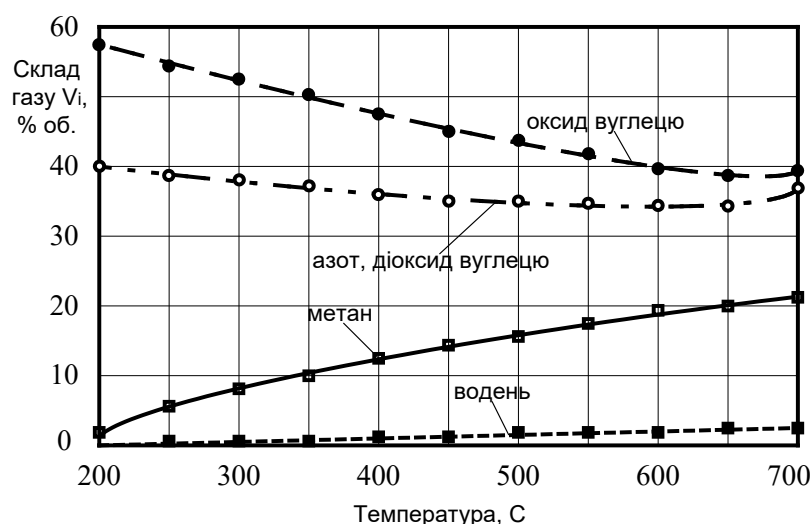


Рисунок 2 – Залежність складу суміші газів, одержаних під час піролізу мікроцистиса, від температури

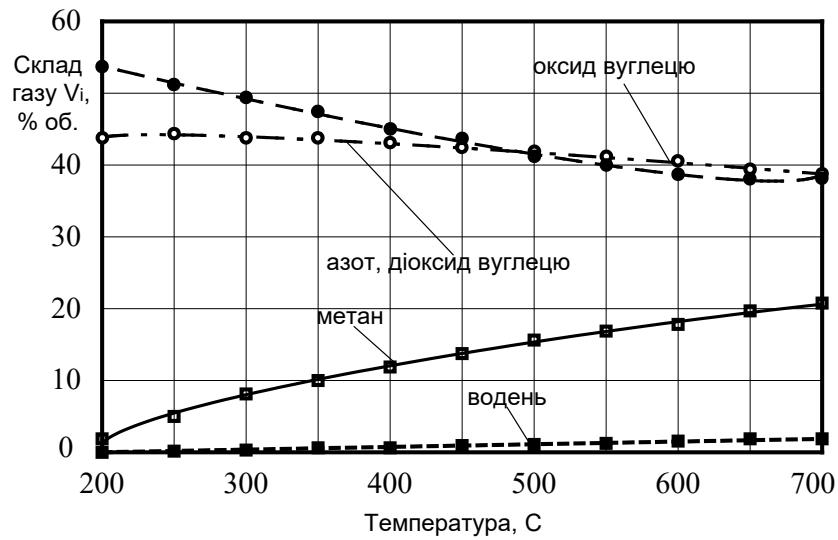


Рисунок 3 – Залежність складу суміші газів, одержаних під час піролізу елодеї, від температури

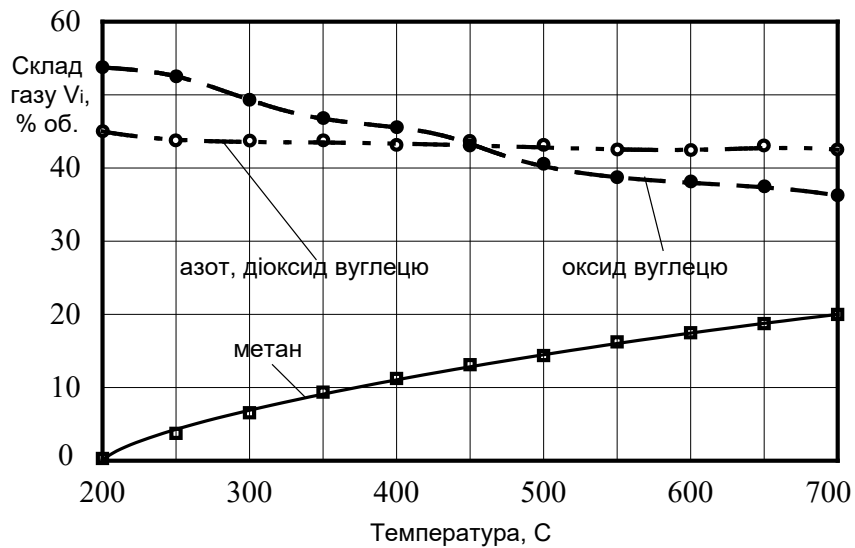


Рисунок 4 – Залежність складу суміші газів, одержаних під час піролізу акації, від температури

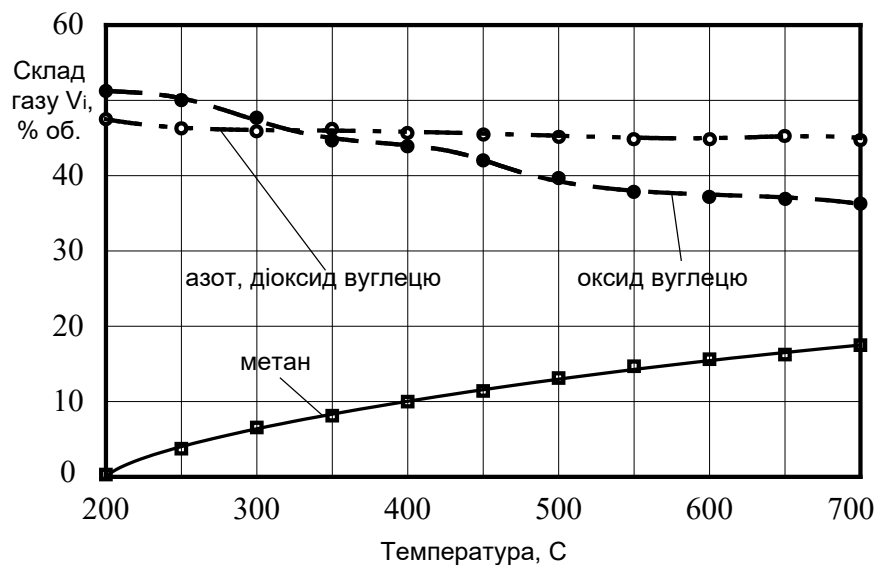


Рисунок 5 – Залежність складу суміші газів, одержаних під час піролізу ліщини, від температури

Утворення CO і CO₂ при більш високій температурі викликано розкладанням лігніну. При температурах від 200 до 600 °C вміст CO незначно зменшується, а вміст CO₂ залишається приблизно стабільним. Під час досліджень встановлено, що збільшення температури сприяє інтенсивному виділенню метану CH₄. Утворення метану відбувалося за рахунок розкладання лігніну, оскільки його концентрація збільшувалася під час процесу розкладання при високих температурах. Утворення метану відбувається за рахунок виділення метаксильних груп. При цьому вміст повітря зменшується.

Найбільша кількість метану (20-21 % від обсягу отриманого газу) була виявлена в газових сумішах, що утворювались під час піролізу водної рослини та водорості (елодеї і мікроцистіса) при температурах в діапазоні 600-700 °C. Максимальна кількість CO (46-48 % від обсягу отриманого газу) було отримано при піролізі деревини акації за температур близько 200-300 °C. Найбільша кількість CO₂ (32-33 % від обсягу отриманого газу) була виявлена в газових сумішах, що утворились при піролізі ліщини за температур 200-500 °C. Вміст водню при проведенні експериментів фіксувався при піролізі водних рослин та водорості (елодеї і мікроцистіса) в межах 0,5-2,1 % з тенденцією зростання при збільшенні температури. Встановлено також, що вміст азоту та кисню зі зростанням температури зменшується.

За температур близько 700 °C вміст метану для мікроцистіса досягнув 21,2 %, водню – 2,1 %, оксиду вуглецю – 39,8 % (рис. 2). За температури 700 °C вміст метану для елодеї склав 20,7 %, водню – 1,9 %, оксиду вуглецю – 38,1 % (рис. 3). За температур близько 700 °C вміст метану для акації досягнув 20,2 %, оксиду вуглецю – 36,9 %, водню спостерігалось менше 0,1 % (рис. 4). За температури 700 °C вміст метану для ліщини склав 17,8 %, оксиду вуглецю – 36,8 %, водню також спостерігалось менше 0,1 % (рис. 5).

Нижча теплотворна здатність піролізного газу $Q_{Н.ПГ}$ (МДж/кг) визначалась за формулою:

$$Q_{Н.ПГ} = V_{CO} \cdot Q_{Н.CO} + V_{CH_4} \cdot Q_{Н.CH_4} + V_{H_2} \cdot Q_{Н.H_2}, \quad \text{МДж/кг} \quad (1)$$

де V_{CO} , V_{CH_4} , V_{H_2} - об'ємні частки оксиду вуглецю, метану та водню в піролізному газі;

$Q_{Н.CO}$, $Q_{Н.CH_4}$, $Q_{Н.H_2}$ - нижчі теплотворні здатності оксиду вуглецю, метану та водню (CO = 10,11 МДж/кг, CH₄ = 50,0 МДж/кг, H₂ = 120,01 МДж/кг).

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВИСНОВКИ

В результаті проведених розрахунків визначено, що при піролізі водних рослин та водорості (елодеї і мікроцистіса) суміш одержаних газів мала найвищі показники нижчої теплотворної здатності: 17,10-17,15 МДж/кг – для мікроцистіса і 16,45-16,50 МДж/кг – для елодеї. Газ одержаний при піролізі деревини акації мав найвищі показники нижчої теплотворної здатності в межах від 13,8 до 13,85 МДж/кг. Нижча теплотворна здатність пірогазу отриманого зі зразків ліщини перебувала в діапазоні 12,6–12,65 МДж/кг.

Газ із нижчою теплотворною здатністю 11–15 МДж/кг прийнято вважати газовим паливом середнього рівня калорійності і він може безпосередньо використовуватися в двигунах внутрішнього згоряння. Тому метою подальших досліджень є використання одержаного піролізного газу в сумішах з метаном (пропан-бутаном) для конвертованих на газове паливо дизельних двигунів.

REFERENCES

1. Arnold, S., Moss, K., Henkel, M., & Hausmann, R. (2017). Biotechnological perspectives of pyrolysis oil for a bio-based economy. *Trends in Biotechnology*, 35, 925–936. <https://doi.org/10.1016/j.tibtech.2017.06.003>.
2. Bertero, M., de la Puente, G., & Sedran, U. (2012). Fuels from bio-oils: Bio-oil production from different residual sources, characterization and thermal conditioning. *Fuel*, 95, 263–271. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2011.08.041>.
3. Anwar, Z., Gulfranz, M., & Irshad, M. (2014). Agro-industrial lignocellulosic biomass a key to unlock the future bio-energy: A brief review. *Journal of Radiation Research and Applied Sciences*, 7, 163–173. <https://doi.org/10.1016/j.jrras.2014.02.003>
4. Linger, J. G., Hobdey, S. E., Franden, M. A., Fulk, E. M., & Beckham, G. T. (2016). Conversion of levoglucosan and cellobiosan by *Pseudomonas putida* KT2440. *Metabolic Engineering Communications*, 3, 24–29. <https://doi.org/10.1016/j.meteno.2016.01.005>.
5. Arnold, S., Moss, K., Dahmen, N., Henkel, M., & Hausmann, R. (2018). Pretreatment strategies for microbial valorization of bio-oil fractions produced by fast pyrolysis of ash-rich lignocellulosic biomass. *GCB Bioenergy*, 11, 181–190. <https://doi.org/10.1111/gcbb.12544>.

6. Barakat, A., de Vries, H., & Rouau, X. (2013). Dry fractionation process as an important step in current and future lignocellulose biorefineries: A review. *Bioresource Technology*, 134, 362–373. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2013.01.169>.
7. Lian, J., Garcia-Perez, M., Coates, R., Wu, H., & Chen, S. (2012). Yeast fermentation of carboxylic acids obtained from pyrolytic aqueous phases for lipid production. *Bioresource Technology*, 118, 177–186. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2012.05.010>
8. Kumar, A. K., & Sharma, S. (2017). Recent updates on different methods of pretreatment of lignocellulosic feedstocks: A review. *Bioresources and Bioprocessing*, 4, 7. <https://doi.org/10.1186/s40643-017-0137-9>
9. Abbas-Abadi, M. S., Haghghi, M. N., & Yeganeh, H. (2013). Evaluation of pyrolysis products of virgin high density polyethylene degradation using different process parameters in a stirred reactor. *Fuel Processing Technology*, 109, 90-95. <http://dx.doi.org/10.1016/j.fuproc.2012.09.042>.
10. Guo, X., Wang, S., Wang, Q., Guo, Z., & Luo, Z. (2011). Properties of bio-oil from fast pyrolysis of rice husk. *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 19, 116–121. [https://doi.org/10.1016/S1004-9541\(09\)60186-5](https://doi.org/10.1016/S1004-9541(09)60186-5)
11. Liang, Y., Zhao, X., Chi, Z., Rover, M., Johnston, P., Brown, R., Wen, Z. (2013). Utilization of acetic acid-rich pyrolytic bio-oil by microalga *Chlamydomonas reinhardtii*: Reducing bio-oil toxicity and enhancing algal toxicity tolerance. *Bioresource Technology*, 133, 500–506. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2013.01.134>.
12. Dang, D., Wang, Z., Thygesen, A., Wang, C., Zhou, W., Xing, J., & Lin, W. (2014). Bio-oil treated by cultivation of *Saccharomyces cerevisiae* (QH01). *BioResources*, 9, 2727–2738. <https://doi.org/10.15376/biores.9.2.2727-2738>
13. Guo, X., Wang, S., Guo, Z., Liu, Q., Luo, Z., & Cen, K. (2010). Pyrolysis characteristics of bio-oil fractions separated by molecular distillation. *Applied Energy*, 87, 2892–2898. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2009.10.004>
14. Lian, J., Chen, S., Zhou, S., Wang, Z., O'Fallon, J., Li, C. Z., & Garcia-Perez, M. (2010). Separation, hydrolysis and fermentation of pyrolytic sugars to produce ethanol and lipids. *Bioresource Technology*, 101, 9688–9699. <https://doi.org/10.1016/j.biortech.2010.07.071>
15. Demirbas, A. (2007). The influence of temperature on the yields of compounds existing in bio-oils obtained from biomass samples via pyrolysis. *Fuel Processing Technology*, 88, 591–597. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2007.01.010>
16. Mohan, D., Pittman, C. U., & Steele, P. H. (2006). Pyrolysis of wood/biomass for bio-oil: A critical review. *Energy & Fuels*, 20, 848–889. <https://doi.org/10.1021/ef0502397>
17. Junfeng, H., Runqing, S., Yanqin, S., Jingli, S.C. Bhattacharya, P. Abdul Salam. (2005). Assessment of sustainable energy potential of non-plantation biomass resources in China. *Biomass Bioenergy*, 29, pp. 167-177, <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2005.03.006>.
18. Siegel, J. B., Smith, A. L., Poust, S., Wargacki, A. J., Bar-Even, A., Louw, C., ... Baker, D. (2015). Computational protein design enables a novel one-carbon assimilation pathway. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, 112, 3704–3709. <https://doi.org/10.1073/pnas.1500545112>.

S. Kryshchyna, L. Kryshchyna, M. Hnyp, I. Mykyti, V. Melnyk, T. Dykun. Research of Composition and Heat of Combustion of Pyrolysis Gases as a Fuel for Gas-Converted Engines of Oil and Gas Technological Transport.

Energy values of gaseous pyrolysis products of typical forest and aquatic plant biomass of Ukraine are investigated. Theoretical researches of main characteristics of samples of typical plant biomass of Ukraine such as acacia, hazel, microcystis, elodea. Methodology and planning of experimental studies of process of pyrolysis of plant biomass are formulated. Experimental researches of composition of gas pyrolysis products of different types of plant biomass for different temperatures were carried according to laboratory conditions. Pyrolysis of plant biomass was carried out using a specially designed and manufactured pyrolysis plant the main part of which is a pyrolysis reactor. Installation made by our department is intended for slow pyrolysis. In research for determine presence and percentage of product yield qualitative and quantitative gas chromatography assays were used. The lower calorific value of gaseous pyrolysis products of samples of typical forest and aquatic plant biomass of Ukraine are calculated. As a result of calculations it was determined that during pyrolysis of aquatic plants and algae mixture of gases obtained had the highest values of lower calorific value: 17,10-17,15 MJ/kg - for microcystis and 16,45-16,50 MJ/kg - for elodea. Gas obtained from pyrolysis of acacia wood had the highest values of lower calorific value in the range of 13.8 to

13.85 MJ/kg. The lower calorific value of pyrogas obtained from hazelnut samples ranged from 12.6 MJ/kg to 12.65 MJ/kg.

Keywords: pyrolysis, lower calorific value, gas chromatography, alternative fuels, diesel engine, conversion of engine to gas.

КРИШТОПА Святослав Ігорович, доктор технічних наук, доцент, завкафедрою автомобільного транспорту, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,

E-mail: auto.ifntung@ukr.net, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-7899-8817>

КРИШТОПА Людмила Іванівна, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автомобільного транспорту, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, E-mail: l.i.kryshropa@mail.ru, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5274-0217>

ГНІП Марія Михайлівна, аспірант, кафедра автомобільного транспорту, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, E-mail: marichka_gnip@ukr.net, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-3662-0941>

МИКИТИЙ Іван Михайлович, аспірант, кафедра автомобільного транспорту, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, E-mail: 7ivan1@i.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8925-6349>

МЕЛЬНИК Василь Миколайович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автомобільного транспорту, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, E-mail: melvasnik@yandex.ru, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5793-5486>

ДИКУН Тарас Васильович, старший викладач, кафедра автомобільного транспорту, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, E-mail: sm@nung.edu.ua

Sviatoslav KRYSHTOPA, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Department of Automobile Transport, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas

E-mail: auto.ifntung@ukr.net, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-7899-8817>

Liudmyla KRYSHTOPA, PhD, Associate Professor, Department of Automobile Transport, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, E-mail: l.i.kryshropa@mail.ru, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5274-0217>

Mariia HNYP, Postgraduate student, Department of Automobile Transport, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, E-mail: marichka_gnip@ukr.net, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-3662-0941>

Ivan MYKYTIЙ, Postgraduate student, Department of Automobile Transport, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, E-mail: 7ivan1@i.ua, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8925-6349>

Vasyl MELNYK, PhD, Associate Professor, Department of Automobile Transport, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, E-mail: melvasnik@yandex.ru, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5793-5486>

Taras DYKUN, Senior Lecturer, Department of Automobile Transport, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, E-mail: sm@nung.edu.ua

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.91>

УДК 656.1
UDC 656.1

Литвин В.В., Таран І.О., Кононенко К.С.

Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна

ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ КІЛЬЦЕВОГО РУХУ НА ВУЛИЧНО-ДОРОЖНЬОЇ МЕРЕЖІ М. ДНІПРО У ПРОГРАМНОМУ СЕРЕДОВИЩІ PTV VISSIM

В сучасних умовах одним із найбільш дієвих методів зниження аварійності та запобігання ДТП на перехрестях є облаштування сучасних кільцевих перетинів. Виконано аналіз зарубіжного досвіду щодо ефективності запровадження кільцевого руху та наведені основні елементи сучасного кільцевого перетину. У якості об'єкту дослідження на вулично-дорожній мережі м. Дніпро було обране перехрестя вул. Набережна Заводська – вул. Павлова із обґрунтуванням критеріїв його вибору. Інтенсивності транспортних потоків на перехресті були отримані методом натурних обстежень для ранкової години «пік» з 700-800. У якості інструментарію моделювання був застосований програмний продукт PTV Vissim 11. Згідно запропонованого авторами алгоритму були розроблені дві імітаційні транспортні моделі перехрестя вул. Набережна Заводська – вул. Павлова із регульованим та кільцевим рухом. Якісний аналіз результатів моделювання дозволяє зробити висновок, що організація регульованого руху призводить до утворення суттєвих заторів. Для подальшого аналізу авторами був обраний перелік із 7 показників, які є найбільш значущими для оцінки ефективності запровадження кільцевого руху. Наведені їх абсолютні (за результатами моделювання) та розраховані відносні значення. Результати моделювання, свідчать, що застосування кільцевого руху сприяє підвищенню ефективності руху за всіма обраними показниками з діапазоні від 3% до 92%. Значення запропонованого авторами комплексного показника ефективності для кільцевого руху становить 1,00, а для світлофорного – 0,34, таким чином загальна ефективність запропонованих рішень для обраного об'єкту дослідження склала 66%.

Ключові слова: вулично-дорожня мережа, безпека руху, конфліктні точки, кільцеве перехрестя, імітаційне моделювання, довжина затору, середня швидкість, час затримки, PTV Vision VISSIM.

ВСТУП

Удосконалення умов руху автомобільного транспорту в сучасних містах вимагає застосування цілого комплексу архітектурно-планувальних і технічних заходів. У той час як реалізація дорожніх та архітектурно-планувальних заходів вимагає, окрім значних капіталовкладень, досить тривалого періоду часу реалізації, заходи організації дорожнього руху (ОДР) можуть забезпечувати швидкий ефект, а в ряді випадків виступають у ролі єдиного засобу вирішення транспортних проблем сучасного міста. Значне зростання кількості індивідуального транспорту (яке спостерігається останнім часом) і обсягів перевезень призводить до підвищення інтенсивності руху та створює додаткове навантаження на основні елементи вулично-дорожньої мережі (ВДМ), більшість з яких побудовані ще в середині минулого століття. Внаслідок цього виникають черги і затори, збільшуються транспортні затримки, що призводить до зниження швидкості сполучення, невиправданих перевитрат палива і підвищення зносу вузлів і агрегатів транспортних засобів.

Одним із головних критеріїв ефективності функціонування ВДМ є забезпечення безконфліктного існування всіх учасників дорожнього руху в обмеженому просторі. Питання безпеки дорожнього руху є особливо актуальним для України, оскільки, за даними офіційної статистики, на дорогах країни кожні 18 хвилин трапляється ДТП, а через кожні 117 хвилин у аваріях гине людина. Високе зниження пропускної здатності і безпеки руху найчастіше виникає в зоні перехресть, особливо на ділянках злиття і переплетення транспортних потоків, де відбувається зміна напрямку руху. Світлофорне регулювання на перехресті, як метод організації дорожнього руху, заснований на маршрутному поділі потоків у часі, вже давно не є гарантом безпеки дорожнього руху і не забезпечує необхідну пропускну здатність. У зв'язку з цим виникає гостра необхідність у перегляді діючих підходів до проектування вулично-дорожньої мережі, підтримці впровадження інтелектуальних систем транспортного моделювання та інших сучасних методів планування дорожнього руху [1]. Аналіз практики організації дорожнього руху говорить про існування ефективних методів підвищення безпеки руху, які застосовуються для перетинів в одному рівні. Одним із таких методів є організація кільцевого руху.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

За транспортно-планувальною характеристикою і способом організації дорожнього руху усі вузли можна розділити на наступні групи: нерегульовані; регульовані; саморегульовані.

Регульоване перехрестя є одним з найпоширеніших типів вузлів вулично-дорожньої мережі міста. Основні затори і затримки транспорту виникають саме на регульованих перехрестях, які і обмежують пропускну здатність вулиць та доріг [2]. Тому якість організації дорожнього руху на регульованих перехрестях в першу чергу впливає на показники функціонування транспортної мережі та ефективність транспортних процесів перевезень [3]. Протягом багатьох десятиріч світлофорне регулювання залишалося основним методом організації дорожнього руху на багатьох видах пересічень. Але в сучасних умовах, які характеризуються динамічними знакозмінними навантаженнями на ВДМ, фіксоване (та в деяких умовах навіть адаптивне) управління світлофорними об'єктами не завжди буває ефективним і виправдовує своє застосування. Як було зазначено вище, основними недоліками світлофорного регулювання є значне скорочення пропускну здатності перехрестя та зниження швидкості руху. Також зазначимо, що згідно із відомостями, наданими Патрульною поліцією України, більшість ДТП у містах України відбувається саме на регульованих перехрестях (рисунок 1) [4].

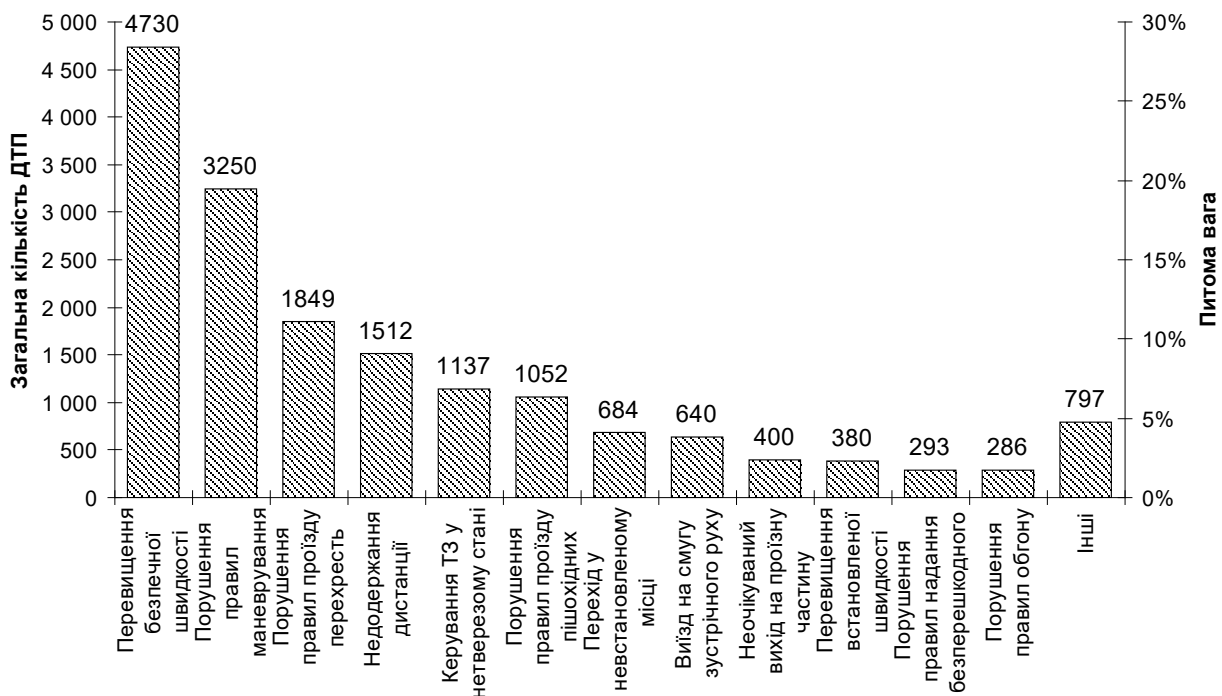


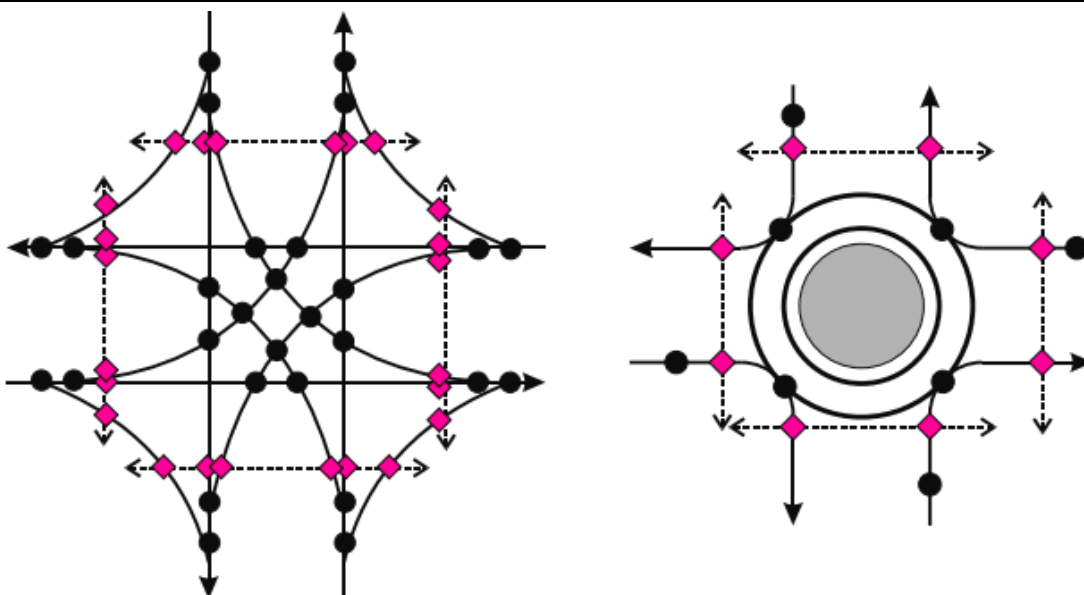
Рисунок 1 – Аналіз причин скоєння ДТП із постраждалими в Україні за період з 01.01.2018 по 31.12.2018

Досвід зарубіжної практики засвідчує, що одним з основних способів підвищення безпеки руху на перехрестях є заспокоєння руху. Заспокоєння руху – це методи створення фізичних та візуальних перешкод руху на великій швидкості на необхідних ділянках. Одним із найбільш дієвих методів зниження аварійності та запобігання ДТП безпосередньо на перехрестях є облаштування сучасних кільцевих перетинів малого і середнього діаметрів, які позначаються терміном *roundabout* [5].

У багатьох країнах Західної Європи, Північної Америки та Австралії ефективність застосування кільцевих перетинів даного типу переконливо підтверджується зниженням всіх показників аварійності, особливо зниженням тяжкості ДТП і зменшенням кількості ДТП із загиблими. Це пояснюється:

- значним зменшенням кількості конфліктних точок (Рисунок 2);
- геометричними параметрами, які призводять до зниження швидкості руху на перетинах типу roundabout;
- поліпшенням умов руху пішоходів – скорочується протяжність переходів через проїжджі частини перетину.

Основні елементи сучасного кільцевого перетину наведено на рисунку 3.



- – 32 конфліктні точки «автомобіль – автомобіль»
- ◆ – 24 конфліктні точки «автомобіль – пішохід»
- – 8 конфліктні точки «автомобіль – автомобіль»
- ◆ – 8 конфліктні точки «автомобіль – пішохід»

Рисунок 2 – Кількість конфліктних точок на нерегульованому і кільцевому перетинах



Рисунок 3 – Основні елементи сучасного кільцевого перетину

(1 – припіднятий центральний острівцець; 2 – априон (*apron, truck apron*); 3 – кільцева проїжджа частина; 4 – двосмуговий вхід на кільцеве перетин із розміткою *yield* (поступися дорогою); 5 – припіднятий розділювальний острівцець (*splitter island*); 6 – пішохідний перехід; 7 – ландшафтний буфер

Сам термін *roundabout* з’явився в Британії ще в 1929 році в Міністерстві Транспорту та Інституті Планування Міст (the Town Planning Institute). Слід зазначити, що в керівництві по кільцевим перетину штату Флорида (FRG 1996) був введений новий термін «Сучасний кільцевий перетин» (*modern roundabout*), який став часто використовуватися в технічній літературі і періодиці. При цьому під сучасним розуміється кільцевий перетин, який задовольняє певним вимогам (таблиця 1) [6].

Таблиця 1 – Порівняльний аналіз сучасних кільцевих перетинів із класичними кільцевими розв'язками

Характеристика	Сучасний кільцевий перетин	Класична кільцева розв'язка
Керування на вході	Знак «уступи дорогу»	Знак «рух без зупинки заборонено» або пріоритетність потоку, що вливається
Характеристика руху	Транспортний потік, що рухається по кільцю має пріоритет відносно потоку, що вливається	Є місця злиття потоків для вирішення конфліктів
Відхилення від прямолінійного руху	Використовується для зниження швидкості	На великих кільцях для основного потоку не використовується, забезпечуються високі швидкості
Місця для паркування автомобілів всередині кільця	Забороняються	Допускається на великих кільцях
Пішохідних перехід через центральний острівцець		
Рух по кільцю	На міні-кільцях лівобічні маневри можуть виконуватися через центральний острівцець	Весь потік рухається навколо центрального острівця

Розміри сучасних кільцевих перетинів (діаметром 20...30 м) і їх низька вартість дозволяють широко застосовувати їх на вулично-дорожньої мережі сучасних міст, що є великою перевагою. Накопичений світовий досвід експлуатації доріг з кільцевими перетинами показав, що вони при дотриманні комплексу вимог до їх планування і методам організації руху можуть працювати досить ефективно. Крім того, організація кільцевого руху, повністю або частково виключає місця перетину транспортних потоків, замінюючи їх послідовним злиттям або розподілом, і таким чином сприяє суттєвому підвищенню безпеки руху та зниження тяжкості дорожньо-транспортних пригод. Згідно даним міжнародної статистики [7] їх застосування призводить до загального зниження ДТП на 40-80%; на 90% скорочується кількість ДТП із смертельним результатом, на 75% – ДТП з пораненими, на 35% – число подій, пов'язаних із наїздами на пішоходів, і на 10% із наїздами на велосипедистів. За показником тяжкості наслідків ДТП кільцеві перетини найбільш ефективні на позаміських автомобільних дорогах, де реєструється зниження кількості загиблих на перетинах в одному рівні більш ніж в 2 рази. На міських кільцевих перетинах даний показник становить 18-20% [8].

Незважаючи на перераховані вище переваги, у вітчизняній практиці дорожнього проектування сучасні кільцеві перетини не отримали належного застосування в першу чергу у зв'язку із недостатньо розвиненою нормативно-методичною базою. Однією із альтернатив вирішення цієї проблеми є запозичення моделей, розроблених в Європейських країнах, проте в цьому випадку існує велика імовірність виникнення неточності оцінки через відмінності внаслідок різних принципів проектування, а також манери водіння. Перераховані вище передумови, засвідчують про актуальність задачі вивчення умов застосування сучасних кільцевих перетинів на ВДМ середніх та великих міст України з метою обґрунтування їх оптимальних геометричних та технічних параметрів.

Сучасний науковий підхід до планування та аналізу складних транспортних систем (в т.ч. і дорожнього руху) неможливо уявити без застосування інструментів імітаційного моделювання. На сьогоднішній день в розвинених країнах Європейського Союзу основним інструментом моделювання дорожнього руху є програмний комплекс PTV VISSIM, який дозволяє створювати імітаційні моделі елементів ВДМ міста будь якої складності із подальшим аналізом наслідків сумісної взаємодії транспортних та пішохідних потоків, засобів регулювання та громадського транспорту.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є обґрунтування ефективності застосування кільцевого руху на обраному об'єкті вулично-дорожньої мережі м. Дніпро. Для реалізації мети дослідження необхідно провести обстеження транспортних потоків; у програмному середовищі PTV VISSIM розробити імітаційні транспортні моделі перехрестя із регульованим, та кільцевим рухом; навести результати моделювання; обрати кількісні показники, за якими будуть порівнюватися обрані схеми транспортного руху; запропонувати структуру комплексного критерію для оцінки ефективності руху на окремому перехресті.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

У якості об'єкту дослідження на ВДМ м. Дніпро було обране перехрестя вул. Набережна Заводська – вул. Павлова, яке відноситься до Т-образного типу і на якому організована схема руху із трьома фазами роз'їзду. Зовнішній вигляд перехрестя, його схема, а також діючі фази роз'їзду наведені на рисунках 4-8 відповідно.



Рисунок 4 – Зовнішній вигляд Т-го перехрестя вул. Набережна Заводська – вул. Павлова

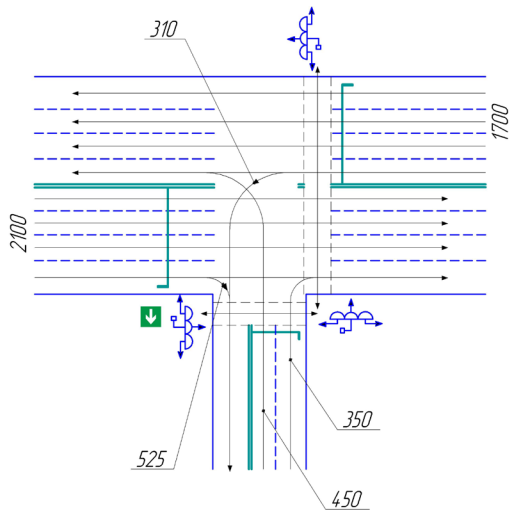


Рисунок 5 – Схема перехрестя

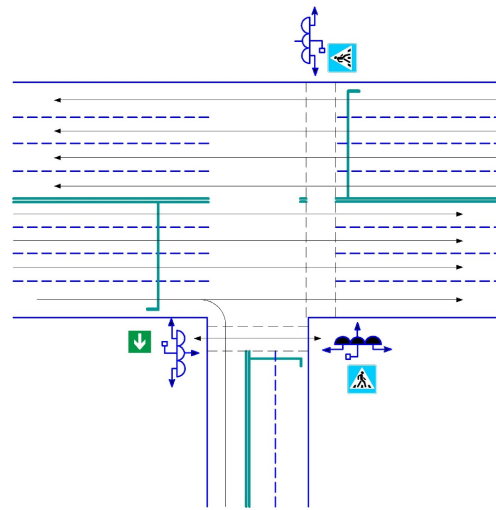


Рисунок 6 – Перша фаза роз'їзду

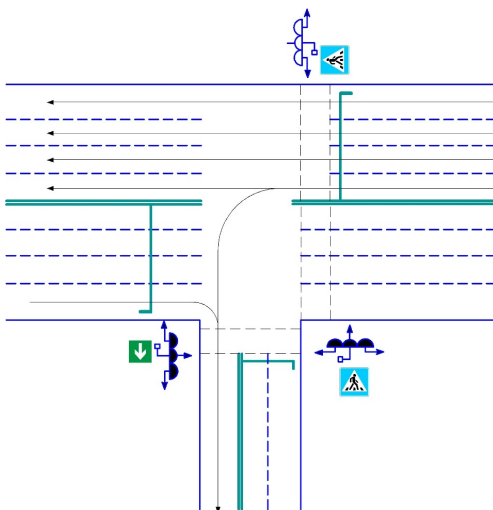


Рисунок 7 – Друга фаза роз'їзду

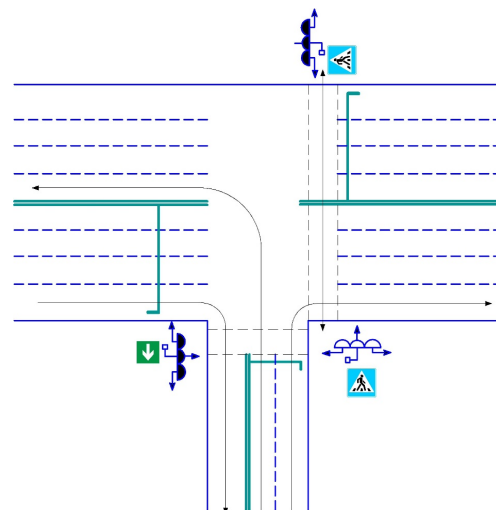


Рисунок 8 – Третя фаза роз'їзду

Вибір перехрестя вул. Набережна Заводська – вул. Павлова у якості об'єкту дослідження пояснюється високими інтенсивностями руху транспортних засобів (у години «пік» понад 2000 авт/год), великою питомою вагою вантажного та пасажирського транспорту (по деяких напрямках руху до 30%) та підвищеною аварійністю (за останній рік на ньому трапилося 7 ДТП, два з яких із тяжкими наслідками). Тривалість світлофорного циклу 110 с. Особливістю перехрестя є наявність трисекційного світлофору з додатковою секцією («зелена стрілка») при повороті праворуч на вул. Павлова (рисунок 5-8).

Інтенсивності транспортних потоків на перехресті були отримані методом натурних обстежень для ранкової години «пік» з 7⁰⁰-8⁰⁰. Було встановлено, що інтенсивності вхідних потоків за напрямком руху №1 (ж/м Парус → Центр) становлять 2100 авт./год., за напрямком руху №2 (Центр → ж/м Парус) – 1700 авт./год., а за напрямком руху №3 (з вул. Павлова) – 800 авт./год. Епюра інтенсивності транспортних потоків також наведена на схемі перехрестя (рисунок 5).

У якості інструментарію моделювання був застосований програмний продукт PTV Vissim (64 bit) 11 (Студентська версія). Слід зауважити, що «Студентська версія» майже не має функціональних обмежень, але дозволяє досліджувати створені об'єкти лише протягом 600 с. Таким чином, отримані нижче результати моделювання є чинними для проміжку часу, який складає 10 хв. Враховуючи тривалість світлофорного циклу на перехресті вул. Набережна Заводська – вул. Павлова, який складає 110 с., автори вважають дане обмеження припустимим, а отримані результати мають право бути екстрапольовані спроектовані і на більш тривалі проміжки часу.

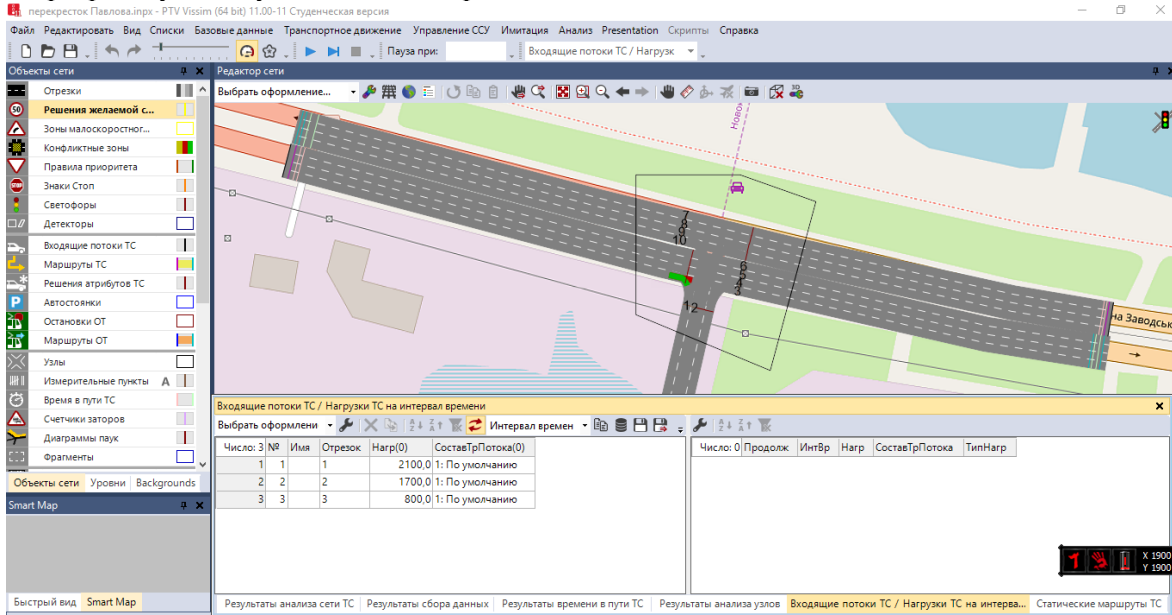
В роботі [1] авторами був запропонований алгоритм створення моделі перехрестя у програмному середовищі PTV VISSIM, який наведено на рисунку 9.



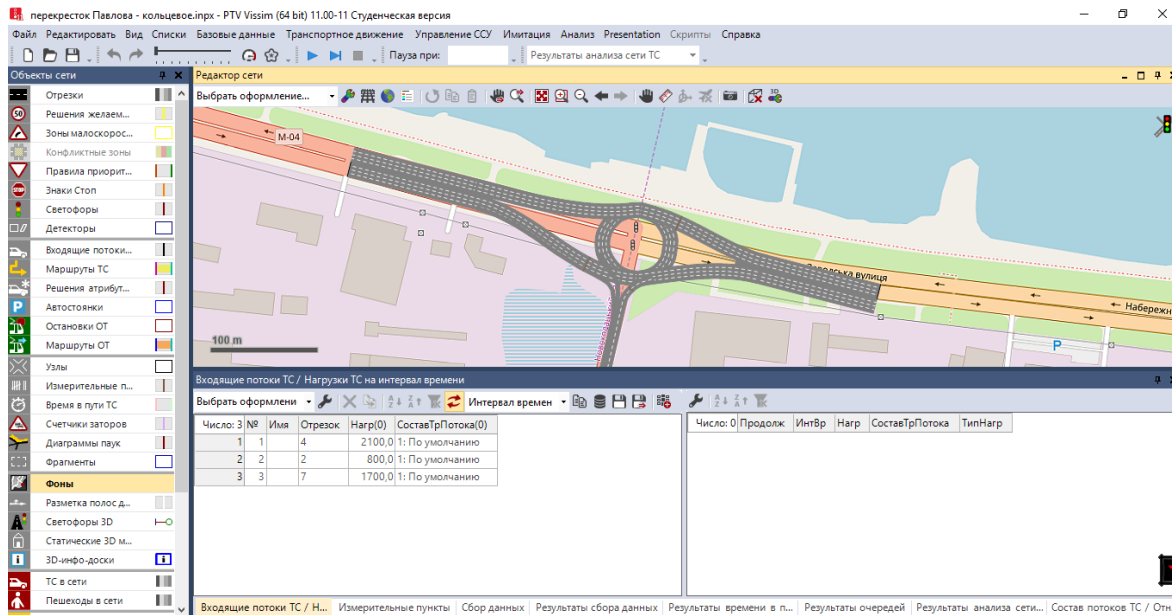
Рисунок 9 – Алгоритм створення моделі перехрестя у програмному середовищі PTV VISSIM

Згідно запропонованого алгоритму були розроблені дві імітаційні транспортні моделі перехрестя вул. Набережна Заводська – вул. Павлова із регульованим (рисунок 10) та кільцевим рухом (рисунок 11). Процес імітації руху транспортних засобів на цих перехрестях наведено на рисунках 12 та 13 відповідно. Навіть якісний аналіз результатів моделювання дозволяє зробити висновок, що організація регульованого руху призводить до утворення суттєвих заторів. Можливості кількісного аналізу

транспортного руху у PTV VISSIM наведено на рисунку 14. В таблиці 2 наведені основні характеристики руху, які розраховуються у PTV VISSIM протягом імітації.



Рисунку 10 – Модель перехрестя вул. Набережна Заводська – вул. Павлова із регульованим рухом



Рисунку 11 – Моделі перехрестя вул. Набережна Заводська – вул. Павлова із кільцевим рухом

Виходячи із рекомендацій наданих у роботі [9] (таблиця 3) та у роботі [10] авторами був обраний перелік із 7 показників, які на їх думку є найбільш значущими для оцінки ефективності запровадження кільцевого руху. Абсолютні (за результатами моделювання) та відносні значення обраних показників наведені у таблиці 4.

Для комплексної оцінки ефективності руху на окремому перехресті автори пропонують використовувати функціонал наступного виду:

$$K_i^{КОМПЛ} = \sqrt[n]{\sum_{j=1}^n k_i^j} \rightarrow \max, \quad (1)$$

де k_i^j – відносна величина j -го показника ефективності при i -му варіанті організації дорожнього руху; n – кількість показників, що враховуються.

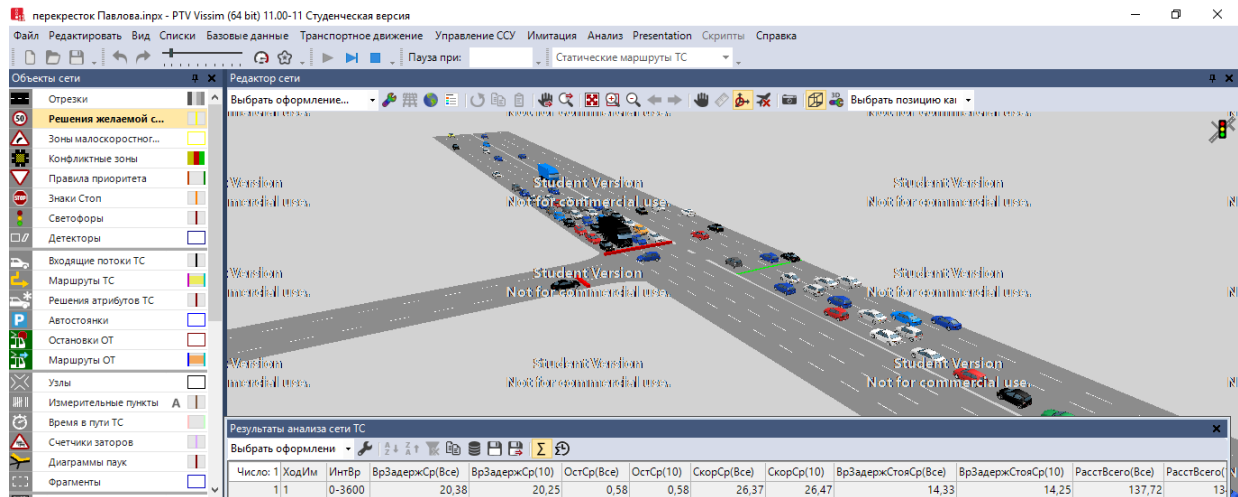


Рисунок 12 – Процес імітації руху транспортних засобів на перехресті із регульованим рухом

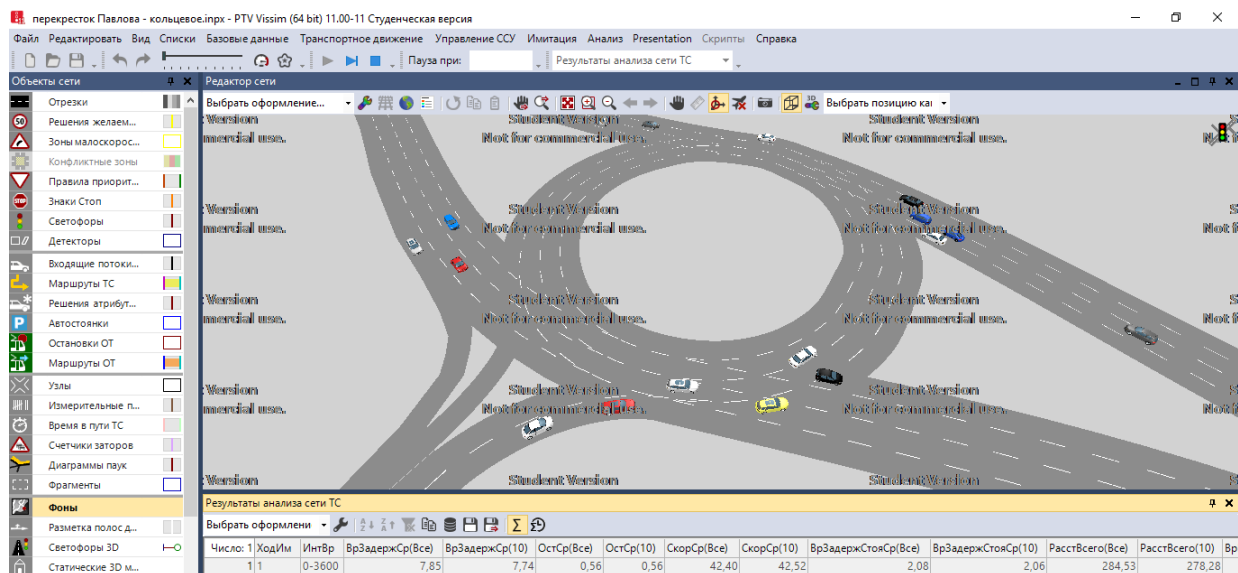


Рисунок 13 – Процес імітації руху транспортних засобів на перехресті із кільцевим рухом

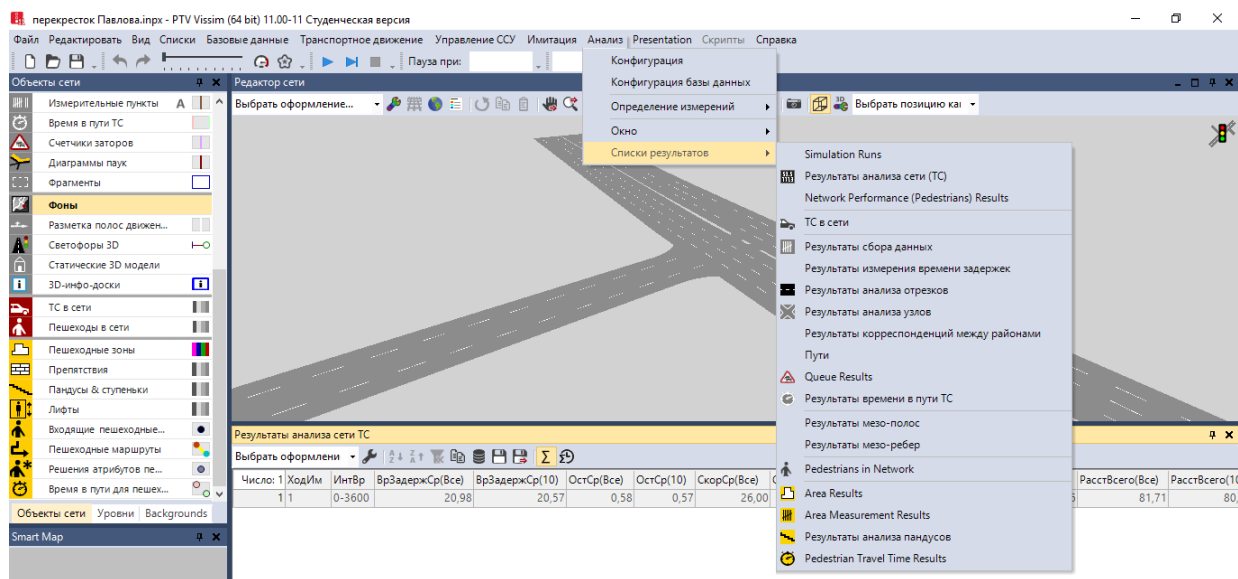


Рисунок 14 – Можливості кількісного аналізу транспортного руху у PTV VISSIM

Таблиця 2 – Основні характеристики транспортного руху, які розраховуються у PTV VISSIM

№ п/п	Назва функції у PTV VISSIM	Зміст функції
1	Час затримки (середнє значення)	Середній час затримки ТЗ
2	Зупинки (середнє значення)	Середня кількість зупинок ТЗ
3	Швидкість (середня)	Середня швидкість
4	Час простою	Середній час простою ТЗ
5	Відстань	Загальна відстань всіх ТЗ
6	Час в дорозі	Загальний час в дорозі всіх ТЗ
7	Загальний час затримки (всього)	Повний час затримки ТЗ
8	Зупинки (всього)	Загальна кількість зупинок ТЗ
9	Час простою (всього)	Загальний час простою ТЗ
10	ТЗ (акт)	Загальна кількість авто за час імітації
11	Прискорення	Середнє прискорення авто
12	Час в заторі	Час в заторі всіх ТЗ
13	Ступінь заповнення	Час, за який був заданий вимірювальний пункт
14	Подоланий відрізок дороги	Відстань, яку подолав один ТЗ
15	Люди	Кількість людей в системі
16	Довжина затору (максимальна)	Максимальна довжина затору
17	Рівень обслуговування ТЗ	Значення рівня обслуговування від 1-6
18	Емісія CO	Кількість монооксида вуглецю на 1 ТЗ
19	Емісія NO	Кількість монооксидів азоту
20	Емісія VOC	Кількість летючих органічних з'єднань
21	Витрати палива	Витрати палива
22	Щільність	Щільність потоку
23	Навантаження	Кількість ТЗ за годину

Таблиця 3 – Аналіз відповідності мети керування дорожнім рухом та критеріями якості

МЕТА КЕРУВАННЯ	КРИТЕРІЇ ЯКОСТІ КЕРУВАННЯ
Гарантування безпеки руху	<ul style="list-style-type: none"> Рівень аварійності на ВДМ
Підвищення рівня обслуговування учасників руху	<ul style="list-style-type: none"> Тривалість затримки Середня швидкість руху Кількість зупинок Довжина черги перед перехрестям

	<ul style="list-style-type: none"> • Експлуатаційні витрати
Підвищення пропускної здатності ВДМ	<ul style="list-style-type: none"> • Рівень використання пропускної здатності ВДМ
Зменшення шкідливого впливу на довкілля	<ul style="list-style-type: none"> • Рівень забруднення відпрацьованими газами • Витрати палива
Надійність керування	<ul style="list-style-type: none"> • Максимальна швидкість руху • Параметр нерівномірності руху

Таблиця 4 – Обрані для подальшого аналізу результати моделювання

№ п/п	Показник	Значення показника				Ефект, %
		Регульований рух		Кільцевий рух		
		абсолютне	відносне	абсолютне	відносне	
1	Середній час затримки ТЗ, с	21,53	0,36	7,76	1,00	0,64
2	Середня кількість зупинок ТЗ, с	0,59	0,97	0,57	1,00	0,03
3	Середня швидкість, км/год.	26,57	0,63	42,38	1,00	0,37
4	Середній час простою ТЗ, с	11,55	0,35	4,02	1,00	0,65
12	Середній час у заторі всіх ТЗ, с	15,52	0,39	6,05	1,00	0,61
16	Максимальна довжина затору, м	104,83	0,08	7,98	1,00	0,92
18	Емісія CO, гр.	257	0,25	63,95	1,00	0,75

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Виконаний аналіз зарубіжних та вітчизняних літературних джерел, а також аналіз результатів моделювання за створеними імітаційними моделями, дозволив авторам сформулювати основні переваги кільцевих перетинів у порівнянні з іншими типами перетинів в одному рівні. Кільцеві перетини:

- забезпечують (при відповідних значеннях і співвідношеннях інтенсивностей транспортних потоків) високу пропускну здатність перехрестя;
- не вимагають додаткових витрат на світлофорне регулювання руху;
- мають меншу кількість розосереджених конфліктних точок;
- забезпечують зниження швидкості руху під час проїзду перехрестя;
- за рахунок невеликих кутів злиття, поділу та перетину транспортних потоків, сприяють зниженню аварійності та тяжкості дорожньо-транспортних пригод;
- мають невеликі втрати часу через зупинки;
- забезпечують кращі умови руху для виконання лівих поворотів;
- вимагають невеликих капітальних витрат на будівництво;
- здійснюють менший негативний вплив на навколишнє середовище.

Як правило схема руху на перехресті із кільцевим рухом є більш простою і зрозумілою водіям;

Радарна діаграма відносних показників та загальна характеристика ефективності організації дорожнього руху на перехресті вул. Набережна Заводська – вул. Павлова наведена на рисунках 15 та 16 відповідною. Значення запропонованого авторами комплексного показника ефективності (1) для кільцевого руху становить 1,00, а для світлофорного – 0,34, таким чином загальна ефективність запропонованих рішень для обраного об'єкту дослідження склала 66%.

$$K_{\text{світлофорний рух}}^{\text{КОМП}} = \sqrt[7]{0,36 \cdot 0,97 \cdot 0,63 \cdot 0,35 \cdot 0,39 \cdot 0,08 \cdot 0,25} = 0,34.$$

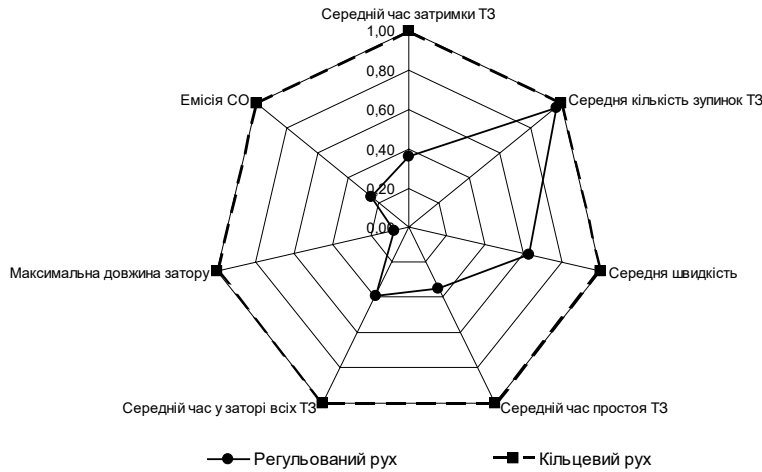


Рисунок 15 – Радарна діаграма відносних показників ефективності організації дорожнього руху

Обрані показники ефективності (Таблиця 4) можуть мати нерівномірну значущість під час прийняття остаточних рішень щодо вибору варіанту організації дорожнього руху. Таким чином виникає проблему у їх ранжуванні (або визначенні вагових коефіцієнтів). Таким чином структура запропонованого критерію (1) може набути наступного виду:

$$K_i^{КОМПЛ} = \sqrt[n]{\sum_{j=1}^n \omega^j \cdot k_i^j} \rightarrow \max \quad (1)$$

де ω^j – ваговий коефіцієнт j -го показника ефективності (для визначення числових значень ω^j автори планують найближчим часом залучити «експертів» – спеціалістів, які мають практичний досвід вирішення задач з організації дорожнього руху та створенні транспортних моделей у середовище VISSIM).

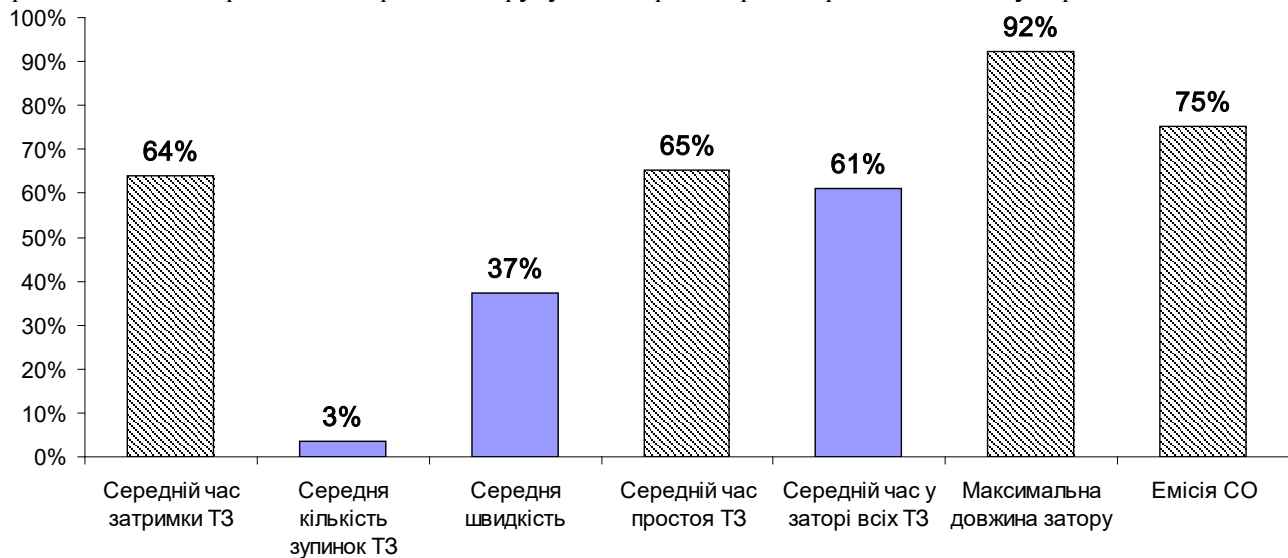


Рисунок 16 – Ефективність запровадження кільцевого руху на перехресті вул. Набережна Заводська – вул. Павлова

ВИСНОВКИ

В сучасних умовах одним із найбільш дієвих методів зниження аварійності та запобігання ДТП безпосередньо на перехрестях є облаштування сучасних кільцевих перетинів малого і середнього діаметрів. Виконано аналіз зарубіжного досвіду щодо ефективності запровадження кільцевого руху, наведені основні елементи сучасного кільцевого перетину. У якості об'єкту дослідження на ВДМ м.

Дніпро було обране перехрестя вул. Набережна Заводська – вул. Павлова. Розроблені дві імітаційні транспортні моделі перехрестя (із регульованим та кільцевим рухом) у програмному середовищі PTV VISSIM. Результати моделювання, засвідчують, що застосування кільцевого руху сприяє підвищенню ефективності руху за всіма обраними показниками з діапазоні від 3% до 92%. Значення запропонованого авторами комплексного показника ефективності для кільцевого руху становить 1,00, а для світлофорного – 0,34, таким чином загальна ефективність запропонованих рішень для обраного об'єкту дослідження склала 66%.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Таран І.А., Новицький А.В., Литвин В.В. Аналіз можливостей використання програмного забезпечення PTV VISION VISSIM для моделювання транспортних і пішеходних потоків. *Вісник СНУ ім. В. Даля*. 2015. №2 (219). С. 136-140.
2. Системологія на транспорті. Організація дорожнього руху / Гаврилов Е.В. та ін.; за ред. М.Ф. Дмитриченка. Київ. 2007. 452 с.
3. Організація та регулювання дорожнього руху: підручник / Бакуліч О.О. та ін.; за ред. В.П. Поліщука. Київ. 2016. 467 с.
4. Патрульна поліція, статистика [Електронний ресурс]. URL: [https:// patrol.police.gov.ua/statystyka](https://patrol.police.gov.ua/statystyka) (Дата звернення: 07.11.19).
5. Kennedy J. (2005). Review of Accident Research at Roundabouts. *Transport Research Laboratory (TRL Limited), Wokingham, Berkshire*. 2005. 14.
6. What roundabout design provides the highest possible safety? (2000) *Nordic Road & Transport Research*. No2, 17-21.
7. Taekratok T. (1998). Modern roundabouts for Oregon. *Oregon Department of Transportation*. 124.
8. Roundabouts: An Informational Guide. (2000). *Federal Highway Administration. Publication No FHWA-RD-00-67*. 277.
9. Управління дорожнім рухом на регульованих перехрестях у містах: монографія / Форнальчик С.Ю., Могила І.А., Трушевський В.Е., Гілевич В.В.; за ред. С. Ю. Форнальчика. Львів. 2018. 236 с.
10. Форнальчик С.Ю., Гілевич В.В. Порівняльна характеристика деяких показників проїзду регульованих і нерегульованих перехресть. *Вісник ХНАДУ*. 2010. №50. С. 48-51.

REFERENCES

1. Taran I.A., & Noviczkiy A.V., & Litvin V.V. (2015). Analiz vozmozhnostej ispolzovaniya programmogo obespecheniya PTV VISION VISSIM dlya modelirovaniya transportnykh i peshekhodnykh potokov. *Visnik SNU im. V. Dalya*. #2 (219). 136-140.
2. Sistemologiya na transporti. Organizacziya dorozhnogo rukhu (2007). Gavrilov E.V. ta in.; za red. M.F. Dmitrichenka. 452.
3. Organizacziya ta reguluyuvannya dorozhnogo rukhu: pidruchnik (2016). Bakulich O.O. ta in.; za red. V.P. Polishhuka. 467.
4. Patrolna policziya, statistika [Elektronnij resurs]. URL: [https:// patrol.police.gov.ua/statystyka](https://patrol.police.gov.ua/statystyka) (Data zvernennya: 07.11.19).
5. Kennedy J. (2005). Review of Accident Research at Roundabouts. *Transport Research Laboratory (TRL Limited), Wokingham, Berkshire*. 2005. 14.
6. What roundabout design provides the highest possible safety? (2000) *Nordic Road & Transport Research*. No2, 17-21.
7. Taekratok T. (1998). Modern roundabouts for Oregon. *Oregon Department of Transportation*. 124.
8. Roundabouts: An Informational Guide. (2000). *Federal Highway Administration. Publication No FHWA-RD-00-67*. 277.
9. Fornalchik Ye.Yu., & Mogila I.A., & Trushevskij V.E., & Gilevich V.V. (2018). Upravlinnya dorozhnim rukhom na regulovanikh perekhrestyakh u mistakh: monografiya. 236.
10. Fornalchik Ye.Yu., & Gilevich V.V. (2010). Porivnyalna kharakteristika deyakikh pokaznikov proyizdu regulovanikh i neregulovanikh perekhrest. *Visnik KhNADU*. 48-51.

V. Litvin., I. Taran, K. Kononenko. Substantiating the efficiency of circular traffic use in the context of road network in Dnipro City within software environment PTV VISSIM.

Currently, arrangement of modern circular intersections of small- and medium-size diameters is among the most efficient methods to improve accident record and prevent incidents right within the crossings. The decreased incident rates within such crossings can be explained by massive reduction of the number of conflict points; geometrical parameters resulting in significant velocity decrement; and the improved pedestrian traffic. The world practices have been analyzed as for the circular traffic implementation; basic components of the circular intersection have been listed; and comparative analysis of the modern circular crossings and classic circular crossings has been performed.

Intersection of Naberezhna Zavodska Street-Pavlov Street intersection in Dnipro City has been selected as a test object within a road network with substantiation of the selection criteria. Traffic intensity at the intersection has been obtained with the help of full-scale observations for morning rush hour (i.e. 7 a.m.-8 a.m.). Software product PTV VISSIM 11 has been applied as the modeling tool. According to the algorithm, proposed by the authors, two traffic simulators of Naberezhna Zavodska Street-Pavlov Street intersection have been developed with control traffic and circular traffic. Qualitative analysis of the modeling results has helped conclude that control traffic factors into major traffic jams. The authors have selected a list involving the seven indices (i.e. average delay time; average stop number; average velocity; average idle time; average period of all the vehicles passed in the traffic jam; maximum length of the jam; and CO emission) for further analysis being the most important to evaluate efficiency of circular traffic implementation. Their absolute values resulting from the modeling as well as calculated relative values have been represented. The modeling results mean that circular traffic is more favourable to improve traffic according to each selected index within the range of 3% - 92%. Value of the proposed complex parameter of the circular traffic efficiency is 1.00; in terms of traffic light – the value is 0.34. Thus, total efficiency of the proposed solutions for the selected object is 66%.

The efficiency indices may be of different importance while making final decision concerning traffic arrangement involving their ranging (or determination of the weight coefficients). In the near future, the authors are going to involve experts, i.e. specialists who are experienced in solving problems as for the traffic arrangement and development of traffic models within VISSIM environment.

Key-words: road network, traffic safety, conflict points, circular crossing, simulation, traffic jam length, average velocity, delay time, PTV VISSIM.

ЛИТВИН Вадим Вікторович, старший викладач кафедри «Управління на транспорті», Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», e-mail: litvin.v.v.79@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-1572-9000>.

ТАРАН Ігор Олександрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Управління на транспорті», Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», e-mail: taran7077@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-3679-2519>.

КОНОНЕНКО Кристина Сергіївна, студентка кафедри «Управління на транспорті», Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», e-mail: kristina.serdyuk97@gmail.com.

Vadim LITVIN, senior lecturer of Transport Management Department, National Technical University “Dnipro Polytechnic”, e-mail: litvin.v.v.79@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-1572-9000>.

Igor TARAN, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of Transport Management Department, National Technical University “Dnipro Polytechnic”, e-mail: taran7077@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0002-3679-2519>.

Kristina KONONENKO, student of Transport Management Department, National Technical University “Dnipro Polytechnic”, e-mail: kristina.serdyuk97@gmail.com

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.92>

Лотиш В.В., Гуменюк Л.О., Гуменюк П.О.
Луцький національний технічний університет

СТРУКТУРНО – ФУНКЦІОНАЛЬНА МОДЕЛЬ РОБОТИ ЕЛЕКТРОННОЇ СИСТЕМИ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ (ESP)

Розроблено імітаційну модель управління поведінкою транспортного засобу при заносах з використанням системи курсової стійкості (ESP). Створено динамічну імітацію роботи контуру гальмівної системи, яка дозволяє ознайомитись з роботою контуру в динаміці, що значно покращує розуміння процесу гальмування; розроблено інтерактивну схему роботи ESP та ABS. Зона виводу інформації під час роботи моделі дозволяє візуалізувати проходження автомобілем тестової траси та отримувати індикацію швидкості автомобіля та повороту керма та індикацію втручання ESP. Таким чином, отримана комп'ютерна модель управління автомобілем при заносах з врахуванням роботи ESP, яка дозволяє спостерігати в динаміці роботу ESP та прослідкувати зв'язки, які виникають при роботі системи ESP та ABS. Застосування такого підходу дозволяє проводити імітаційне моделювання за різними сценаріями, залежно від формування різноманітних ситуацій, практично необмеженої складності.

Ключові слова: імітаційна модель, заноси, керування транспортним засобом, ESP, ABS, контур гальмівної системи, швидкість, поворот керма.

ВСТУП

За останні роки в Україні значно розширився автомобільний парк, наслідком чого стало зростання аварійності на дорогах. В середньому щорічно реєструється понад 100 тис. дорожньо-транспортних пригод (ДТП), в яких гинуть більше 3 тис. і отримують травми різного ступеня тяжкості до 40 тис. чоловік [1]. Значна кількість таких ДТП пов'язана з втратою керованості автотранспортним засобом і, відповідно, відхилення автомобіля від заданого водієм напрямку руху. Одним з основних факторів, які впливають на втрату керованості, є бічні сили, що виникають при поворотах транспортного засобу. Коли величина бічних сил перевищує силу зчеплення коліс з дорогою, відбувається довільне переміщення коліс автомобіля в поперечному напрямку, так званий занос. Зазвичай водій стикається з занесенням задніх коліс, занос передніх, якщо він виникає, тут же гаситься відцентровою силою. Як вихід з такої ситуації на сьогоднішній день пропонується оснащення автомобілів електронною системою курсової стійкості (ESP - Electronic Stability Program). Система дозволяє ефективно визначати момент початку бічного заносу автомобіля і формувати стабілізуючий момент [2].

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Від самого початку розвитку автомобільного транспорту чимало спроб зроблено для створення гальмівних систем, надійних і легких у використанні (менші зусилля водія через використання підсилюючих механізмів, т.п.).

Але управління гальмівними системами стало можливим тільки з комерційною доступністю цифрових мікроконтролерів у кінці 1970х. Іншим важливим технологічним проривом стала розробка шини локальної мережі контролерів - Controller Area Network (CAN).

Шина CAN дозволила різним контролюючим модулям, датчикам і приводам автомобіля підтримувати зв'язок одне з одним, що, у свою чергу, зробило можливою інтеграцію систем контролю.

Після цього, першою розробкою в галузі гальмівних систем була антиблокувальна система гальм (ABS). ABS контролює ковзання коліс і запобігає блокуванню коліс, що дає можливість автомобілю залишатися керованим при важкому гальмуванні [3,4]. Оскільки ABS підтримує ковзання коліс на оптимальному значенні, вона максимізує доступну гальмівну силу.

Більшість аварій через втрату управління автомобіля трапляються через те, що при граничних умовах автомобіль поводить з великою відмінністю від нормальної поведінки в межах границі і водій не може прийняти необхідні коригуючі дії.

Отже, метою автомобільного розробника повинно бути забезпечення того, що поведінка автомобіля при граничних умовах не повинна сильно відрізнитись від поведінки у межах норми або того, щоб автомобіль якомога довше діяв у дограничній області. Автомобільні системи контролю стійкості були розроблені для досягнення цієї мети [5-7].

Апаратне забезпечення системи стабілізації курсової стійкості автомобіля складається з систем збору на обробки інформації.

Визначення настання аварійної ситуації здійснюється шляхом порівняння дій водія та параметрів руху автомобіля. У випадку, коли дії водія (бажані параметри руху) відрізняються від фактичних параметрів руху автомобіля, включається система ESP. На підставі сигналів, що надходять від датчиків, електронна система курсової стійкості активує відповідні системи безпеки і управляє їх роботою. Очевидно що, бортові системи ESP дуже складні. Тому розробка і налаштування системи ESP є затратним по коштах і часу процесом.

Комерційні бортові системи ESP мають дуже складні патентовані алгоритми. Складність може залежати від трьох основних факторів: (1) кількість контрольованих змінних і їх точне визначення, (2) кількість і тип систем, використаних для вироблення контролюючих сил, і (3) врахування змін, що трапляються в автомобілі з часом, або при зміні умов роботи.

Існуючі на ринку програмні інструменти для моделювання поведінки транспортних засобів на дорозі, часто володіють обмеженим функціоналом з точки зору управління поведінкою транспортного засобу [8-9].

В останні роки, завдяки розвитку графічного інтерфейсу і графічних пакетів, широкий розвиток отримало комп'ютерне структурно-функціональне моделювання. Покладено початок застосуванню комп'ютера навіть у концептуальному моделюванні, де він використовується, наприклад при побудові систем штучного інтелекту. Таким чином очевидно, що поняття “комп'ютерне моделювання” значно ширше традиційного поняття “моделювання на ЕОМ”.

МЕТА ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ - побудова імітаційної моделі управління поведінкою транспортного засобу при заносах з використанням системи курсової стійкості (ESP). Застосування такого підходу дозволяє проводити імітаційне моделювання за різними сценаріями, залежно від формування різноманітних ситуацій, практично необмеженої складності.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Функціональне моделювання роботи ESP: ESP вимірює кут повороту керма, бічне пришвидшення і темп ризику. Базуючись на цих вхідних параметрах система записує і обчислює передбачуваний напрям руху автомобіля і поведінку, припускає потребу втручання, коли автомобіль недо- або переповертає, наприклад, одне або кілька коліс гальмуються для коригування курсової стійкості (рис. 1).



Рисунок 1. Схема функціонування ESP.

Код для ESP має контроль недо- і переповороту. Важливими вхідними сигналами для ESP є A_x , темп ризику і керований кут. Базуючись на вході, якщо він іде вище певного порогу, вихідні сигнали рівнів гальм і рівень педалі коригують напрям і стійкість автомобіля (рис. 2). Якщо

автомобіль переповертає, гальмування зовнішнього переднього колеса допоможе утримати бажаний курс. При недоповороті коригування виконується гальмуванням внутрішнього заднього колеса.

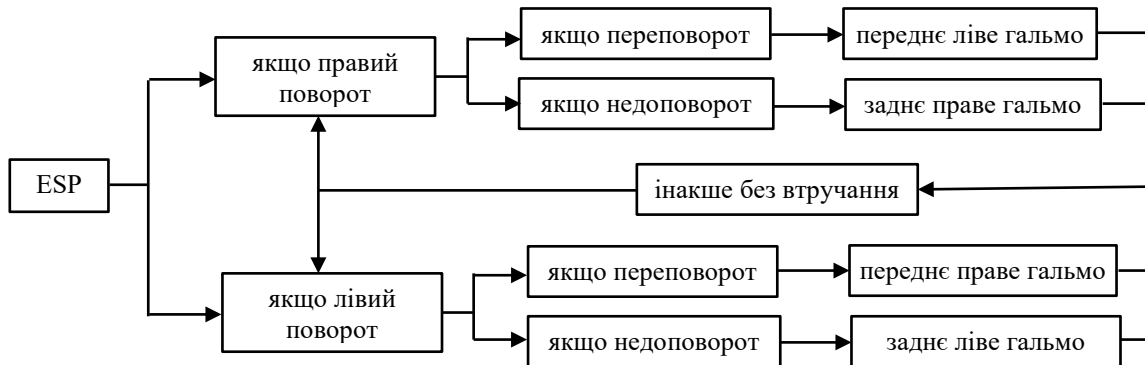


Рисунок 2. Схема функціонування ESP при регулюванні.

Функціональне моделювання роботи антиблокувальної системи (ABS): Для коду ABS важливими входними сигналами є швидкість колеса і рівень гальма. Вимірюючи швидкість коліс і швидкість автомобіля, коли якесь колесо іде з меншим значенням швидкості, ніж інші колеса, гальмівний фактор для цього колеса зменшується для уникнення блокування. В дійсності швидкість коліс автомобіля вимірюється в кожного колеса, якщо похідна швидкості колеса надто крута – гальмівний тиск зменшується [10] (рис. 3).

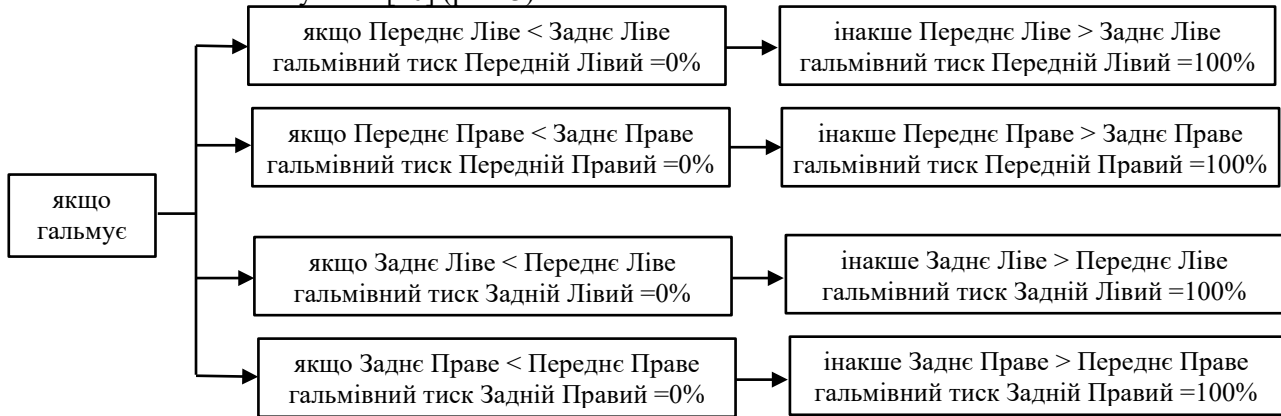


Рисунок 3. Схема функціонування ABS.

Функціональне моделювання роботи системи контролю тяги (TCS): Код для TCS втручається тільки в управління двигуном для регулювання ведучих коліс пришвидшенням. Якщо використовуються гальма, на TCS трапляється деякий шум, коли система активована. TCS програмується з кількома налаштуваннями з 2-35% ковзанням, залежно від умов і бажаної поведінки (рис. 4).



Рисунок 4. Схема функціонування TCS.

Таким чином отримуємо схеми функціонування ESP, ABS, TCS як в загальному, так і при роботі в режимі регулювання. Використовуючи дані схеми переходимо до комп'ютерного структурно-функціонального моделювання роботи ESP [11-15].

В якості середовища для створення структурно-функціонального моделювання роботи ESP вибрано Delphi.

В графічному редакторі створено зображення автомобіля з основними елементами роботи ESP. На зображенні показані гальмівна система, індикатори спрацювання ABS та ESP, а також інформаційні зв'язки даних систем між собою через систему регулювання ESP (рис. 5).

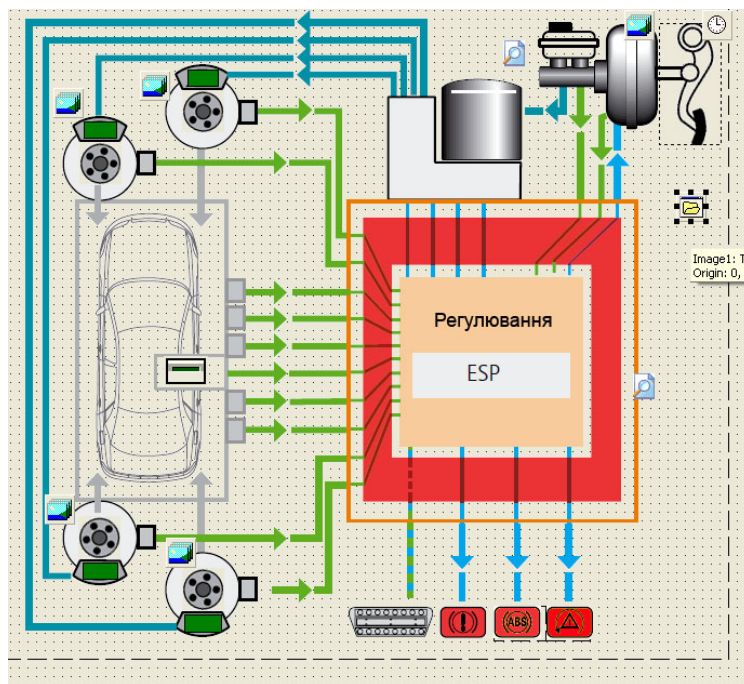


Рисунок 5. Базове зображення автомобіля з ESP.

Розміщення елементів ESP представлено в субмодальному вікні і також створено з застосування графічного редактора (рис. 6). Використання субмодального вікна для показу розміщення обладнання ESP надає можливість користувачу оперативно ознайомитись з розташуванням обладнання без виходу з режиму моделювання.

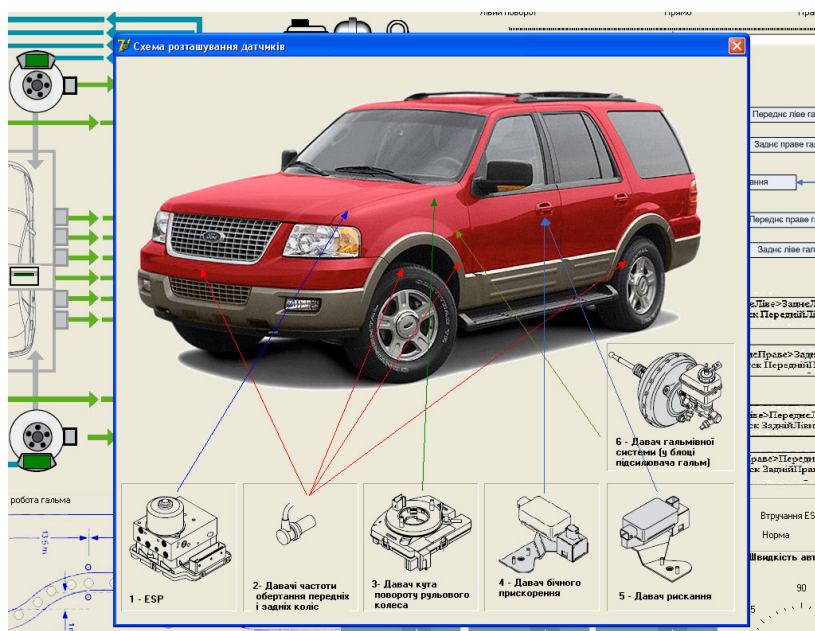


Рисунок 6. Зображення автомобіля з вказанням елементів ESP (субмодальне вікно).

Також за допомогою графічних засобів створено динамічну імітацію роботи контуру гальмівної системи (рис. 7). Така графічна імітація дозволяє ознайомитись з роботою контуру в динаміці, що значно покращує розуміння процесу гальмування. Імітація створюється за допомогою ряду

зображень, які в кінцевому варіанті об'єднуються в Gif файл. Для виводу системи також застосовується субмодальне вікно.



Рисунок 7. Зображення контуру гальмівної системи.

Наступним кроком створення функціональної моделі роботи ESP є отримання інтерактивної схеми роботи ESP та ABS (рис.8).

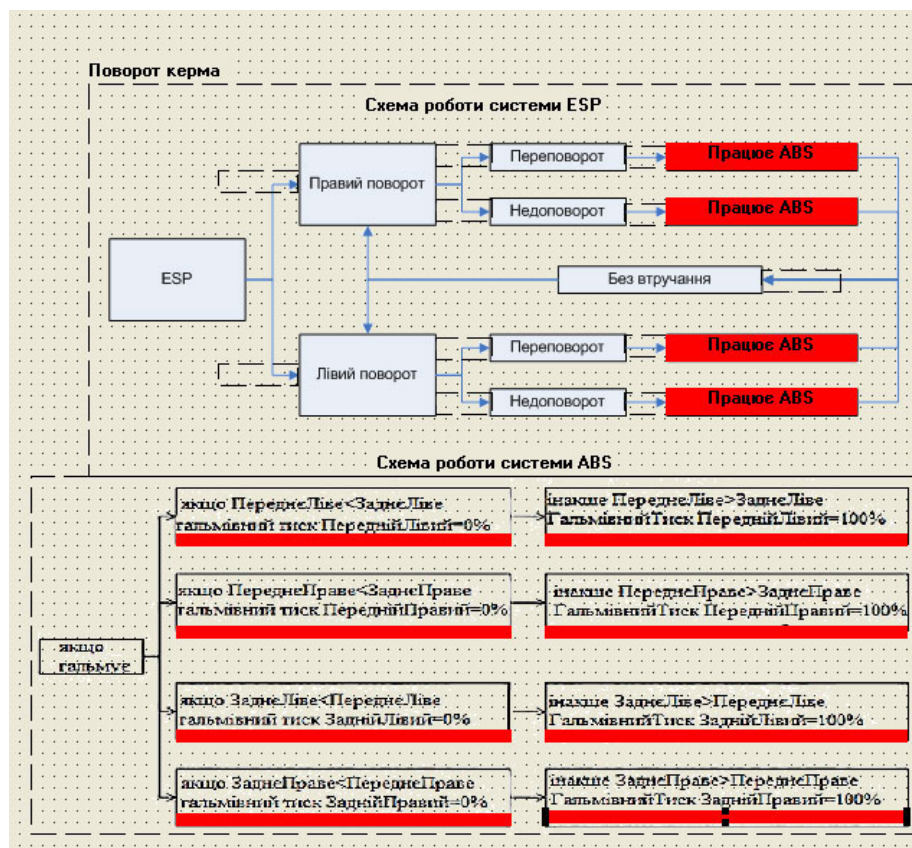


Рисунок 8. Зображення схеми функціонування ESP та ABS.

Останнім елементом фронтальної частини є зона виводу інформації під час роботи моделі (рис. 9). Ця зона складається з двох частин. Перша – візуалізація проходження автомобілем тестової траси. Друга частина – це індикація швидкості автомобіля, повороту керма та індикації втручання ESP.

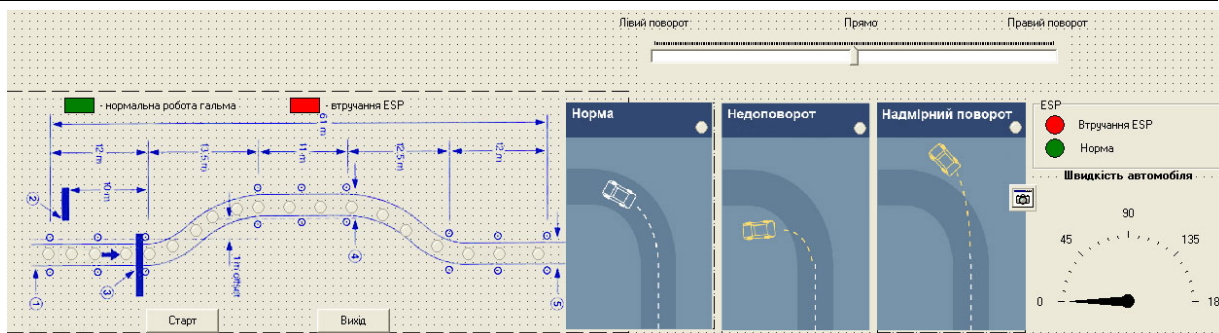


Рисунок 9. Зона виводу інформації.

Всі отримані зображення перенесені в програмне середовище (Delphi 7) і за допомогою невізуальних компонент вбудовані в структуру додатку.

Для моделі проведено розробку ряду процедур для імітації роботи ESP та ABS.

Для здійснення моделювання використовуються файли з вхідною інформацією. Це звичайні файли текстового формату, що містять інформацію про швидкість автомобіля, поворот керма, коефіцієнт K_{us} , відхилення швидкості на кожному колесі.

На початку моделювання здійснюється процедура читання з файлу інформації про поведінку автомобіля. Внаслідок порядкового зчитування інформації та опрацювання її в моделі отримуємо візуалізацію поведінки автомобіля при проходженні тестової траси (рис.10).

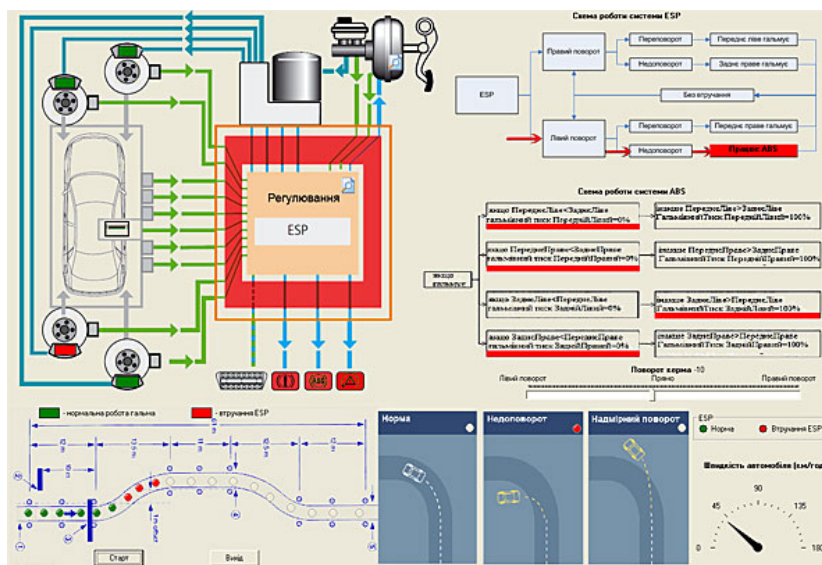


Рисунок 10. Візуалізація поведінки автомобіля при проходженні тестової траси.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

При розробці комп'ютерної моделі управління автомобілем при заносах з врахуванням роботи ESP було розглянуто базову динаміку автомобіля; проведено аналіз і класифікацію існуючих систем стабілізації курсової стійкості автомобіля; розглянуто сучасні електронні системи, котрі застосовуються в ESP; побудовано функціональну модель роботи ESP; розроблено алгоритм структурно-функціональної та імітаційної моделі управління автомобілем при заносах з врахуванням роботи ESP та здійснено його програмну реалізацію.

ВИСНОВКИ

Таким чином, отримана комп'ютерна модель управління автомобілем при заносах з врахуванням роботи ESP, яка дозволяє спостерігати в динаміці роботу ESP та прослідкувати зв'язки, які виникають при роботі системи ESP та ABS. Застосування такого підходу дозволяє проводити імітаційне моделювання за різними сценаріями, залежно від формування різноманітних ситуацій, практично необмеженої складності.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Статистика аварійності за 2018 рік / Державне підприємство «Державний дорожній науково-дослідний інститут імені М.П.Шульгіна». URL: <http://dorndi.org.ua/ua/statistika-avariynosti-za-2018-rik> (дата звернення: 30.08.2019).
2. Forkenbrock G.J, Boyd P.L. Light Vehicle ESP Performance test development. NHTSA. ESV Paper No 07-0456, 2007.
3. Neuhas D. and Willms J, Vehicle Dynamics- Continuous Improvements in Vehicle Safety from ABS to ESC. SAE Paper No. 2005-26-065, 2005.
4. Wong J. Y. Theory of Ground Vehicles. John Wiley & Sons Ltd, 3rd Edition, 2001.
5. Van Zanten A T, Erhardt R, and Pfaff G, Robert Bosch GmbH. VDC: The Vehicle Dynamics Control System of Bosch. SAE Technical Paper Series, 950759, 1995.
6. Wielenga T J, Dynamotive, L.L.C. A Method for Reducing On-Road Rollovers Anti-Rollover Braking. SAE Paper No. 1999-01- 0123, 1999.
7. Effectiveness of ABS and vehicle stability control systems. Research report of the Royal automotive club of Victoria, Australia. 2004.
8. Писаренко А.В., Белоус А.В., Кононенко Д.В. Компьютерное моделирование поведения транспортного средства с антиблокировочной системой. *Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил*. 2013. № 3(36). С. 162-166.
9. Назарько О.О., Болдовський В.М. Оценка курсовой устойчивости автомобиля против заноса в тяговом режиме движения с помощью ЭВМ. *Автомобильный транспорт*. 2012. Вып. 31. С.26-28.
10. Pan W., Papelis Y.E. Real-Time Dynamic Simulation Of Vehicles With Electronic Stability Control: Modeling And Validation. *Int. J. Vehicle Systems Modeling and Testing*. Vol. 1, Nos. 1/2/3, 2005.
11. Горстко А.Б. Познакомьтесь с математическим моделированием. Москва: Знание, 1991. 160 с.
12. Буч Г. Объектно-ориентированное проектирование с примерами применения: Пер. с англ. Москва: Конкорд, 1992. 519 с.
13. Сван Т. Delphi 4. Библия разработчика. Пер. с англ. Киев: Изд. "Диалектика", 1998. 672 с.
14. Кренкель Т.Е. Персональные ЭВМ в инженерной практике. Москва: Радио и связь, 1989. 336с.
15. Остроменский П.И., Аксенов В.А. Математическое моделирование в машиностроении. Новосибирск, 1990. 83 с.

REFERENCES

1. Statystyka avariynosti za 2018 rik / *Derzhavne pidpryiemstvo «Derzhavnyi dorozhnii naukovodoslidnyi instytut imeni M.P.Shulhina»*. URL: <http://dorndi.org.ua/ua/statistika-avariynosti-za-2018-rik> (data zvernennia: 30.08.2019).
2. Forkenbrock G.J, Boyd P.L, NHTSA. (2007). *Light Vehicle ESP Performance test development*, ESV Paper Number 07-0456.
3. Neuhas, D. and Willms, J. (2005). *Vehicle Dynamics- Continuous Improvements in Vehicle Safety from ABS to ESC*, SAE Paper No. 2005-26-065.
4. Wong, J. Y.(2001). *Theory of Ground Vehicles*. John Wiley & Sons Ltd, 3rd Edition.
5. Van Zanten A T, Erhardt R, and Pfaff G, Robert Bosch GmbH,(1995). *VDC: The Vehicle Dynamics Control System of Bosch*, SAE Technical Paper Series, 950759.
6. Wielenga T J, Dynamotive, L.L. (1999). *A Method for Reducing On-Road Rollovers Anti-Rollover Braking*, SAE Paper No. 1999-01- 0123.
7. Effectiveness of ABS and vehicle stability control systems. Research report of the Royal automotive club of Victoria, Australia. 2004.
8. Pisarenko A.V., Belous A.V., Kononenko D.V. (2013). *Komp'yuternoe modelirovanie povedeniya transportnogo sredstva s antiblokirovочноj sistemoy*. Zbirnyk naukovykh prats Kharkivskoho natsionalnoho universytetu Povitrianykh Syl. № 3(36). S.162-166.
9. Nazar'ko O.O., Boldovs'kij V.M. (2012). *Ocenka kursovoj ustojchivosti avtomobilya protiv zanosu v tyagovom rezhime dvizheniya s pomoshch'yu EVM*. Avtomobil'nyj transport. Vyp. 31. S.26-28.
10. Pan W., Papelis Y.E. Real-Time Dynamic Simulation Of Vehicles With Electronic Stability Control: Modeling And Validation. *Int. J. Vehicle Systems Modeling and Testing*. Vol. 1, Nos. 1/2/3, 2005.
11. Gorstko A.B. (1991). *Poznakomtes' s matematicheskim modelirovaniem*. Moskva: Znanie, 160 s.
12. Buch G. *Ob'ektno-orientirovannoe proektirovanie s primerami primeneniya*. Per. s angl. Moskva: Konkord, 519 s.

13. Svan T. (1998). *Delphi 4. Bibliya razrabotchika*. Per. s angl. Kiev: Izd. "Dialektika", 672 s.
14. Krenkel' T.E. *Personal'nie EVM v inzhenernoj praktike*. Moskva: Radio i svyaz', 336 s.
15. Ostromenskij P.I., Aksenov V.A. *Matematicheskoe modelirovanie v mashinostroenii*. Novosibirsk, 83 s.

Lotysh V.V., Gumeniuk L.O., Humeniuk P.O. Structural - functional model of work of electronic system of course stability (ESP). A significant number of accidents are associated with the loss of vehicle control and, consequently, the deviation of the vehicle from the driver's direction of travel. The majority of accidents due to loss of control occur because under the limiting conditions the vehicle behaves differently from normal behavior and the driver cannot take the necessary corrective actions. An Electronic Stability Program (ESP) has been developed to ensure that the vehicle's behavior under extreme conditions is not very different from normal behavior. The system allows to effectively determine the moment of onset of lateral skidding of the vehicle and to form a stabilizing moment.

Existing programs for modeling the behavior of vehicles on the road often have limited functionality in terms of managing the behavior of the vehicle. In the proposed work, the authors have developed a simulation model of the behavior of the vehicle in the skids using the stability system (ESP).

A dynamic simulation of the operation of the brake system circuit has been created. It allows to get acquainted with the work of the circuit in the dynamics, This greatly improves the understanding of the braking process. The ESP and ABC interactive schemes have been developed. The information output area of the model visualizes the car passing the test track, gets an indication of the speed of the car, steering wheel and an indication of ESP intervention. In this way, a computer model of the vehicle's drift control was obtained, taking into account ESP. The model is monitoring the dynamics of ESP and traces the connections that occur when ESP and ABS. The use of this approach allows simulating different scenarios of almost unlimited complexity, depending on the formation of various situations.

Keywords: simulation model, skids, driving a vehicle, ESP, ABC, the outline of the brake system, speed, steering wheel turn.

ЛОТИШ Володимир Вячеславович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри автоматизації та комп'ютерно – інтегрованих технологій, Луцький НТУ, e-mail: admin@lntu.edu.ua ORCID 0000-0003-0899-8015

ГУМЕНЮК Лариса Олександрівна, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри автоматизації та комп'ютерно – інтегрованих технологій, Луцький НТУ, e-mail: l.gumeniuk@lntu.edu.ua ORCID 0000-0002-7678-7060

ГУМЕНЮК Павло Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автоматизації та комп'ютерно – інтегрованих технологій, Луцький НТУ, e-mail: p.gumeniuk@lntu.edu.ua ORCID 0000-0002-6251-8548

LOTYSH Volodymyr, PhD. in Engineering, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automation and Computer-Integrated Technologies, Lutsk NTU, e-mail: admin@lntu.edu.ua ORCID 0000-0003-0899-8015

GUMENIUK Larysa, PhD. in Engineering, Associate Professor, Head of the Department of Automation and Computer-Integrated Technologies, Lutsk NTU, e-mail: l.gumeniuk@lntu.edu.ua ORCID 0000-0002-7678-7060

HUMENIUK Pavlo, PhD. in Engineering, Associate Professor of the Department of Automation and Computer-Integrated Technologies, Lutsk NTU, email: p.gumeniuk@lntu.edu.ua ORCID 0000-0002-6251-8548

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.93>

Молодан А.О.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет***ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ І РОБОТИ ВИМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ
ПРИ ВІДКЛЮЧЕННІ ЦИЛІНДРІВ В ДВИГУНІ КОЛІСНОЇ МАШИНИ**

В даній статті наведені результати по потужності вимушених коливань двигуна та енергетичну діаграму для вимушених коливань. Отримані залежності накладення вільних і вимушених коливань для різних умов спів падіння відносної частоти на величину потужності. Розглянуті перехідні процеси при вимушених коливаннях. Необхідність покращення рівномірності крутного моменту під час відключення циліндрів потребує впливу на показники потужності окремих циліндрів. Щоб знайти загальне рішення, потрібно додати вирази для вільних коливань, тобто загальне рішення однорідного рівняння.

В цій роботі також виявляється можливим виділити активну і реактивну складові. Активна робота зростає лінійно з часом, в той час як реактивна робота є періодичною функцією часу. Поряд з зовнішньою збуджуючою силою роботу здійснюють також і внутрішні сили коливальної системи. Робота сили інерції дорівнює кінетичній енергії маси, а робота поновлюючої сили дорівнює потенційній енергії напруженою пружини. При періодичних рухах обидві ці роботи також змінюються періодично і, маючи різні знаки, виключаються із загального балансу енергії системи, якщо їх величина розраховується для одного повного коливання.

Отримано відношення додаткових витрат енергії, зумовлених роботою стиснення робочих циліндрів у відключених циліндрах до зміни додаткових витрат енергії двигуна.

Поряд з вібрацією двигуна роботу здійснюють також і внутрішні сили коливальної системи. Робота сили інерції дорівнює кінетичній енергії маси, а робота оновлюючої сили дорівнює потенційній енергії напруженою подушками двигуна. При періодичних рухах обидві ці роботи також змінюються періодично і, маючи різні знаки, виключаються із загального балансу енергії системи, якщо їх величина розраховується для одного повного коливання. Таким чином, обидві роботи є реактивними. Робота, чинена силами демпфування за один повний період, не виключається із загального балансу.

Ключові слова: потужність, робота, вимушені коливання, відключення циліндрів, двигун, колісна машина, обурююча сила.

ВСТУП

При призначенні режиму роботи двигуна з відключеним циліндром потрібно враховувати, що при виключенні циліндра і особливо при розбиранні руху порушуються динамічні властивості двигуна (збільшується ступінь нерівномірності обертання; при розбиранні деталей руху змінюється врівноваженість, посилюються крутильні коливання). В результаті змін динамічних властивостей при відключенні циліндрів може посилитися вібрація автотракторного двигуна і кузову колісної машини, що потребує подальшого зниження оборотів двигуна.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЯГНЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Аналіз досліджень, проведених на двигунах показали [1], що при відключенні половини його циліндрів будь-яким з трьох способів (позначення: 1 – впускні і випускні клапани непрацюючих циліндрів постійно закриті, 2 – припинення подачі палива в непрацюючі циліндри, 3 – теж, але з усуненням насосних ходів у непрацюючих циліндрів, 4 – робота всіх циліндрів) вібрація збільшується. Зі збільшенням частоти обертання колінчатого валу різниця в умовах вібрації автотракторного двигуна при відключенні циліндрів може змінюватися. Найменший її рівень при варіанті (3), а максимальний при варіанті (1), пункт (2) залишається кращим, так як вібрація невелика, а спосіб відключення подачі палива найпростіший вимагає невеликі зміни конструкції дизеля, які реально здійсненні [2].

Примусова дезактивація циліндрів окрім безперечних переваг має ряд недоліків, які перешкоджають масовому застосуванню відключення циліндрів у двигунах автомобілів. Серед них слід відзначити різке зниження крутного моменту і збільшення його нерівномірності при відключенні частини циліндрів [3], особливо в момент переходу на меншу кількість навантажених циліндрів. Необхідність покращення рівномірності крутного моменту під час відключення циліндрів потребує впливу на показники потужності окремих циліндрів.

МЕТА І ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Метою даного дослідження є визначення потужності та роботи вимушених коливань, що виникає при відключенні циліндрів в двигуні колісної машини.

Для досягнення зазначеної мети необхідно вирішити наступні задачі:

– представити коефіцієнти підсилення по потужності вимушених коливань двигуна та енерге-

тичну діаграму для вимушених коливань;

– отримати залежності накладення вільних і вимушених коливань для різних умов спів падіння відносної частоти на величину потужності;

– визначити додаткові витрати енергії, зумовлені роботою стиснення робочих циліндрів у відклучених циліндрах до зміни додаткових витрат енергії двигуна.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

У автотракторного двигуна потужність коливань L розраховується як скалярний добуток вектора сили \vec{K} і вектора швидкості \vec{x} [4]

$$L = \vec{K} \cdot \vec{x}. \quad (1)$$

Якщо за напрямом сила і швидкість збігаються, то можна взяти звичайне твір $K \cdot x$. В іншому випадку підставляють лише складову сили, спрямовану по швидкості.

В разі періодичної обурюючої сили будемо мати [4]

$$K = K_0 \cdot \cos \Omega t. \quad (2)$$

Якщо амплітуду вимушених коливань у загальному випадку позначити через A , той рух, що викликається періодично змінюється силою [4], описується формулою

$$x = A \cdot \cos(\Omega t - \varphi). \quad (3)$$

Підставляючи ці вирази у формулу (1), після нескладних тригонометричних перетворень отримуємо потужність коливань [4]

$$L = K \cdot x = 1/2 K_0 \cdot A \cdot \Omega [\sin \varphi - \sin(2\Omega t - \varphi)] = L_m - L_s. \quad (4)$$

Таким чином, потужність можна представити у вигляді суми постійної складової L_m (середня потужність) і періодичної складової L_s . Складову L_s змінюється з частотою, удвічі більше частоти обурюючої сили. Користуючись термінологією [4, 5], потужність L_m можна назвати активною, а потужність L_s – реактивною.

Підставляючи відповідні значення K_0 и A , справедливих у загальному випадку співвідношень (4) легко знайти вирази для потужності для всіх приватних випадках. Так для випадку A вважаємо, що на масу m діє сила $K(t) = K_0 \cos \Omega t = c \cdot x_0 \cdot \cos \Omega t$, маємо

$$A = x_0 \cdot V_A = \frac{x_0}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}}, \quad (5)$$

$$\sin \varphi = \frac{2D\eta}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}}. \quad (6)$$

Враховуючи, далі, що $\Omega = \omega_0 \eta$, отримуємо

$$L_m = c \cdot x_0^2 \cdot \omega_0 \frac{D\eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2} = c \cdot x_0^2 \cdot \omega_0 \cdot V_m, \quad (7)$$

$$\begin{aligned} L_s &= c \cdot x_0^2 \cdot \omega_0 \frac{\eta}{2\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}} \sin(2\Omega t - \varphi) = \\ &= c \cdot x_0^2 \cdot \omega_0 \cdot V_s \sin(2\Omega t - \varphi) \end{aligned} \quad (8)$$

Множник $c \cdot x_0^2 \cdot \omega_0$ має розмірність потужності, а V_m і V_s можна розглядати як безрозмірні коефіцієнти підсилення потужності. Ці вирази описують вплив коефіцієнта демпфування D і відносної частоти η на величину потужності. Абсолютно аналогічно тому, як це робилося при побудові амплітудних характеристик, можна побудувати «резонансні» криві для потужності. З (8) легко бачити, що V_m так і V_s , дорівнює нулю при $\eta = 0$ і при $\eta \rightarrow \infty$. Між тим обидва сімейства кривих незалежно від величини D при $\eta = 1$ мають максимум, рівний

$$(V_m)_{\max} = (V_s)_{\max} = 1/(4D). \quad (9)$$

Це означає, що при частоті збурення $\Omega = \omega_0$ середня потужність (активна потужність) дорівнює максимальному значенню змінної потужності (реактивної потужності). Таким чином, при введенні в коливальну систему певної корисної потужності в системі повинна розвиватися така реактивна потужність, максимальні значення якої має ту саму величину, що й активна потужність. Якщо обурення відбувається не з частотою $\Omega = \omega_0$, відношення активної потужності до реактивної зменшується. З (8) легко отримати

$$\frac{L_m}{(L_s)_{\max}} = \frac{V_m}{V_s} = \frac{2D\eta}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}}. \quad (10)$$

Звідси безпосередньо видно, що якщо нам двигун з можливо низькою реактивною потужністю то краще перейти до резонансного випадку.

На рисунку 1 в якості прикладу показана функція V_m . Криві при $D > 0,259$ монотонні, так що при цьому розвивається тим більша потужність, чим вище частота збурення.

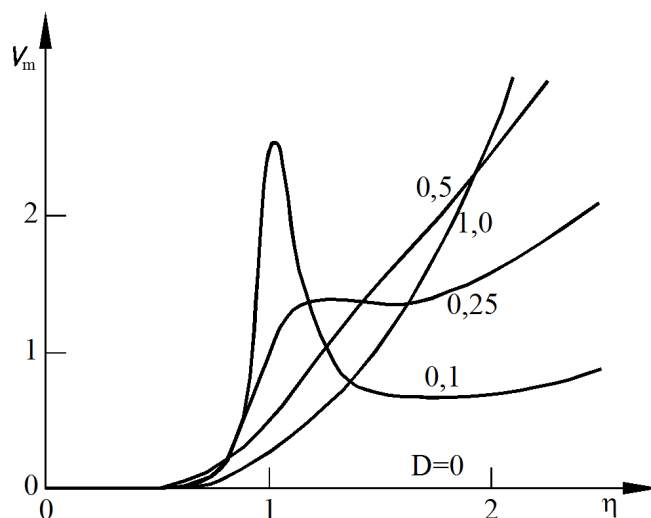


Рисунок 1 – Коефіцієнти підсилення по потужності вимушених коливань двигуна

Чинену роботу можна знайти інтегруванням потужності. Беручи до уваги рівність (2), отримують роботу зовнішньої сили збурення

$$E_e = \int L dt = 1/2 K_0 \cdot A \cdot \Omega t \cdot \sin \varphi + 1/4 K_0 \cdot A \cdot \cos(2\Omega t - \varphi), \quad (11)$$

В цій роботі також виявляється можливим виділити активну і реактивну складові. Активна робота зростає лінійно з часом, в той час як реактивна робота є періодичною функцією часу. На практиці цікавляться передусім роботою E^* , чиненої за одне повне коливання

$$E_e^* = E_e(t = 2\pi/\Omega) - E_e(t = 0) = \pi K_0 A \sin \varphi. \quad (12)$$

Поряд з зовнішньою обурюючою силою роботу здійснюють також і внутрішні сили коливальної системи. При цьому одержуємо наступні вирази для роботи

$$\text{сила інерції } E_c = \int m \ddot{x} x dt = 1/2 m \dot{x}^2,$$

$$\text{сила демпфірування } E_D = \int dx \dot{x} dt,$$

$$\text{оновлююча сила } E_R = \int c x \dot{x} dt = 1/2 c x^2.$$

Робота сили інерції дорівнює кінетичній енергії маси, а робота поновлюючої сили дорівнює потенційній енергії напруженою пружини. При періодичних рухах обидві ці роботи також змінюються періодично і, маючи різні знаки, виключаються із загального балансу енергії системи, якщо їх величина розраховується для одного повного коливання. Таким чином, обидві роботи є реактивними. Робота, чинена силами демпфування за один повний період, не виключається із загального балансу.

При $x = -\Omega \cdot A \cdot \sin(\Omega t - \varphi)$ маємо

$$E_D^* = d\Omega A^2 \int_0^{2\pi} \sin^2(\Omega t - \varphi) d(\Omega t) = \pi d A^2 \Omega \quad (13)$$

Навпаки при $A > A_s$ споживана демпфіруванням енергія більше енергії, виробленої зовнішньою силою (рис. 2), і внаслідок цього відбувається зменшення амплітуди. При $A = A_s$ обидві роботи є рівними між собою

$$E_e^* = \pi K_0 A_s \sin \varphi = E_D^* = \pi d A_s^2 \Omega, \quad (14)$$

звідки і виходить стаціонарна амплітуда

$$A_s = \frac{K_0 \sin \varphi}{d\Omega}. \quad (15)$$

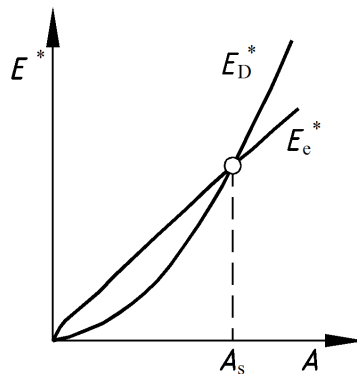


Рисунок 2 – Енергетична діаграма для вимушених коливань

Перехідні процеси при вимушених коливаннях. Щоб знайти загальне рішення, потрібно додати вирази для вільних коливань, тобто загальне рішення однорідного рівняння. Отже, рішення має вигляд

$$x = x_0 V \cos(\eta\tau - \varphi) + C e^{-D\tau} \cos(\sqrt{1 - D^2} \tau - \varphi). \quad (16)$$

При належному виборі постійних C і φ це рішення буде задовольняти будь-яким заданим початковим умовам. В залежності від частоти збурення, власної частоти і виду початкових умов можливо надзвичайно велика кількість типів коливань. Дві криві $x(\tau)$ з початковими умовами $t = 0$, $x = x' = 0$ побудовані на рисунках 3а и 3б.

Особливий інтерес представляє поведінку двигуна у випадку [6], коли власна частота і частота збурення близькі один до одного. Тут ми обмежимося лише розглядом недемпфованих коливань $D = 0$; тоді вираз (17) прийме вид

$$x = x_0 \frac{1}{1-\eta^2} \cos \eta \tau + C \cos(\tau - \varphi). \quad (17)$$

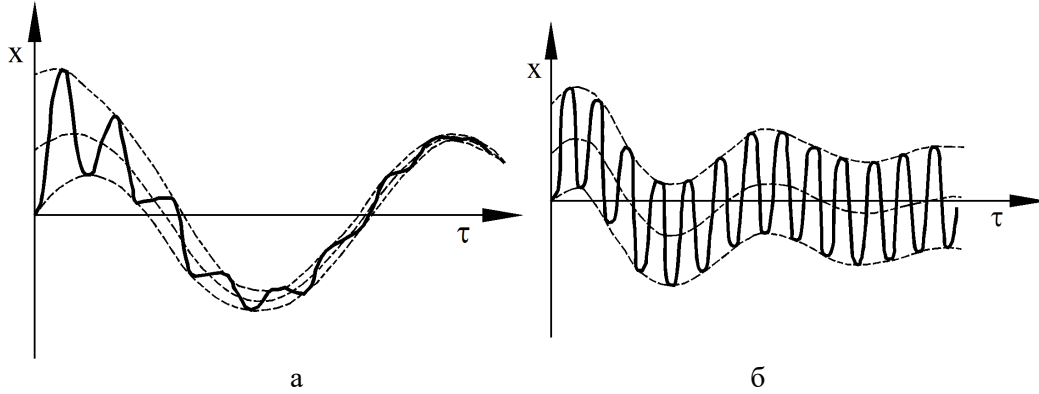


Рисунок 3 – Накладення вільних і вимушених коливань:
а – у разі $\eta < 1$; б – у разі $\eta > 1$.

Якщо постійні C і φ визначити з початкових умов $t = 0$, $x = x' = 0$, то вийде

$$C = -\frac{x_0}{1-\eta^2}, \quad \varphi = 0. \quad (18)$$

При цьому вираз переходить у наступне

$$x = \frac{x_0}{1-\eta^2} (\cos \eta \tau - \cos \tau). \quad (19)$$

Тригонометричними перетвореннями це вираз приводиться до форми

$$x = -\frac{2x_0}{1-\eta^2} \sin \frac{\eta-1}{2} \sin \frac{\eta+1}{2} \tau. \quad (20)$$

Це справедливо в загальному випадку вираз допускає особливо наочне тлумачення при $\eta \approx 1$, тобто у випадку, коли власна частота і частота обурення мало відрізняються один від одного. У цьому випадку виконується нерівність $(\eta - 1) \ll (\eta + 1)$ і, отже, аргумент першої функції синуса буде змінюватися повільно порівняно зі змінами другий аргумент функції синуса. Таким чином, рух можна уявити собі як коливання з частотою $(\eta + 1)/2 \approx 1$, амплітуда якого $A(t)$ повільно змінюється за гармонійним законом

$$A(t) = -\frac{2x_0}{1-\eta^2} \sin \frac{\eta-1}{2} \tau. \quad (21)$$

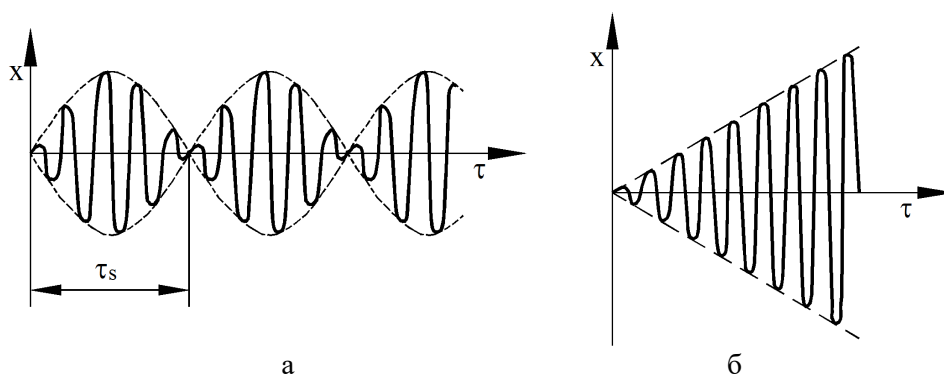


Рисунок 4 – Накладення вільних та вимушених коливань:
а – у разі $\eta \approx 1$ при $D = 0$; б – у випадку резонансу $\eta = 1$ при $D = 0$.

Крива в площині x , для цих коливань зображена на рисунку 4а. Двигуни здійснюють коливання типу биттів, причому часовий інтервал між двома мінімумами обчислюється за формулою

$$\tau_s = \frac{2\pi}{\eta - 1}. \quad (22)$$

Розгляд приватного рішення дає практично непридатний результат, так як у випадку $D = 0$ коефіцієнт підсилення при $\eta = 1$ звертається в нескінченність. Однак, беручи до уваги, що $\eta \approx 1$, рівняння можна записати наступним чином

$$x = -\frac{2x_0}{(1+\eta)(1-\eta)} \frac{\eta-1}{2} \tau \sin \frac{\eta+1}{2} \tau. \quad (23)$$

Переходячи до межі, при $\eta \rightarrow 1$ будемо мати

$$x = (x_0/2)\tau \sin \tau. \quad (24)$$

Це рівняння описує коливання з лінійно наростаючої з часом амплітудою, як показано на рисунку 4 б. Втім, легко переконатися, що рисунок 4 б виходить з рисунка 4 а при $\tau_s \rightarrow \infty$, тобто при зсуві першого мінімуму вправо до нескінченності. Справді, із рівняння (22) видно, що при $\eta \rightarrow 1$ період биттів τ_s необмежено зростає.

Співвідношення додаткових витрат енергії (викликаних нерівномірністю крутного моменту ДВЗ) між варіантом з усіма працюючими циліндрами і варіантом відмови частини з них [7]

$$\frac{\Delta W''}{\Delta W'} = \frac{1}{1 - \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}}} \left(1 - \frac{0,08 \cdot \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i'_{\text{ц}}}}{0,08 + \frac{14,44}{i'_{\text{ц}}}} \right). \quad (25)$$

де $\Delta W'$, $\Delta W''$ – додаткові витрати енергії двигуна при всіх працюючих циліндрах і відключення частини з них;

$i'_{\text{ц}}$ – число циліндрів ДВЗ;

$\Delta i_{\text{ц}}$ – число циліндрів, що відмовили.

Причому крутний момент дорівнює

$$\overline{M}_i = \frac{\overline{N}_i}{\omega_e} = \frac{\overline{N}_i \cdot r_\delta}{V_{\text{авт}} \cdot u_k \cdot u_0} = \frac{N_e \cdot r_\delta}{\eta_m \cdot V_{\text{авт}} \cdot u_k \cdot u_0}, \quad (26)$$

При підстановці отримаємо відношення додаткових витрат енергії, зумовлених роботою стиснення робочих циліндрів у відключених циліндрах до зміни додаткових витрат енергії двигуна

$$\frac{\delta \Delta W_2}{\delta \Delta W_1} = \frac{\Delta i_{\text{ц}} \cdot p_a \cdot V_a \cdot \frac{(\varepsilon^{n-1} - 1)}{n-1} \cdot V_{\text{авт}} \cdot u_k \cdot u_0}{2 \cdot N_e \cdot r_\delta \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \left(0,08 + \frac{\frac{14,44}{i'_u}}{1 - \frac{\Delta i_{\text{ц}}}{i'_u}} \right)} > 1, \quad (27)$$

Поряд з вібрацією двигуна роботу здійснюють також і внутрішні сили коливальної системи. Робота сили інерції дорівнює кінетичній енергії маси, а робота оновлюючої сили дорівнює потенційній енергії напруженою подушками двигуна. При періодичних рухах обидві ці роботи також змінюються періодично і, маючи різні знаки, виключаються із загального балансу енергії системи, якщо їх величина розраховується для одного повного колювання. Таким чином, обидві роботи є реактивними. Робота, чинена силами демпфування за один повний період, не виключається із загального балансу.

ВИСНОВКИ

1. Представлені коефіцієнти підсилення по потужності вимушених коливань двигуна та енергетичну діаграму для вимушених коливань. В якості прикладу показана функція V_m . Криві при $D > 0,259$ монотонні, так що при цьому розвивається тим більша потужність, чим вище частота збурення.

2. Отримані залежності накладення вільних і вимушених коливань для різних умов спів падіння відносної частоти на величину потужності. Розглянуті перехідні процеси при вимушених коливаннях. Щоб знайти загальне рішення, потрібно додати вирази для вільних коливань, тобто загальне рішення однорідного рівняння.

3. Отримано відношення додаткових витрат енергії, зумовлених роботою стиснення робочих циліндрів у відключених циліндрах до зміни додаткових витрат енергії двигуна.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Валеев Д.Х. Возможности улучшения экономических и экологических свойств дизелей КамАЗ-740 отключением цилиндров и циклов на режимах холостых ходов и малых нагрузок / Д.Х. Валеев, В.А. Гергенредер, И.Ю. Олесов, Н.Н. Патрахальцев // Двигателестроение. – 1991. – № 8-9. – С. 62-69.

2. Хімченко А.В. Зниження нерівномірності крутного моменту двигуна з відключенням циліндрів на режимах часткового навантаження / А.В. Хімченко, Д.Г. Мішин, А.В. Бузов // Двигатели внутреннего сгорания/ – 2013. – № 1. – С. 46-51.

3. Peters, G. Cylinder deactivation on 4 cylinder engines: A torsional vibration analysis [text]/ Gilbert Peters // Eindhoven University of Technology (TU/e). – 2007. – 75 с.

4. Магнус К. Колебания: Введение в исследования колебательных систем / К. Магнус: [Пер. с нем.]. – М.: Мир, 1982. – 304 с.

5. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер: [Пер. с англ. Л.Г. Корнейчука; Под ред. Э.И. Григолюка] // М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.

6. Молодан А.А. Теоретические расчеты относительного дополнительного расхода топлива при отключении цилиндров / А.А. Молодан, А.С. Полянский // Науковий журнал «Інженерія природокористування». – Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. – №2 (10), 2018. – С. 14-18.

7. Молодан А.О. Метод визначення додаткових витрат енергії викликаних нерівномірністю крутного моменту двигуна при відключенні циліндрів / А.О. Молодан // Вісник машинобудування та транспорту. – 2018. – № 2(8). – С. 65-73.

REFERENCES

1. Valeev D. H., Gergenreder V. A., Olesov I. Ju., & Patrahal'cev N. N. (1991). Vozmozhnosti uluchsheniya jekonomicheskikh i jekologicheskikh svojstv dizel'nykh KamAZ-740 otkljucheniem cilindrov i ciklov na rezhimakh holostykh hodov i malyh nagruzok. *Dvigatelistroenie*. № 8-9, 62-69.
2. Himchenko A. V., Mishyn D. G., & Buzov A. V. (2013). Znyzhennja nerivnomirnosti krutnogo momentu dvyguna z vidkljuchennjam cylindriv na rezhymah chastkovogo navantazhennja. *Dvygately vnutrennego sgoranyja*. № 1, 46-51.
3. Gilbert Peters (2007). Cylinder deactivation on 4 cylinder engines: A torsional vibration analysis [text]. Eindhoven University of Technology (TU/e), 75 p.
4. Magnus K. (1982). Kolebanija: Vvedenie v issledovanija kolebatel'nyh sistem: [Tr. with Deutsch.]. M.: Mir. 304 p.
5. Timoshenko S. P., Jang D. H., & Uiver U. (1985). Kolebanija v inzhenernom dele: [Tr. with English. Kornejchuka L.G.; pod red. Grigoljuka Je. I.]. M.: Mashinostroenie. 472 p.
6. Molodan A. A., & Poljanskij A. S. (2018). Teoreticheskie raschety odnositel'nogo dopolnitel'nogo rashoda topliva pri otkljuchenii cilindrov. *Naukovyj zhurnal «Inzhenerija pryrodokorystuvannja»*. Harkiv's'kyj nacional'nyj tehničnyj universytet sil's'kogo gospodarstva imeni Petra Vasylenka. №2 (10), 14-18.
7. Molodan A. O. (2018). Metod vyznachennja dodatkovykh vytrat energii' vyklykanyh nerivnomirnistju krutnogo momentu dvyguna pry vidkljuchenni cylindriv. *Visnyk mashynobuduvannja ta transportu*. № 2(8), PP. 65-73.

A. Molodan. Determination of power and work of forced vibrations when the cylinders are disconnected in the engine of the wheeled vehicle

This article presents the results of the power of the forced oscillations of the engine and the energy diagram for the forced oscillations. Dependences of the imposition of free and forced oscillations for different conditions of coincidence of relative frequency on the magnitude of the power were obtained. The transient processes under forced oscillations are considered. The need to improve the torque uniformity during cylinder shutdown requires an impact on the performance of the individual cylinders. To find a common solution, you need to add expressions for free oscillations, that is, a general solution of a homogeneous equation.

In this work it is also possible to distinguish active and reactive components. Active work increases linearly over time, while jet work is a periodic function of time. Along with the external disturbing force, the internal forces of the oscillatory system also work. The work of the moment of inertia is equal to the kinetic energy of the mass, and the work of the restoring force is equal to the potential energy of the stressed spring. In periodic motions, both these jobs also change periodically and, having different signs, are excluded from the total energy balance of the system, if their value is calculated for one complete oscillation.

The ratio of additional energy consumption caused by the compression of the working cylinders in the disconnected cylinders to the change of the additional energy consumption of the engine is obtained.

Along with the vibration of the engine, the internal forces of the oscillatory system also perform work. The work of the inertia force is equal to the kinetic energy of the mass, and the work of the renewing force is equal to the potential energy of the stressed motor cushions. In periodic motions, both these jobs also change periodically and, having different signs, are excluded from the total energy balance of the system, if their value is calculated for one complete oscillation. Thus, both works are reactive. Work performed by damping forces for one complete period is not excluded from the overall balance.

Keywords: power, work, forced vibrations, cylinder shutdown, engine, wheeled vehicle, disturbing force.

МОЛОДАН Андрій Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет e-mail: tmirm@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-0017-740X>

Andrii MOLODAN, PhD in Engineering, associate professor of Technology of Mechanical Engineering and Machine Repair department, Kharkiv National Automobile and Highway University e-mail: tmirm@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-0017-740X>

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.94>

Монастирський Ю. А., Бондар І.В., Сістук В.О.
Криворізький національний університет**МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ФУНКЦІОНУВАННЯ ПІДПРИЄМСТВ ТЕХНІЧНОГО
СЕРВІСУ КАР'ЄРНИХ АВТОСАМОСКИДІВ**

Представлені економіко-математичні моделі функціонування, розміщення і спеціалізації підприємств технічного сервісу кар'єрних автосамоскидів, які на відміну від аналогічних моделей функціонування підприємств технічного сервісу автомобілів враховують проведення робіт з технічного обслуговування та ремонту кар'єрних автосамоскидів в місці їх експлуатації, а ремонт вузлів та агрегатів – на спеціалізованих підприємствах дозволяють мінімізувати витрати на технічний сервіс кар'єрних автосамоскидів.

Ключові слова: кар'єрний автосамоскид, технічне обслуговування, ремонт, економіко-математичне моделювання.

ВСТУП

Сучасні умови розвитку технологічного автомобільного транспорту на залізничних кар'єрах України характеризується постійним оновленням рухомого складу, переважно виробництва холдингу «БЕЛАЗ ХОЛДІНГ» [1, 2, 3]. Кар'єрні автосамоскиди, на відміну від автомобілів, внаслідок великих габаритів не можуть самостійно доставатися на сервісні центри для проведення планових чи поточних робіт з відновлення працездатного стану. Для їх технічного сервісу близько 60 років тому, при будівництві залізничних гірничо-збагачувальних комбінатів, були створені гірничо-транспортні цехи. На початку роботи кар'єрів автосамоскиди мали низьку надійність, з коефіцієнтом технічної готовності на рівні 0,55-0,60, зараз 0,85-0,95. Внаслідок підвищення рівня надійності машин змінилися й нормативи технічних дій, в останньому нормативному документі трудомісткість суттєво знизилась, деякі види ремонтів відійшли у минуле (табл.1) [3, 4, 5, 6].

Таблиця 1. – Динаміка змін нормативів технічного обслуговування та ремонту

Вид робіт	Скорочення	Періодичність, мотогодини /простої, години/ трудомісткість, людино години		
		1985 рік	2004 рік	2013 рік
Перше технічне обслуговування	ТО-1	100/	250/	250/
		6	5/	2/
		22,5	19,5	3,83
Друге технічне обслуговування	ТО-2	500/	500/	500/
		17/	14/	12/
		51	43	28,75
Третє технічне обслуговування	ТО-3	1000/	1000	1000/
		23/	18/	16/
		70	60	39,25
Сезонне технічне обслуговування	СО	двічі на рік	двічі на рік/	двічі на рік/
		10	10	12/
		31	31	27,5
Перший плановий ремонт	ПР-1	4000/	5000/	тільки для окремих вузлів
		240/	228 годин/	
		405	400	
Другий плановий ремонт	ПР-2	8000/	10000/	тільки для окремих вузлів
		384/	383/	
		690	690	
Поточний ремонт	ПР	за необхідністю/ 10 на 100 годин роботи	за необхідністю/ 9,5 на 100 годин роботи	за необхідністю/ 5 на 100 годин роботи
Інші види технічного обслуговування	ІВТО	не передбачено	не передбачено	в окремо зазначений термін

Річні (добові) обсяги перевезень протягом терміну роботи кар'єрів на сьогодні практично не змінилися, існує незначне коливання у відповідності до попиту на ринку, в той же час вантажопідйомність автосамоскидів зростає з 25-27 до 130-220 т. Впровадження в кар'єрах комбінованого транспорту, автомобільно-конвеєрного та автомобільно-залізничного суттєво не вплинули і на середню відстань перевезень. Зараз в кар'єрі замість 200-250 працює 30-40 машин, у переважній більшості це БЕЛАЗ-75131 вантажопідйомністю 130-136 т.

Одночасно параметри гірничо-транспортних цехів залишилися практично незмінними: загальна площа близько 11-15 га, сумарні площі виробничих приміщень 30-40 тис. кв.м (рис.1).

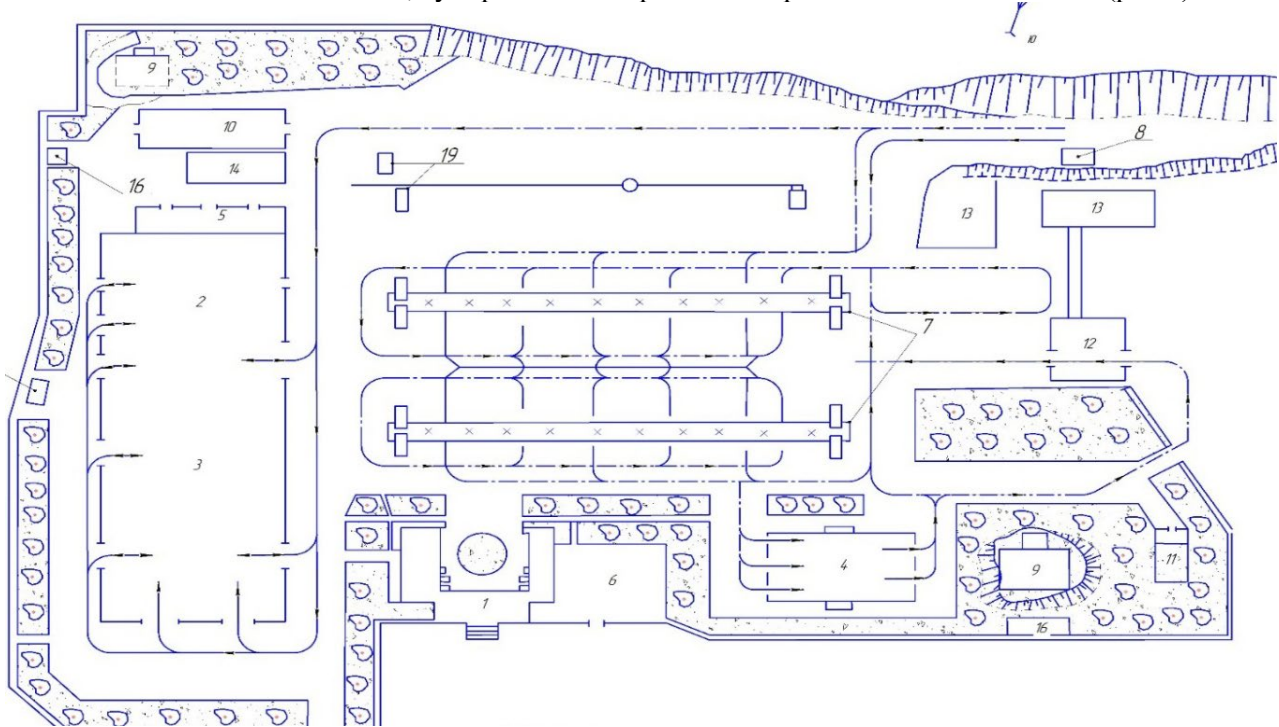


Рисунок 1. Схема гірничо-транспортного цеху. 1 – адміністративно-побутовий корпус., 2 – головний виробничий корпус, 3 – виробничий корпус 2, 4 – зона діагностики та ТО, 5 – відділ головного механіка, 6 – стоянка особистого транспорту, 7 - зона зберігання машин, 8 – контрольно-технічний пропускний пункт, 9 – притулок, 10 – склад запасних частин та матеріалів, 11 – склад вторинної сировини, 12 – мийка машин, 13 – брудовідстійник, 14 – навіс, 15 – зона зберігання відпрацьованих мастил, 16 – резервуар води, 17 – очисні споруди, 18 – пост зберігання азоту, 19 – зварювальний пост.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Для покращення техніко-економічних показників експлуатації техніки БЕЛАЗ проводить цілеспрямовану роботу в Україні по забезпеченню ефективного функціонування своїх машин на основі сучасних досліджень [7, 8]. Як показує досвід, підвищити якість технічного обслуговування та ремонту таких, досить специфічних машин, можливо шляхом спеціалізації робіт по проведенню ремонтів вузлів та агрегатів та впровадження фірмового технічного сервісу машин на гірничо-збагачувальних комбінатах силами спеціалізованих підприємств структури «БЕЛАЗ-СЕРВІС». Аналіз досвіду застосування повного сервісного обслуговування кар'єрних автосамоскидів показує можливість зменшення часу простоїв машин в технічному обслуговуванні на 25-30 % та в ремонті на 40-45 % [9, 10].

Підвищення якості технічного сервісу, зниження трудових та фінансових витрат можливо при вирішенні задачі визначення доцільності спеціалізації у проведенні складових технічного сервісу кар'єрних автосамоскидів в умовах підприємств регіону. Складовими можна вважати проведення технічних обслуговувань і ремонтів автосамоскидів в місцях експлуатації та проведення ремонтів агрегатів на спеціалізованих підприємствах. Таким чином існує проблема теоретичного обґрунтування розвитку функціонування підприємств технічного сервісу кар'єрних автосамоскидів БЕЛАЗ.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Ціль досліджень – розробка математичних моделей функціонування підприємств технічного сервісу кар'єрних автосамоскидів. Досягнення поставленої цілі може бути шляхом вирішення задачі вдосконалення існуючих моделей функціонування автосервісних підприємств із врахуванням

особливостей кар'єрних автосамоскидів. Ціль буде досягнута, якщо сума витрат по всіх складових технічного сервісу буде мінімальною.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Існують математичні моделі функціонування підприємств технічного сервісу автомобілів загального користування, але всі вони вважають, що машина сама приїде на сервісний центр для проведення технічного обслуговування чи ремонту, що неможливо, чи дуже складно, для такої машини якою є кар'єрний автосамоскид, навіть найменшої вантажопідйомності в 30 т.

Вирішення може бути здійснено шляхом вдосконалення однієї з існуючих моделей функціонування автосервісних підприємств за рахунок зміни складових частин, що враховують транспортні витрати. Це можливо досягти виведення окремим членом транспортних витрат в цільовій функції планування, розвитку, розміщення і спеціалізації підприємств автомобільної галузі.

У зв'язку зі зростанням парку кар'єрних самоскидів актуального значення набувають питання, пов'язані із створенням індустрії нового типу, — індустрії технічного сервісу кар'єрних самоскидів. Проблема ця досить складна, оскільки при її рішенні потрібно враховувати безліч різних чинників. Це в першу чергу визначення оптимальної кількості центрів технічного сервісу кар'єрних самоскидів (ЦТСКС), їх місце розташування, потужності, спеціалізації і багатьох інших чинників.

Введемо наступні означення: r — число можливих видів технічних дій $k = 1, \bar{r}$; m — число клієнтів (пунктів зосередження кар'єрних самоскидів); n — число можливих місць розміщення ЦТСКС; Y_{kj} — потужність j -й ЦТСКС по k -му виду технічних дій $k = 1, \bar{r}$, $j = 1, \bar{n}$; X_{ikj} — кількість обігу i -го клієнта на j -у ЦТСКС для виконання технічних дій k -го виду, $i = 1, \bar{m}$, $k = 1, \bar{r}$, $j = 1, \bar{n}$; c_{ij} — транспортні витрати, пов'язані з доставкою автомобіля з i -го пункту зосередження на j -у ЦТСКС $i = 1, \bar{m}$, $j = 1, \bar{n}$; a_{ik} — потрібна річна кількість технічних дій k -го виду у i -го клієнта $i = 1, \bar{m}$, $k = 1, \bar{r}$; w_{kj} — мінімально допустима потужність j -й ЦТСКС по технічним діям k -го вигляду $k = 1, \bar{r}$, $j = 1, \bar{n}$; W_{kj} — максимально допустима потужність j -й ЦТСКС по технічним діям k -го вигляду $k = 1, \bar{r}$, $j = 1, \bar{n}$; $f_{kj}(y_{kj})$ — приведені витрати, пов'язані із створенням j -й ЦТСКС, що проводить у технічних дій k -го виду $k = 1, \bar{r}$, $j = 1, \bar{n}$;

З урахуванням введених позначень математична модель задачі розміщення і спеціалізації ЦТСКС сформулюється таким чином; мінімізувати сумарні транспортно-виробничі витрати

$$S = \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^r f_{kj}(y_{kj}) + \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^r \sum_{i=1}^m c_{ij} \cdot x_{ikj} \rightarrow \min$$

пов'язані з розміщенням і спеціалізацією ЦТСКС при дотриманні наступних умов:

- попит кожного клієнта по кожному виду технічних дій повинен задовольнятися повністю

$$\sum_{j=1}^n x_{ikj} = a_{ik}, \quad i = 1, \bar{m}, \quad k = 1, \bar{r}$$

- потужність кожного ЦТСКС по кожному виду технічних дій повинна відповідати ремонтному фонду, що поставляється всіма клієнтами

$$\sum_{i=1}^m x_{ikj} = y_{kj}, \quad k = 1, \bar{r}, \quad j = 1, \bar{n}$$

- потужність кожного ЦТСКС по кожному виду технічних дій обмежена знизу і зверху

$$w_{kj} \leq y_{kj} \leq W_{kj} \quad k = 1, \bar{r}, \quad j = 1, \bar{n}$$

- змінні не можуть бути негативними

$$x_{ikj} \geq 0, \quad y_{kj} \geq 0, \quad i = 1, \bar{m}, \quad k = 1, \bar{r}, \quad j = 1, \bar{n}$$

Сформульовану математичну модель можна використовувати при різних напрямках досліджень, а саме:

1. Визначення оптимального плану розміщення і спеціалізації ЦТСКС. Початковою інформацією для цього варіанту досліджень є відомості про потреби в технічних діях кожного виду будь-якого з клієнтів і конкретному виді функцій витрат $f_{kj}(y_{kj})$.

Для даного напрямку досліджень місце розташування і кількість ЦТСКС вважаються невідомим і визначаються в процесі дослідження, тому в розгляд необхідно ввести всі можливі місця

розташування ЦТСКС. Для кожного з них задаються варіанти розвитку у вигляді ряду потужностей, що є фіксованими кількостями технічних дій кожного виду в рік. По відомих пунктах зосередження ремонтного фонду і намічених пунктах розміщення ЦТСКС визначають транспортні витрати— матрицю $\|C_{ij}\|$. З розумних міркувань накладають обмеження по потужності кожного підприємства по технічному обслуговуванню автомобілів для будь-якого виду технічних воздействій— задають величини w_{kj} і W_{kj} , $k=\overline{1,r}$, $j=\overline{1,n}$. Звичайно при виборі чисельних значень величин w_{kj} і W_{kj} , керуються міркуваннями гранично можливого розвитку підприємств (розміром території, наявністю робочої сили, верстатного парку і т. д.). Якщо ж ці міркування не є визначаючими, то величини w_{kj} і W_{kj} , можна взагалі не задавати.

В ході рішення задачі визначається оптимальний план розміщення і спеціалізації ЦТСКС по критерію мінімуму транспортно-виробничих витрат. Одночасно визначається і оптимальна кількість ЦТСКС. При цьому, якщо для якого-небудь j всі величини y_{kj} дорівнюють нулю, тобто якщо $y_{\mu k}=0$, $k=l, r$, то в μ -у пункті створювати ЦТСКС недоцільно.

Чисельна реалізація математичної моделі дозволяє визначити оптимальний план розміщення ЦТСКС. Проте отримані при рішенні цієї задачі рекомендації носять теоретичний, а не практичний характер. Пояснюється, це тим, що в розглянутому вище напрямі досліджень не враховуються вже існуючі ЦТСКС, а як би вони будуються наново. Тому з практичної точки зору великий інтерес представляють два інші напрями досліджень, що описані нижче. Представлений же варіант напрямку досліджень можна запропонувати в ситуаціях, коли в даному регіоні не функціонує жодної ЦТСКС і належить вирішити питання про їх створіння. Такими регіонами на сьогодні в Україні є західний та північний регіони, де сервісних структур «БЕЛАЗ-СЕРВІС» поки не створено.

2. Визначення оптимального плану спеціалізації існуючих гірничо-транспортних цехів або ЦТСКС. Початковою інформацією для цього напрямку досліджень, як і в попередньому, є відомості про потреби в технічних діях кожного клієнта (величини a_{ik}) функції витрат $f_{kj}(y_{kj})$ транспортні витрати на доставку ремонтного фонду (величини c_{ij}) і граничні можливості по потужності кожної ЦТСКС. На відміну від розглянутого вище напрямку, тут вважаються відомою кількість (величина n) і місця розташування всіх ЦТСКС. Отже, в цьому варіанті не можна вважати жодного j величини $w_{kj}=0$, $k=l, r$. Використовування моделі в цьому напрямі досліджень дозволяє визначити оптимальний варіант спеціалізації ЦТСКС і порівняти його з існуючим.

3. Визначення оптимального плану розміщення і спеціалізації знов що будуються і оптимальної спеціалізації існуючих ЦТСКС. Цей напрям досліджень не потребує пояснень, оскільки є простим узагальненням двох попередніх. Дійсно, упорядкувавши всі сервісні структури $j=1, 2, \dots, n_1, n_1+1$ так, що перші n_1 елементів в цій послідовності є існуючі ЦТСКС, а наступні $(n - n_1)$ — знов створювані, приходимо до вже розглянутої вище ситуації. Необхідно відзначити, що практична реалізація задачі пов'язана з певними труднощами. Пояснюється це відсутністю аналітичної залежності функцій витрат $f_{kj}(y_{kj})$.

Для вирішення подібних задач звичайно застосовуються варіантні методи. При використуванні цих методів послідовно задаються значеннями y_{kj} , по цих значеннях визначають $f_{kj}(y_{kj})$ і вирішують задачу лінійного програмування транспортного типу (мінімізують транспортні витрати). Потім зі всіх варіантів вибирають той, який, забезпечує мінімальні сумарні транспортно-виробничі витрати. При такому підході, природно, рішення виходить наближеним, причому вірогідність отримання рішення, близького до оптимального, зростає із збільшенням числа розглянутих, варіантів, якщо задатися аналітичною залежністю $f_{kj}(y_{kj})$, $k=l, r, j=1, n$. Проте ясно, що залежність ця не може бути лінійною і, отже, введення її в аналітичному вигляді не вирішує проблему радикальним чином. То ж, шляхи подолання труднощів, пов'язаних з рішенням задачі, слід шукати і в інших напрямках. Одним з них є рішення вказаної задачі з передумови про спеціалізацію гірничо-транспортних цехів або ЦТСКС. При цьому істотно знижується розмірність задачі.

Відомі m можливих місць розміщення гірничо-транспортних цехів або ЦТСКС в умовах певних автогосподарств ($j=1, 2, \dots, m$). Це значить, що в кожному з місць або існує виробничо-технічна база, або вона може бути побудована. На кожне з можливих місць розміщення з n районів дислокація кар'єрних автосамоскидів ($i = 1, 2, \dots, n$) поступають на технічне обслуговування M моделей кар'єрних автосамоскидів ($k=l, 2, \dots, M$).

Відомо, що весь процес технічного обслуговування можна підрозділити на R самостійних видів обслуговування ($r=1, 2, \dots, R$), причому ЦТСКС може бути організований, як по будь-якому r -му процесу, так і по будь-якій комбінації цих процесів.

Необхідно визначити такий варіант розміщення ЦТСКС щоб повністю задовольнялася потреба власників кар'єрних автосамоскидів в здійсненні всіх видів технічних дій, а сума приведених витрат

на проведення цих видів технічних дій, сума транспортних витрат і сума втрат часу (в грошовому виразі) власників кар'єрних автосамоскидів на очікування початку і закінчення технічних дій була б мінімальною.

Таким чином, необхідно мінімізувати наступну функцію:

$$\sum_{j=1}^m \sum_{k=1}^M \left\{ \sum_{i=1}^n h_{ijk} \cdot X_{ijkr} + \sum_{r=1}^R c_{irk} (f_{jrk}) X_{ijkr} + \sum_{i=1}^n \sum_{r=1}^R q_{ijkr} \cdot B_{ikr} \right\} \rightarrow \min$$

де $C_{jrk}(f_{jrk})$ —приведені витрати, що доводяться на проведення r -го виду обслуговування до k -й марки кар'єрного автосамоскиду на j -й ЦТСКС; f_{jrk} — потужність j -й ЦТСКС по проведенню r -го виду обслуговування k -ї марки кар'єрного автосамоскиду; X_{ijkr} — кількість кар'єрних автосамоскидів до k -й марки, що направляється з i -го району на j -у ЦТСКС для проведення r -го виду технічного обслуговування; q_{jkr} — витрати часу (в грошовому виразі), що втрачаються власником k -ї марки кар'єрного автосамоскиду при проходженні r -го виду обслуговування на j -й ЦТСКС; B_{ikr} — потреба i -го району у виконанні r -го виду обслуговування для k -х моделей кар'єрних автосамоскидів; h_{ijk} — витрати на доставку кар'єрного автосамоскиду k -й моделі з i -го району на j -у ЦТСКС, при наступних обмеженнях:

1. Потреба власників кар'єрних автосамоскидів повинна повністю задоволена в проведенні всіх видів технічних дій:

$$\sum_{j=1}^m \sum_{k=1}^M \sum_{r=1}^R X_{ijkr} = \sum_{k=1}^M \sum_{r=1}^R B_{ikr}, \quad i = 1, \overline{n}$$

2. Кількість кар'єрних автосамоскидів k -ї марки, що прибуває на j -у ЦТСКС для проведення r -го виду обслуговування, не повинне перевищувати максимально можливої потужності ЦТСКС по цьому виду обслуговування:

$$\sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^M \sum_{r=1}^R X_{ijkr} = \sum_{k=1}^M \sum_{r=1}^R A_{jkr}, \quad j = 1, \overline{m}$$

3. Проектована потужність сервісного центру не повинна перевищувати максимально можливої її потужності по будь-якому з r -х видів технічних дій:

$$f_{jkr} \leq A_{jkr}, \quad j = 1, \overline{m}, \quad k = 1, \overline{M}, \quad r = 1, \overline{R}$$

4. Всі X повинні бути більше або рівно нулю: $X \geq 0$

Запропонована модель розвитку і розміщення ЦТСКС є моделлю загальної задачі лінійного програмування з нелінійною цільовою функцією. Такі задачі можуть бути вирішені симплексним методом з використанням прийому «послідовного перерахунку витрат». Для скорочення часу рішення вказаної задачі доцільно ввести в умови її моделі обмеження, що дозволяють чіткіше «обкреслити» область можливих рішень. Такими обмеженнями для даного завдання можуть бути обмеження по використанню площі і робочої сили.

Для організації виробничого процесу необхідна певна площа. Тому, знаючи величину площі певного підприємства, можна завжди встановити максимально можливу його потужність при організації робіт по будь-якому процесу.

Обмеження по використанню виробничих площ:

$$\sum_{k=1}^M \sum_{r=1}^R \gamma_{krj} (f_{rkj}) \cdot f_{rkj} \leq S_j \quad j = 1, \overline{m}$$

де $\gamma_{krj}(f_{rkj})$ —питома площа для організації проведення робіт по r -му виду технічних дій для k -й марки кар'єрного автосамоскиду на j -й ЦТСКС.

Робота підприємств може бути організована на тих же площах з різною кількістю змін, і за цей рахунок збільшиться їх потужність. Тоді в цих умовах зросте кількість зайнятих у виробництві працівників. У зв'язку з цим для конкретизації області можливих рішень введеться ще одне обмеження по використуванню людських ресурсів, що в теперішніх умовах дуже важливо.

Обмеження по використуванню робочої сили

$$\sum_{k=1}^M \sum_{r=1}^R \beta_{krj} (f_{rkj}) \cdot f_{rkj} \leq N_j \quad j = 1, \overline{m}$$

де $\beta_{krj}(f_{rkj})$ — питома кількість працюючих, необхідне для організації проведення робіт по r -

му виду технічних дій для k -й марки кар'єрного автосамоскиду на j -й ЦТСКС.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Представлені економіко-математичні моделі функціонування, розміщення і спеціалізації підприємств технічного сервісу кар'єрних автосамоскидів, які на відміну від аналогічних моделей функціонування підприємств технічного сервісу автомобілів враховують проведення робіт з технічного обслуговування та ремонту кар'єрних автосамоскидів в місці їх експлуатації, а ремонт вузлів та агрегатів – на спеціалізованих підприємствах дозволяють мінімізувати витрати на технічний сервіс кар'єрних автосамоскидів.

ВИСНОВКИ

Виконані дослідження та розроблені економіко-математичні моделі будуть використані головним підприємством холдингу «БЕЛАЗ-ХОЛДІНГ» для планування розвитку мережі сервісних центрів в першу чергу на території України.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Технические и эксплуатационные характеристики выпускаемой продукции: справочник / ОАО «БЕЛАЗ». Под общей редакцией А. Н. Егорова. – Минск: «Белстан», 2014, 496 с.
2. Сучасний стан технологічного автотранспорту залізородних кар'єрів / Ю.А. Монастирський, А.С. Вивчарик, І.В. Бондар, Т.А. Клімів // Сучасні автомобільні розробки України. – Миколаїв, 2015. – С.82-85.
3. Vesnin, A. V., Sistuk, V. O., & Bogachevskiy, A. O. (2015). The analysis of mining conditions influence to operating time of dump trucks traction drive components. *Metallurgical and Mining Industry*, 7(3), 268-271.
4. Vesnin, A. V., Sistuk, V. O., & Bogachevskiy, A. O. (2015). The industrial dust properties as a wear factor of pit trucks electric machines elements. *Metallurgical and Mining Industry*, 7(3), 272-275.
5. Положение о техническом обслуживании, диагностировании и ремонте карьерных самосвалов БелАЗ. Жодино. ОАО «БЕЛАЗ», 2004.- 44 с.
6. Положение о техническом обслуживании, диагностировании и ремонте карьерных самосвалов БелАЗ. Жодино. ОАО «БЕЛАЗ», 2013.- 22 с.
7. Бондарь І. В. Перехід на фірмовий технічний сервіс кар'єрних автосамоскидів БЕЛАЗ на залізородних кар'єрах України / І.В. Бондарь, Ю.А. Монастирський// Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування: 10-та міжнародна наук.-практ. конф., 12-13 вер. 2019 р.: матеріали конф. – Херсон, 2019. – С. 81.
8. Ju.A. Monastyrskiy, V.V. Potapenko and I.V. Bondar, “Adaptive system of technical operation of open pit trucks”, in International Scientific and Technical Internet Conference “Innovative Development of Resource-Saving Technologies of Mineral Mining and Processing”. Book of Abstracts. - Petroșani, Romania: UNIVERSITAS Publishing, 2018. – pp. 194-196.
9. Зуй Н. Н. Технический сервис техники БелАЗ: вчера, сегодня, завтра / Н. Н. Зуй // Горная промышленность - 2006. - №62. - С. 26-27.
- 10 Монастирський Ю. А. Эксплуатация и сервисное обслуживание карьерной техники «БЕЛАЗ» в Украине / Монастирський Ю. А. // Горный журнал. – 2013. – № 1. – С. 78-80.

REFERENCES

- 1.Egorov, A. (2014). *Tehnicheskie i ekspluatacionnye harakteristiki vypuskaemoj produkcii: spravochnik* (p. 496). Minsk: Belstan.
- 2.Monastirskij Yu.A., Vivcharik A.S., Bondar I.V., & Klimiv T.A. (2015). Suchasnij stan tehnologichnogo avtotransportu zalizorudnih kar'yeriv. *Suchasni avtomobilni rozrobki Ukrayini*, 82-86.
3. Vesnin, A. V., Sistuk, V. O., & Bogachevskiy, A. O. (2015). The analysis of mining conditions influence to operating time of dump trucks traction drive components. *Metallurgical and Mining Industry*, 7(3), 268-271.
4. Vesnin, A. V., Sistuk, V. O., & Bogachevskiy, A. O. (2015). The industrial dust properties as a wear factor of pit trucks electric machines elements. *Metallurgical and Mining Industry*, 7(3), 272-275.
- 5.ОАО «BELAZ». (2004). *Polozhenie o tehnichestom obsluzhivanii, diagnostirovanii i remonte karernyh samosvalov BelAZ* (p. 44). Zhodino.
6. ОАО «BELAZ». (2013). *Polozhenie o tehnichestom obsluzhivanii, diagnostirovanii i remonte karernyh samosvalov BelAZ* (p. 22). Zhodino.

7. Bondar, I., & Monastirskij, Y. (2019). Perehid na firmovij tehničnij servis kar'yernih avtosamoskidiv BELAZ na zalizorudnih kar'yerah Ukrayini. In *Suchasni energetichni ustanovki na transporti, tehnologiyi ta obladnannya dlya yih obslugovuvannya* (p. 81). Herson.

8. Monastyrskiy, Y., Potapenko, V., & Bondar, I. (2018). Adaptive system of technical operation of open pit trucks. In *International Scientific and Technical Internet Conference "Innovative Development of Resource-Saving Technologies of Mineral Mining and Processing* (pp. 194-196). Petroșani.

9. Zuj, N. (2006). Tehnicheskij servis tehniki BelAZ: vchera, segodnya, zavtra. *Gornaya Promyshlennost*, 62, 26-27.

10. Monastyrskij, Y. (2013). Ekspluataciya i servisnoe obsluzhivanie karernej tehniki «BELAZ» v Ukraine. *Gornyj Zhurnal*, 1, 78-80.

Yu. Monastirsky, I. Bondar, V. Sistuk. Mathematical models of functioning of enterprises of technical service of career dump trucks

Improvement of quality of technical service, labor and cost savings is possible in the process of solution-finding for determination of usefulness of specialization in open pit trucks technical service operations within the conditions of the enterprises of a region. The solution can be found from improving one of the existing models of car service centers functioning with the use of the change of operations that enter transportation costs. It can be obtained by factoring out transportation costs in the objective function of planning, design, siting and specialization of auto industry enterprises.

The areas of research are: determination of optimal layout design and specialization of open pit trucks technical service centers, determination of the optimal plan of specialization of existing mining and transport workshops or open pit trucks technical service centers, determination of optimal layout design and specialization of open pit trucks technical service centers that are being built or already exist.

The limitations of the mathematical economic models are: open pit trucks owners' demand for handling all types of operations must be fully satisfied, the number of open pit trucks arriving over the service center for maintenance should not exceed the maximum capacity of the center, the design capacity of a service center must not exceed its maximum output for any type of handling operation, the number of open pit trucks should be greater than or equal to zero, the limit of use of production facilities, the limit of use of labor.

The mathematical economic models of operation, siting and specialization of open pit trucks technical service enterprises are presented which, in contrast to similar models of car service enterprises operation, allows to save technical service costs considering open pit trucks maintenance at their working area and its repair at specialized enterprises.

Keywords: open-pit dump truck, major repairs, production costs, economical and mathematical design.

МОНАСТИРСЬКИЙ Юрій Анатолійович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобільний транспорт», Криворізький національний університет, ORCID 0000-0002-8282-3929, e-mail: monastirskiy08@ukr.net

БОНДАР Ігор Вікторович, директор, Сервісний торгово-логістичний центр «БЕЛАЗ-УКРАЇНА», e-mail: ukr@belaz.com.ua

СІСТУК Володимир Олександрович, кандидат технічних наук, доцент, декан транспортного факультета, Криворізький національний університет, ORCID 0000-0003-4907-4265

Yuriy MONASTIRSKIY, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Transport Department, Kryvyi Rih National University, e-mail: monastirskiy08@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-8282-3929>.

Igor BONDAR, manager, Service trade and logistics center «BELAZ-UKRAINE» e-mail: ukr@belaz.com.ua

Volodymyr SISTUK, PhD (Technical Sciences), Associated Professor, Automobile facilities department, Kryvyi Rih National University, e-mail: sistuk07@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0003-4907-4265>.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.95>

Овчинніков Д.В.

Національний транспортний університет, ДП «ДержавтотрансНДІпроект»

ВПЛИВ СКЛАДУ СУМІШЕВОГО БЕНЗИНУ НА ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ ТА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛІВ З РІЗНИМИ СИСТЕМАМИ ЖИВЛЕННЯ ДВИГУНА

У роботі викладено результати теоретичних та експериментальних досліджень впливу бензину з високим вмістом біоетанолу на показники роботи двигунів та автомобілів з різними системами живлення.

Основна увага приділена використанню такого бензину на автомобілях обладнаних карбюраторною системою живлення. Показано зміни основних показників роботи автомобіля, зокрема показників паливної економічності.

В результаті експериментальних досліджень встановлено, що при незмінному регулюванні карбюратора збільшення вмісту спирту в бензині до 36 % приводить до значного збіднення паливоповітряної суміші, пропусків робочих циклів, зростання концентрацій незгорілих вуглеводнів та зниження потужності двигуна. Для поліпшення показників роботи автомобілів з карбюраторною системою живлення двигуна за роботи на бензині зі значною добавкою спиртових сполук запропоновано змінювати регулювання паливної системи в сторону збагачення паливо-повітряної суміші збільшенням пропускну здатності паливних жиклерів. При відповідному регулюванні паливної системи зі збільшенням вмісту спирту в бензині двигун працює стабільно без пропусків робочих циклів. Незначно зменшується максимальна потужність двигуна та зростає витрата палива, що можна пояснити збідненням паливної суміші при збільшенні вмісту спирту в бензині.

Отримано поліноміальні залежності показників роботи двигуна від концентрації спиртових сполук, крутного моменту та частоти обертання двигуна. Вони дозволяють описати двигун як джерело енергії, споживача палива, повітря та забруднювача навколишнього середовища в навантажувальних режимах роботи та режимах активного і примусового холостих ходів, що необхідно для розрахунку показників автомобілів в русі згідно Модифікованим Європейським їздовим циклом. Представлені результати стендових випробувань автомобіля ЗА3-1102.

Ключові слова: біоетанол, спиртові сполуки, бензиновий двигун, паливна економічність, стендові випробування.

ВСТУП

На автомобільному транспорті найбільшого розповсюдження набули легкові автомобілі. Основні типи силових установок, які застосовуються це – двигуни з іскровим запалюванням та дизелі. Частка електромобілів збільшується, але за відсутності відповідної розвинутої інфраструктури досить повільно. Окремо слід згадати про автомобілі з гібридною силовою установкою, але основним джерелом енергії в ній залишається двигун внутрішнього згорання.

За останні роки спостерігається тенденція збільшення частки легкових автомобілів обладнаних двигунами з іскровим запалюванням в порівнянні з дизелями. Це пояснюється вдосконаленням конструкції цих двигунів і, як наслідок, збільшенням питомої потужності та зменшенням питомої витрати палива, а також більш ліпшими екологічними показниками.

Зважаючи на постійне збільшення кількості автомобілів однією з гострих проблем є розширення паливної бази. Основними видами пального є бензин, дизельне паливо та зріджений нафтовий газ. Враховуючи постійне зростання цін на нафтопродукти одним з можливих рішень є застосування палив з відновлюваних джерел енергії. До таких палив відносять біопаливо, основою для виробництва якого є відходи харчової, сільськогосподарської або деревообробної промисловості. Найближчими заміниками звичного бензину є спиртові палива, зокрема біоетанол. Біоетанол використовується як основне паливо так і в якості добавки до бензину. При використанні біоетанолу як основного палива необхідно вносити зміни до конструкції двигуна. Найбільш доступним шляхом використання біоетанолу є добавка його до бензину. Розміри добавки біоетанолу до бензину безперервно збільшуються, в даний час на автозаправних станціях України доступний бензин з добавкою біоетанолу 40%. Використання таких бензинів можливе не для всіх двигунів, які

використовуються в експлуатації, зокрема для двигунів з карбюраторною системою живлення. Тому необхідно визначати шляхи можливого використання цих бензинів для таких двигунів.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Результати досліджень по використанню добавок спиртових сполук до бензину наведено в ряді робіт. Питання розширення паливної бази та зменшення споживання палив нафтового походження за рахунок спиртів набуло актуальності ще у 30-ті роки минулого сторіччя [1]. Привабливим у використанні спиртів в якості моторних палив в нашій країні є широка сировинна база і наявність посівних площ в достатній кількості для їх виробництва [2]. Світові тенденції на ринку альтернативних палив свідчать про те, що в останні роки виробництво біоетанолу стрімко зросло у порівнянні з іншими видами біопалив [3,4].

В Україні у період з 1998 по 2006 роки проведено широкі дослідження з використання добавок біоетанолу до бензину [5]. За результатами цих досліджень у 2000 році був розроблений Галузевий стандарт України на сумішеві бензини [6].

Вплив добавки біоетанолу до штатного бензину на показники роботи двигуна встановлено в дослідженнях [7,8,9]. В цих роботах величина добавки етанолу не перевищувала 20%. Встановлено, що така добавка практично не впливає на показники роботи сучасного двигуна з системою впорскування бензину і зворотнім зв'язком [10]. В той же час навіть така добавка є причиною зміни показників роботи двигуна з карбюраторною системою живлення.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

У зв'язку з тим, що на даний момент, як зазначалося вище, на автозаправних станціях України є в наявності бензин з добавкою 40% кисневмісних сполук, в складі яких більше 75% етанолу та близько 25% ізобутилового спирту, питання щодо впливу такого сумішевого бензину на експлуатаційні показники автомобілів обладнаних двигунами з іскровим запалюванням потребує поглибленого вивчення.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для оцінки впливу бензо-спиртових сумішей на експлуатаційні показники автомобіля (розрахунковий метод) була розроблена математична модель. Основу моделі складають алгебраїчні рівняння, що описують двигун як джерело енергії, споживача палива, повітря та забруднювача навколишнього середовища в навантажувальних режимах роботи та режимах активного і примусового холостих ходів тощо, та диференціальні рівняння режимів руху автомобіля для математичного описання виконання автомобілем Модифікованого Європейського їздового циклу згідно з Правилами ЕЖ ООН № 83–05 з розрахунком паливо-економічних та екологічних показників його роботи при живленні як товарним так і сумішевими бензинами. Нижче наведено приклад диференціального рівняння тягового балансу для розганяння автомобіля при заблокованому зчепленні.

$$\frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta(m_0 + m_e)} \left[\frac{M_{KH} \cdot U_i \cdot U_p \cdot \eta_T}{r_d} - P_f \pm P_i - P_w \right], \quad (1)$$

де η_T — ККД трансмісії;

δ — коефіцієнт врахування мас, які обертаються;

P_f — сила опору коченню автомобіля, Н;

P_i — сила опору підйому, Н;

P_w — сила опору повітря, Н;

m_0 — маса автомобіля, кг;

m_e — маса вантажу, кг;

M_{KH} - величина крутного моменту за неусталеного режиму роботи двигуна, Н·м;

U_i - передаточне число коробки передач;

U_p - передаточне число головної передачі;

r_d –динамічний радіус колеса.

Враховуючи, що в Україні на даний момент окрім автомобілів з бензиновими двигунами з системою впорскування та зворотнім зв'язком в експлуатації перебувають автомобілі з карбюраторною системою живлення для отримання вихідних даних математичної моделі роботи двигуна на бензині з різним вмістом біоетанолу проведено два три-факторних експерименти. Перший - на двигуні VW BBU з системою впорскування та зворотнім зв'язком, другий – на двигуні MeM3-245 із карбюраторною системою живлення. В результаті отримано залежності годинної і питомої витрат палива та концентрацій шкідливих речовин від крутного моменту, частоти обертання і концентрації спиртових сполук у бензині. Отримані залежності зміни показників роботи двигунів від вмісту біоетанолу в бензині дозволяють створити уточнену математичну модель руху автомобіля за режимами Модифікованого Європейського їздового циклу при використанні сумішевого бензину зі значними добавками біоетанолу. Нижче наведено загальний вигляд залежності питомої витрати палива від концентрації спиртових сполук, крутного моменту та частоти обертання двигуна.

$$ge = a_0 + a_1 \cdot x_1 + a_2 \cdot x_2 + a_3 \cdot x_3 + a_{11} \cdot x_1^2 + a_{22} \cdot x_2^2 + a_{33} \cdot x_3^2 + a_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + a_{13} \cdot x_1 \cdot x_3 + a_{23} \cdot x_2 \cdot x_3, \quad (2)$$

де, $a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}, a_{33}, a_{12}, a_{13}, a_{23}$ – коефіцієнти апроксимації.

Для двигуна MeM3-245 ці коефіцієнти дорівнюють: $a_0=373,248, a_1=81,344, a_2=7,967, a_{11}=-5,17, a_{22}=35,285, a_{33}=241,085, a_{12}=15,598, a_{13}=52,752, a_{23}=63,317$;

x_1, x_2, x_3 – фактори (x_1 – концентрація спиртових сполук, x_2 – частота обертання двигуна, x_3 – крутний момент). Графічно залежність показана на рисунку 1.

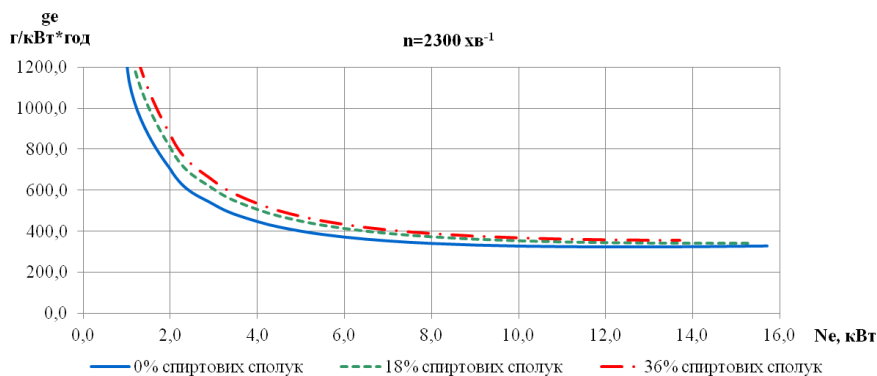


Рисунок 1 – Навантажувальна характеристика двигуна MeM3-245, згідно математичної моделі роботи двигуна

Згідно отриманих залежностей встановлено зменшення ефективної потужності двигуна до 12% в режимі повного навантаження та збільшення годинної і питомої витрат палива у всьому робочому діапазоні двигуна при роботі його на сумішевому бензині із значною часткою біоетанолу. Збільшення питомої витрати палива при повному навантаженні складає близько 8%. Також додатково встановлено, що за штатної системи живлення при температурі навколишнього середовища під час випробування в межах від 10°C до 15°C спостерігаються пропуски робочих циклів та різке зменшення потужності внаслідок збіднення робочої суміші більше допустимих значень (рисунок 2,3) [11], це обумовлюється фізичними властивостями біоетанолу.

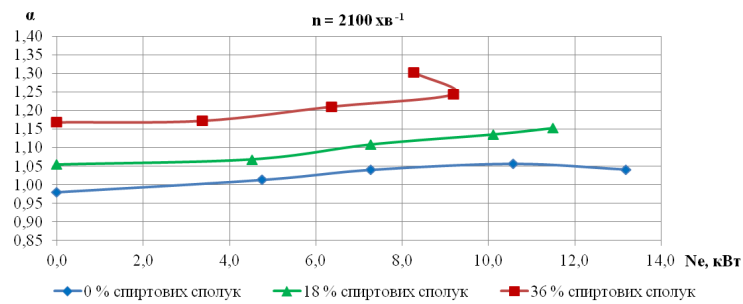


Рисунок 2 – Експериментальні значення коефіцієнту надміру повітря для різних за величиною добавках спиртових сполук двигуна MeM3-245

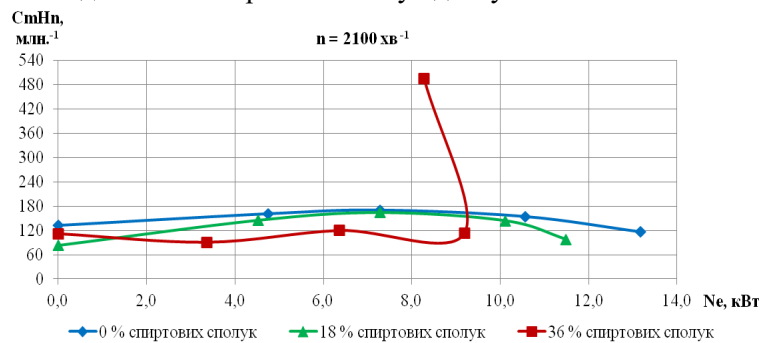


Рисунок 3 – Експериментальні значення концентрацій вуглеводнів у відпрацьованих газах млн⁻¹ двигуна MeM3-245 для різних за величиною добавках спиртових сполук в бензині

Для перевірки адекватності математичної моделі проведено стендові випробування автомобіля ЗАЗ-1102 з двигуном MeM3-245 за Модифікованим Європейським їздовим циклом (рисунок 4) який складається із чотирьох наборів міських режимів і набору режимів, який імітує рух автомобіля за містом на товарному бензині А-95 і сумішевому бензині А-95 Е40 (метанол – 2,7%, етанол – 31,2%, ізобутиловий спирт – 6,1% за об'ємом) та знято навантажувальні характеристики (рисунок 5). Під час випробувань в першу чергу визначали показники паливної економічності. Стендові випробування автомобіля проводили у лабораторії ДП “ДержавтотрансНДІпроект” (рисунок 6) на моделюючому роликовому стенді AVL тип RPL1220/12C23M17/APM150. Витрату палива вимірювали гравіметричним витратоміром AVL 733S (рисунок 7). Відбір відпрацьованих газів здійснювався за допомогою дослідної повно-поточної системи відбору проб на основі універсальної системи відбору проб постійного об'єму (CVS) моделі EMMS-CVS-010. Аналіз відпрацьованих газів проводили газоаналітичною системою MEXA-7400DEGR вимірювання концентрації нормованих забруднюючих речовин у газах.

В середньому за випробування витрата бензину А-95 Е40 на 20% більша ніж бензину А-95 (таблиця 1).

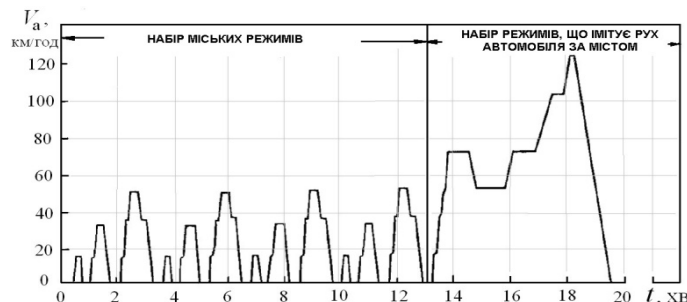


Рисунок 4 – Модифікований Європейський їздовий цикл

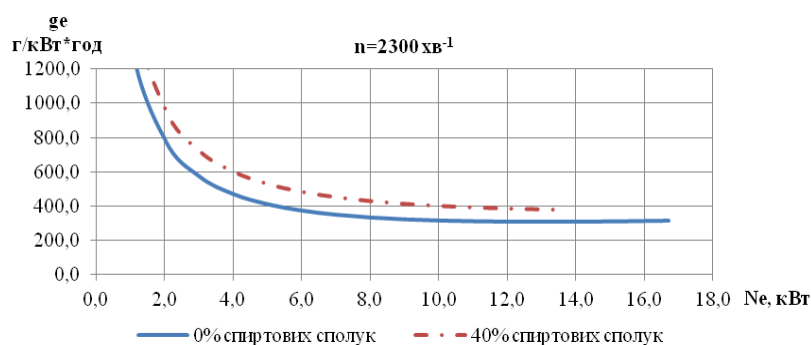


Рисунок 5 – Навантажувальні характеристики двигуна MeM3-245 отримані під час стендових випробувань автомобіля ЗАЗ-1102

Таблиця 1 – Витрата палива у Модифікованому Європейському їздовому циклі

	Витрата палива за цикл, г				
	1-й фрагмент міського циклу	2-й фрагмент міського циклу	3-й фрагмент міського циклу	4-й фрагмент міського циклу	Заміський цикл
Бензин А-95	70,86	68,15	67,85	66,98	280,45
Бензин А-95 Е40	82,42	83,79	82,41	83,64	332,04



Рисунок 6 – Автомобіль ЗАЗ-1102 на випробувальному стенді



Рисунок 7 – Гравіметричний витратомір AVL 733S

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Такі зміни показників паливної економічності автомобіля можна пояснити в першу чергу меншою питомою енергією біоетанолу у порівнянні з бензином, більшою його в'язкістю, що

пояснюються меншою необхідною кількістю повітря для згорання 1 кг палива та збільшеною прихованою теплотою випаровування і призводить до значного збіднення паливо-повітряної суміші та, як наслідок, погіршення енергетичних показників. Одним з можливих шляхів поліпшення енергетичних показників та показників паливної економічності автомобілів, обладнаних двигунами з карбюраторною системою живлення при роботі на бензині зі значними за величиною добавками біоетанолу є підігрів паливо-повітряної суміші [9] або зміна регулювань системи живлення, а саме заміна головних паливних жиклерів на такі, що мають більшу пропускну здатність.

Для прикладу на рисунку 8 показані експериментальні значення коефіцієнту надміру повітря одержані при збільшенні пропускну здатності головного паливного жиклера на 10% [11]. З показаних характеристик видно, що двигун нормально працює у всьому діапазоні навантажень.

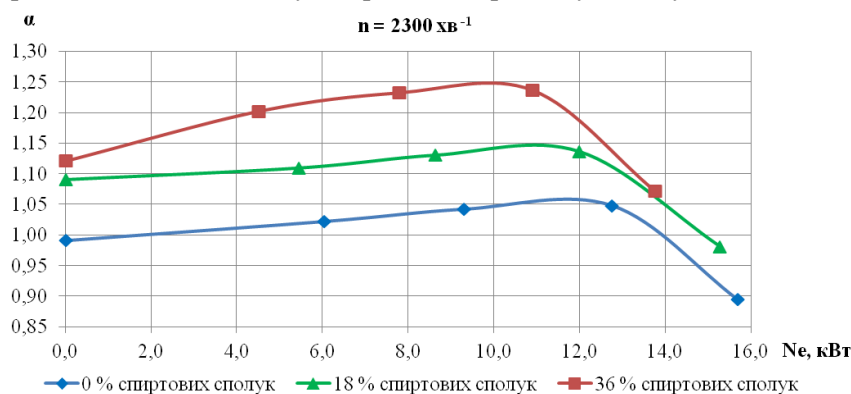


Рисунок 8 – Експериментальні значення коефіцієнту надміру повітря для різних за величиною добавок спиртових сполук до бензину двигуна MeM3-245 при зміненому регулюванні карбюратора

ВИСНОВКИ

Створено математичні моделі двигунів MeM3-245 і VW BBU з використанням яких можливо описати двигун як джерело енергії, споживача палива, повітря та забруднювача навколишнього середовища в навантажувальних режимах роботи та режимах активного і примусового холостих ходів, що необхідно для розрахунку показників автомобілів в русі згідно Модифікованим Європейським їздовим циклом. Під час стендових випробувань автомобіля ЗАЗ-1102 встановлено, що при використанні сумішевого бензину з вмістом 40% спиртових сполук питома витрата палива збільшується до 20%. Для роботи карбюраторного двигуна на бензині з високим вмістом біоетанолу за низьких температур навколишнього середовища необхідна зміна налаштувань системи живлення, а саме – заміна головних паливних жиклерів на такі, що мають більшу пропускну здатність.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Ирисов А. С. Спирт как моторное топливо / А. С. Ирисов. – Москва-Ленинград, Научно-техническое издание по машиностроению, металлообработке и черной металлургии, 1933. – 136 с.
2. Климчук О.В., Висоцька В.В. Виробництво біоетанолу-перспективна галузь в Україні / Климчук О.В., Висоцька В.В. // Збірник наукових праць ВНАУ №1(56) Том 3 2012 С. 98-103.
3. Вильданов Ф.Ш., Латыпова Ф.Н., Чанышев Р.Р., Николаева С.В. Современные методы получения биоэтанола / Вильданов Ф.Ш., Латыпова Ф.Н., Чанышев Р.Р., Николаева С.В. // Башкирский химический журнал – 2011 № 2. С. 128-134.
4. Industry Statistic World Fuel Ethanol Production [Virtual Resource] / Access Mode : URL : <http://ethanolrfa.org/resources/industry/statistics/#1454098996479-8715d404-e546> – Title from Screen/ - Date of Access: 14 November 2019.
5. Редзюк А.М., Рубцов В.О., Устименко В.С., Михненко Є.О., Олійников О.П. Проблеми та перспективи застосування сумішних бензинів з високооктановою кисневмісною добавкою як автомобільного палива // Автошляховик України. Окр. вип. Вісник Центрального наукового центру ТАУ.- Вип. 2.-1999.-С.25-27.

6. ГСТУ 320.00149943.015-2000. Бензини моторні сумішеві. Технічні умови (зі змінами №1 від 01.11.2002 і №2 від 25.04.2005).–К.: Держнафтогазпром України, 2000.-24 с.
7. Устименко В.С. Поліпшення екологічних показників автомобілів та розширення паливної бази автомобільного транспорту шляхом застосування біоетанолу : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.22.20 / Устименко Віктор Сергійович; Національний транспортний університет. К., 2006. – 21 с.
8. Захарченко О.М. Покращення паливної економічності та екологічних показників автомобілів раціональним використанням бензинів з добавкою біоетанолу : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.22.20 / Захарченко Олексій Миколайович; Національний транспортний університет. К., 2008. – 20 с.
9. Щербатюк В.Б. Покращення екологічних показників двигунів підігрівом свіжого заряду при використанні бензину з добавкою біоетанолу : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.05.03 / Щерба тьок Віталій Броніславович; Національний транспортний університет. К., 2013. – 20 с.
10. Кульбако В.П. Покращення екологічних показників автомобіля в експлуатаційних умовах добавкою біоетанолу до бензину : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.22.20 / Кульбако Валентин Петрович; Національний транспортний університет. К., 2012. – 20 с.
11. Гутаревич Ю.Ф. Вплив величини добавки спиртових сполук до бензину на показники роботи карбюраторного двигуна. / Ю.Ф. Гутаревич, Є.В. Шуба, Д.В. Овчинніков // Вісник Національного транспортного університету. – К. : НТУ, 2018. – Вип. 42.

REFERENCES

1. Irisov A. S. (1933) Spirt kak motornoe toplivo [Ethanol as motor fuel]. Moskva-Leningrad: Nauchno-tehnicheskoe izdanie po mashinostroeniyu, metalloobrabotke i chernoy metallurgii - Scientific and technical publication on mechanical engineering, metal working and ferrous metallurgy, 136 [in Russian].
2. Klymchuk O.V., Vysotska V.V. (2012) Vyrobnystvo bioetanolu-perspektyvna haluz v Ukraini [Bioethanol production is a promising industry in Ukraine]. Zbirnyk naukovykh prats VNAU - Collection of scientific works of VNAU, №1(56), Tom 3, 98-103 [in Ukrainian].
3. Vildanov F.Sh., Latyipova F.N., Chanyishev R.R, Nikolaeva S.V. (2011) Sovremennyye metody polucheniya bioetanola [Modern methods for producing bioethanol]. Bashkirskiy himicheskyy zhurnal - Bashkir Chemical Journal, 2, 128-134 [in Russian].
4. Industry Statistic World Fuel Ethanol Production [Virtual Resource] / Access Mode : URL : <http://ethanolrfa.org/resources/industry/statistics/#1454098996479-8715d404-e546> – Title from Screen/ - Date of Access: 14 November 2019.
5. Redzyuk A.M., Rubtsov V.O., Ustymenko V.S., Mykhnenko YE.O., Oliynykov O.P. Problemy ta perspektyvy zastosuvannya sumishnykh benzyniv z vysokooktanovoyu kysnevnisnoyu dobavkoyu yak avtomobil'noho palyva // Avtoshlyakhovyk Ukrainy. Okr. vyp. Visnyk Tsentral'noho naukovoho tsentru TAU.- Vyp. 2.-1999.-S.25-27 [in Ukrainian].
6. HSTU 320.00149943.015-2000. Benzyny motorni sumishevi. Tekhnichni umovy (zi zminamy №1 vid 01.11.2002 i №2 vid 25.04.2005).–К.: Derzhnaftohazprom Ukrayiny, 2000.-24 s [in Ukrainian].
7. Ustymenko V.S. (2006) Polipshennia ekolohichnykh pokaznykiv avtomobiliv ta rozshyrennia palyvnoi bazy avtomobilnoho transportu shliakhom zastosuvannya bioetanolu [Improving environmental performance of cars and expanding the fuel base of road transport by using bioethanol]. Extended abstract of candidate's thesis. Kyiv: NTU [in Ukrainian].
8. Zakharchenko O.M. (2008) Pokrashchennia palyvnoi ekonomichnosti ta ekolohichnykh pokaznykiv avtomobiliv ratsionalnym vykorystanniam benzyniv z dobavkoiu bioetanolu [Improvement of fuel economy and ecological indicators of cars by rational use of gasoline with bioethanol additive]. Extended abstract of candidate's thesis. Kyiv: NTU [in Ukrainian].
9. Shcherbatiuk V.B. (2013) Pokrashchennia ekolohichnykh pokaznykiv dvyhuniv pidihrivom svizhoho zariadu pry vykorystanni benzynu z dobavkoiu bioetanolu [Improvement of environmental indicators of engines with heating of fresh charge with the use of gasoline with the addition of bioethanol]. Extended abstract of candidate's thesis. Kyiv: NTU [in Ukrainian].
10. Kulbako V.P. (2012) Pokrashchennia ekolohichnykh pokaznykiv avtomobilia v ekspluatatsiinykh umovakh dobavkoiu bioetanolu do benzynu [Improvement of the environmental

performance of the car under operating conditions by adding bioethanol to gasoline]. Extended abstract of candidate's thesis. Kyiv: NTU [in Ukrainian].

11. Hutarevych YU.F. Vplyv velychyny dobavky spyrtovykh spolkov do benzynu na pokaznyky roboty karbyuratornoho dvyhuna. / Y.F. Hutarevych, YE.V. Shuba, D.V. Ovchynnikov // Visnyk Natsional noho transportnoho universytetu. – K. : NTU, 2018. – Vyp. 42[in Ukrainian].

D. Ovchynnikov. Effect of the composition of mixed gasoline on energy indicators and fuel economy of vehicles with different engine power systems.

The work presents the results of theoretical and experimental research of the influence of gasoline with a high alcohol content on the performance of engines and vehicles with different fuel systems.

The main attention is paid to the use of this gasoline in vehicles with a carburetor fuel system. In the research has shown the changes main performance vehicle indicators, such as fuel efficiency indicators.

As a result of experimental studies, it was found that with constant regulation of the carburetor, the increase in the content of alcohol in gasoline to 36% leads to a significant depletion of fuel and air mixture, passage of working cycles, the growth of concentrations of unburned hydrocarbons and lower engine power. To improve the performance of the vehicles with a carburetor fuel system engines for work on gasoline with a significant addition of alcohol compounds, it is proposed to change the regulation of the fuel system towards the enrichment of fuel and air mixture by increasing the throughput of fuel jets. With the corresponding adjustment of the fuel system with an increase in the content of alcohol in gasoline, the engine runs stably without the passes of working cycles. Insignificantly, the maximum engine power decreases and fuel consumption increases, which can be explained by the depletion of the fuel mixture with an increase in the content of alcohol in gasoline.

Polynomial dependences of engine performance on the concentration of alcohol compounds, torque, and engine speed were obtained. They allow the engine to be described as a source of energy, fuel, air and environmental pollutant in load and idle modes, which is necessary to calculate the performance of vehicles in motion according to the Modified European Driving Cycle. Shown the chassis dynamometer test results of ZAZ-1102.

Key words: bioethanol, alcohol compounds, gasoline engine, fuel efficiency, chassis dyno tests.

ОВЧИННИКОВ Дмитро Володимирович, аспірант кафедри двигунів та теплотехніки, Національний транспортний університет e-mail: dovchinnikov@ukr.net, orcid.org/0000-0003-4938-4503

Dmytro OVCHYNNIKOV, Postgraduate Student of engines and thermal engineering department, National Transport University, Kyiv, Ukraine, dovchinnikov@ukr.net, orcid.org/0000-0003-4938-4503

Автор висловлює окрему вдячність Ричку Сергію Олексійовичу, провідному інженеру лабораторії дослідження використання палив та екології, та Назаренку Юрію Валерійовичу, інженеру 2-ї категорії лабораторії дослідження використання палив та екології ДП «ДержавтотрансНДІпроект».

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.96>

Павлова І.О., Грабовець В.В., Дубицький О.С., Онищук В.П.
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ РОБОТИ МАРШРУТНОГО ТРАНСПОРТУ В ЗОНІ ЗУПИНОЧНОГО ПУНКТУ

В роботі розглядаються питання підвищення ефективності функціонування маршрутних мереж міського пасажирського транспорту, стан та якість роботи яких відображається на рівні комфортних умов проживання людей у населених пунктах певного регіону, а також всієї країни. Проведено аналіз факторів, що впливають на показники роботи міського громадського транспорту в зонах зупиночних пунктів, які є важливим елементом транспортної інфраструктури. Проведено комплексне дослідження зупиночних пунктів громадського транспорту міста Луцька Волинської області. В результаті дослідження було виявлено фактори, що впливають на пропускну здатність зупиночних пунктів, а також випадки порушень основ безпеки автотранспорту, що допускаються приватними перевізниками. Подано основні категорії та показники, що характеризують роботу зупиночного пункту. Розглянуто типи конфліктних ситуацій, які виникають в зонах зупиночних пунктів. Після спостереження найбільш завантажених зупиночних пунктів Луцька встановлено причини виникнення цих конфліктних ситуацій в таких місцях, а також досліджено наслідки від створення конфліктів. Наведено результати розрахунків середніх втрат часу громадського транспорту та пасажирів у зв'язку з очікуванням обслуговування та при посадці-висадці пасажирів з різних маршрутів.

Ключові слова: міський транспорт, маршрутні перевезення, зупиночний пункт, пропускна здатність, конфліктна ситуація, втрати часу.

ВСТУП

У Національній транспортній стратегії України до 2030 р. одним із завдань розвитку транспортної системи держави є збільшення пропускну здатності (ПЗ) та покращення швидкісних параметрів транспортної інфраструктури. Важливими складовими транспортної інфраструктури міста є зупиночні пункти (ЗП) міського пасажирського транспорту (МПТ), які впливають на ПЗ доріг, а також на безпеку дорожнього руху. Їх стан, місцезнаходження та якість функціонування значною мірою визначають задоволення жителів міста роботою громадського транспорту. Незлагоджена робота маршрутного транспорту в зоні зупиночного пункту негативно відбивається на безпеці транспортного процесу, призводить до суттєвих втрат часу перевізників та пасажирів та обмежує провізну спроможність МПТ. У зв'язку з цим до ЗП, їх параметрів та облаштування пред'являються серйозні вимоги, так як недостатня ПЗ у цих місцях є одним з факторів, здатних обмежити провізну спроможність МПТ.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ

Питання вдосконалення роботи міського пасажирського транспорту розглядалися в роботах багатьох вітчизняних та зарубіжних вчених таких як В. Ауліна [1], І. Дімової [2], Д. Дрю [3], О. Кажаяєва [4], Г. Варелопуло [5], В. Вдовиченко [6], І. Спіріна [7], Є. Лобанова [8] та ін. Аналіз робіт виявив недостатність досліджень впливу роботи зупиночного пункту громадського транспорту на втрати часу пасажирів.

ЦІЛЬ ДОСЛІДЖЕННЯ полягає в аналізі факторів, які впливають на ефективність функціонування маршрутної мережі міста та впровадження заходів із вдосконалення роботи транспортних засобів в зоні зупиночних пунктів.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

За даними Міністерства інфраструктури України на частку громадського транспорту припадає близько 80% загального обсягу пасажирських перевезень усіх видів транспорту країни та біля 25% пасажирообороту. Міський пасажирообіг автомобільним транспортом (автобусами) складає 49 млрд. пас. км, що становить 38 % від усіх видів транспорту, тролейбусами – 7,6 млрд. пас. км, тобто 6 %, трамваями – 4,1 млрд. пас. км, або 3 % [12]. У цих умовах від якості роботи МПТ значно залежить рівень комфортних умов проживання людей в населених пунктах всієї країни. Доступність та якість роботи міського транспорту багато в чому визначають і реальний рівень життя населення, соціальний клімат і думку людей про ефективність органів влади.

В сучасних умовах вільної конкуренції при організації нових маршрутів, збільшення яких має дозволити населенню здійснювати поїздки з меншими втратами часу на очікування транспортного засобу та при малій наповнюваності салону, важливого значення набувають питання організації

роботи громадського транспорту на зупиночних пунктах при посадці-висадці пасажирів з різних маршрутів, що обслуговуються різними перевізниками та ін.

Прихід на ринок пасажирських перевезень великої кількості приватних підприємців не зміг підвищити якість обслуговування населення. З одного боку, люди отримали можливість здійснювати поїздки в більш комфортних умовах, скоротилися інтервали руху маршрутного транспорту, збільшилася швидкість сполучення. А, з іншого боку, чисельність автобусів в більшості міст перевищила допустиму з точки зору пропускнуої здатності вуличної мережі та забезпечення безпеки в межах насичення. В результаті чого на зупиночних пунктах стали з'являтися черги маршрутних транспортних засобів.

Перевірками виявлено численні випадки (258 тис.) порушення основ безпеки автотранспорту, що допускаються приватними перевізниками:

- нестача кваліфікованого персоналу для роботи на міських пасажирських перевезеннях;
- зупинка автобусів у другому і в третьому ряду на зупиночному пункті;
- відсутність контролю за дотриманням режиму праці та відпочинку водіїв, поганий медичний контроль за станом їх здоров'я і т. п. ;
- несанкціоноване внесення змін в конструкцію автобусів.

Значною мірою це пов'язано з недосконалістю нормативно-правової бази в даній сфері і з бажанням отримати максимальний прибуток від перевезень.

Таким чином, аналізуючи стан пасажирського транспорту, можна зробити висновок про наявність наступних проблем:

- зниження якості обслуговування населення пасажирськими перевезеннями;
- зниження безпеки руху в районі зупиночних пунктів;
- зростання аварійності.

У багатьох економічно розвинених країнах світу ефективно функціонуючий громадський транспорт розглядається в якості головного засобу, здатного створити безпечні та комфортні умови життя населення в містах. Тому завдання підвищення ефективності функціонування міського пасажирського транспорту є актуальним як з наукової, так і з практичної точок зору.

Розглянемо деякі визначення, що стосуються міського маршрутного транспорту.

Під *маршрутною мережею* населеного пункту розуміють сукупність всіх маршрутів пасажирського транспорту, основні параметри яких (схеми руху, кількість і тип рухомого складу, інтервали руху та ін.) узгоджені з його транспортною мережею з урахуванням обмежень руху для окремих видів пасажирського транспорту за будь-якими напрямками [8].

Схемою маршруту є його просторове відображення (графічне зображення) у вигляді умовних маршрутних ліній та умовних позначень (зупиночних пунктів, небезпечних ділянок та ін.) з дотриманням топографічного обрису населеного пункту і його дорожньої мережі.

Зупиночний пункт (ЗП) – це спеціально влаштований за межами проїзної частини дороги, на узбіччі, майданчик (напівмайданчик) з твердим покриттям за відповідними геометричними параметрами для зупинки відповідних маршрутних транспортних засобів та посадки/висадки пасажирів [10]. Основними елементами ЗП є:

- зупиночний майданчик, який влаштовують на дорогах і на ділянках доріг у населеному пункті або зупиночний напівмайданчик, який допускається застосовувати за певних умов тільки в населеному пункті;
- посадковий майданчик;
- зупиночний павільйон (при необхідності);
- відповідні дорожні знаки, огороження та розмітка.

Довжина зупиночного майданчика (при постійній його ширині) та посадкового майданчика має бути:

- на відособлених зупинках – за довжиною найдовшого маршрутного транспорту плюс 2 м, але не менше, ніж 8 м у населеному пункті та 12 м – за його межами;
- на пересадкових і суміщених зупинках – відповідно класу, типу (марці, довжині) маршрутного транспорту з урахуванням ймовірності його одночасного прибуття, але не менше, ніж 15 м у населеному пункті, 20 м – за його межами.

Довжина має бути достатньою для забезпечення якісного та безпечного обслуговування пасажирів без створення лишніх перешкод та черг ТЗ.

Ширина зупиночного майданчика повинна бути не менше, ніж 3 м, напівмайданчика – не менше, ніж 2 м.

В'їзди та виїзди із зупиночного майданчика при відсутності перехідно-швидкісних смуг, повинні мати довжину відгону 4 м, довжина відгону з напівмайданчика – від 6 до 10 м.

В містах України, зокрема в Луцьку, ЗП представлені двома основними типами: зі спеціально обладнаною заїзною «кишенею» (рис. 1) та розміщені безпосередньо на крайній правій смузі руху вздовж бордюри (рис. 2), в американському керівництві НСМ 2000 вони називаються off-line та «on-line» відповідно. Такі типи ЗП відносяться до лінійних схем.

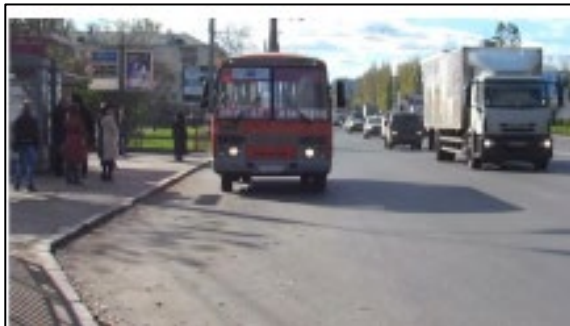


Рисунок 1 – ЗП "Завод Електротермометрія" розміщена в спеціальній кишені ("офф-лайн").



Рисунок 2 – ЗП "Універмаг Луцьк" з розміщенням на крайній правій смузі руху ("он-лайн").

Параметри ЗП, які були розраховані ще близько 30 років тому, давно перестали задовольняти вимогам сучасної інтенсивності руху на міських дорогах. Результатом цього стали черги на зупинках, висадка та посадка пасажирів у другому і третьому ряду, різко зросла кількість дорожньо-транспортних пригод з пасажирами в районі ЗП. З цього приводу важливого значення набувають питання виникнення конфліктних ситуацій на ЗП.

Під *конфліктними ситуаціями* на зупиночних пунктах маршрутних мереж міст розуміють випадки зіткнення інтересів транспортних засобів, які пов'язані з пріоритетним використанням зупиночних пунктів, пропускна здатність яких не дозволяє їх одночасне й безперешкодне обслуговування. Виникнення конфліктних ситуацій негативно впливає на безпеку транспортного процесу, призводить до суттєвих втрат часу пасажирів та перевізників, підвищення витрат на надання транспортних послуг населенню [9].

Конфлікти транспортних засобів утворюються на суміжних маршрутах (суміжний – близький, що знаходиться безпосередньо поряд, має спільний кордон), які мають суміщені ділянки доріг і суміщені зупиночні пункти, що використовуються транспортними засобами з двох і більше різних маршрутів.

Поява суміщених ділянок та суміщених зупинок на суміжних маршрутах обумовлена збігом конфігурацій їх маршрутних схем. Таке явище називається накладенням маршрутних схем, яке не завжди веде до конфліктних ситуацій в роботі пасажирського транспорту. Наприклад, при накладенні схем тролейбусних і автобусних маршрутів немає спільного використання маршрутними транспортними засобами (тролейбусами і автобусами) одних і тих же об'єктів транспортної інфраструктури (проїжджих частин і зупиночних пунктів).

Під *суміщеною ділянкою маршрутів* розуміють ділянку шляху (мережу доріг), яка спільно використовується транспортними засобами різних конкуруючих маршрутів. На такій ділянці можуть розташовуватися суміщені чи проміжні зупиночні пункти.

Під *суміщеним зупиночним пунктом* розуміють розміщений на суміщеній ділянці зупиночний пункт, який використовується транспортними засобами різних суміжних маршрутів.

Характер і параметри руху маршрутного пасажирського транспорту через суміщений ЗП слід розглядати в сукупності умов руху транспортних засобів з усіх маршрутів, що проходять через даний ЗП. Тому основними характеристиками умов руху маршрутного транспорту через суміщені зупиночні пункти будуть суміщений інтервал руху та поєднана частота руху.

Поєднаний інтервал - це проміжок часу між моментами проходження двох слідуючих один за одним транспортних засобів з суміжних маршрутів через певний перетин маршруту.

Наявність суміщених ділянок та зупиночних пунктів на маршрутах призводить, як правило, до синхронного входу рухомого складу на суміщені ділянки мережі і синхронного прибуття на суміщені

зупиночні пункти. Відповідно наявність суміщених ділянок та зупиночних пунктів маршрутів є важливою причиною виникнення конфліктів.

В літературі [4] розглядають два типи конфліктних ситуацій на маршрутних мережах пасажирського транспорту міст.

1-ий тип: конфлікти при русі. Для конфліктів даного типу характерним є вчинення одним, як правило, більш «швидким» маршрутним ТЗ вимушених обгонів або випереджень іншого «повільного» маршрутного ТЗ. Взаємні обгони маршрутного транспорту створюють проблеми для руху транспортного потоку, пов'язані з виїздами маршрутного транспорту з правої на інші смуги для руху. Такі маневри в умовах інтенсивного руху знижують швидкість руху попутного транспорту.

2-ий тип: конфлікти на зупиночних пунктах. Для цього типу характерне утворення черг транспортних засобів, що чекали вільне місце для посадки-висадки пасажирів з різних маршрутів, коли інтенсивність їх руху перевищує пропускну здатність ЗП для їх одночасного обслуговування. У таких випадках відзначаються випадки посадки-висадки пасажирів з порушенням встановлених вимог, тобто – на проїжджій частині, або до чи після заїзної кишені.

Відповідно ефект синхронного прибуття транспортних засобів з різних маршрутів на одні і ті ж зупиночні пункти завжди розцінюється як негативне явище, оскільки утворення черг біля ЗП створює перешкоди для вільного руху інших транспортних засобів по ділянці дороги, призводить до збільшення часу рейсу за маршрутом, до зниження регулярності руху, до заторів на перетинах доріг, до втрат робочого часу водіїв, зниження середніх швидкостей руху пасажирського транспорту по маршруту, провокує інших водіїв маршрутного транспорту до здійснення посадки-висадки пасажирів поза зупиночним майданчиком, перешкоджає руху пішоходів на зелений сигнал світлофора і до інших негативних наслідків.

На сьогоднішній день у Луцьку нараховується 477 зупиночних пунктів, з них 330 – обслуговуються тільки автобусами. Для дослідження було вибрано 5 ЗП, які вважаються найбільш завантаженими. Для того, щоб отримати дані з високим значенням пасажирообміну обстеження зупиночних пунктів проводилось у «години пік».

В ході проведених обстежень ЗП часто відзначалися наступні випадки: по-перше, коли водії маршрутних автобусів при відсутності вільного місця на зупинці не очікували своєї черги в правому ряду, а здійснювали посадку-висадку пасажирів з другого ряду; по-друге, навмисно спинялись у другому ряду для очікування вільного місця на зупиночному пункті, тим самим створюючи перешкоду для руху попутного транспорту по другому ряду; по-третє, могли взагалі пропускати (проїжджати без зупинки) переповнений зупиночний пункт, якщо ніхто з пасажирів на ньому не виходив.

Проведені хронометражні обстеження роботи МПТ в Луцьку показали, що при русі одного транспортного засобу за маршрутом загальні втрати часу на очікування в черзі перед зупиночними пунктами за один рейс по всій протяжності маршруту в годину-пік досягають 5 хв. Цей параметр може залежати від протяжності маршруту, кількості зупиночних пунктів на маршруті, наявності суміщених ділянок, періоду часу руху («година-пік» або міжпіковий період), дня тижня, сезону року та інших факторів.

У табл.1 наведені результати оцінки середніх втрат часу громадського транспорту на очікування обслуговування перед пунктами зупинок.

Таблиця 1. – Середні значення втрат часу громадського транспорту у зв'язку з очікуванням обслуговування перед пунктами зупинок, авт.-год / добу

Кількість пасажирського транспорту	Середні втрати 1 транспортного засобу за 1 рейс, год	Кількість рейсів за день	Загальні втрати транспортних засобів по маршрутній мережі, авт.-год / добу.
200 автобусів	0,025	4980	74,8

Затримки маршрутного транспорту перед ЗП аналогічно призводять до втрат часу пасажирів у зв'язку із збільшенням середньої тривалості їх поїздки, яка розраховується як відношення середньої дальності поїздки до величини середньої швидкості руху транспортного засобу.

Середнє значення втрат часу пасажирів у зв'язку із збільшенням тривалості поїздки розраховується як добуток середньої тривалості поїздки пасажирів на величину частки затримок в загальній тривалості поїздки, яка розраховується через відношення величини середніх втрат транспортного засобу на очікування за один рейс до величини середньої тривалості рейсу [2].

Результати розрахунків втрат часу пасажирів в зв'язку з очікуванням транспортними засобами обслуговування на зупиночних пунктах наведені в таблиці 2.

Таблиця 2. – Середні значення втрат часу громадського транспорту і пасажирів у зв'язку з очікуванням обслуговування перед пунктами зупинок для м.Луцька, авт.-год / добу. і пас.-год / добу

Середні втрати 1 ТЗ за 1 рейс, год.	Середній час рейсу, год.	Частка втрат в часі руху, %	Середня дальність поїздки пасажирів, км	Середня швидкість в рейсі, км/год.	Середня тривалість поїздки пасажирів, год.	Середні втрати 1 пасажирів за 1 поїздку, год.	Об'єм перевезень по мережі, пас.	Загальні втрати пасажирів по маршрутній мережі, пас.-год/добу.
0,015	0,53	2,8	4,9	23,5	0,21	0,0059	74641	443,6

Результати проведених обстежень показують, що затримки пасажирських транспортних засобів на зупиночних пунктах призводять до суттєвих втрат різного характеру.

За даними проведених досліджень (табл. 1) втрати часу, пов'язані з очікуваннями перед пунктами зупинок складають:

- втрати одного пасажирського транспортного засобу при роботі на маршруті $\Theta_{\text{тр}}$ за одну поїздку складають близько однієї хвилини, за один день близько 25 хвилин, за рік близько 65 годин;
- втрати одного пасажирів на збільшення тривалості поїздки $\Theta_{\text{пас}}$ за одну поїздку складають близько 1 хв., за рік становлять близько 6 годин (розраховується шляхом добутку величини втрат за одну поїздку на кількість пересувань одного пасажирів за рік – близько 500 поїздок).

За даними Управління транспорту та зв'язку м. Луцька в місті працює 200 маршрутних автобусів і 42 тролейбуси, тобто 242 одиниць, а у внутрішньо міському сполученні перевозиться 80,5 млн. пасажирів на рік [11].

Тобто, відповідно, тільки по місті Луцьку загальні виробничі втрати часу у зв'язку з конфліктами на зупиночних пунктах за рік в середньому складуть:

- втрати транспортних засобів на очікування:

$$TK_{\text{тр}} = \Theta_{\text{тр}} \cdot A_{\text{тр}} = 65 \cdot 242 = 15730 \text{ (авт.-год / рік);}$$

- втрати пасажирів на збільшення тривалості поїздок:

$$TK_{\text{пас}} = \Theta_{\text{пас}} \cdot Q_{\text{пас}} = 6 \cdot 80,5 = 483 \text{ (млн. пас.-год / рік).}$$

Нижче наведені узагальнені дані про втрати в зв'язку очікуваннями транспорту на зупинках в Луцьку:

- 1) одного пасажирів і маршрутного транспортного засобу за поїздку/ рейс:

- одного пасажирів – 1 хв. / поїздку (в діапазоні від 0 до 120 с);
- одного транспортного засобу – 67 сек / рейс (в діапазоні від 0 до 300 с);

- 2) одного пасажирів і маршрутного транспортного засобу за рік:

- одного пасажирів – 3 пас.-год / рік;
- одного транспортного засобу – 50 авт.-год / рік;

- 3) всіх пасажирів і маршрутних транспортних засобів міста за рік:

- всіх пасажирів – 0,483 млн. пас.-год / рік;
- всіх транспортних засобів – 15,73 тис. авт.-год / рік.

Отримані значення загальних втрат часу тільки в одному місті Луцьку свідчать про важливість даної проблеми для жителів міста під час здійснення внутрішніх переміщень і, відповідно, актуальності дослідження транспортної системи міста в зоні зупиночних пунктів.

ВИСНОВКИ

Велика інтенсивність руху на міських дорогах пред'являє високі вимоги до параметрів елементів дорожньої інфраструктури, які були розроблені ще в минулому столітті. Результатом цього стало зниження ефективності функціонування зупиночних пунктів громадського транспорту: поява черг на зупинках, висадка та посадка пасажирів у другому і третьому ряду, проїзд автобусів без зупинки, збільшення кількості дорожньо-транспортних пригод в зонах ЗП тощо. Все це створює конфліктні ситуації на ЗП. Втрати часу пасажирів та маршрутних транспортних засобів у зв'язку з конфліктами на зупиночних пунктах призводить до суттєвих виробничих втрат як транспортників, так і самих пасажирів. Тому вирішення проблеми конфліктних ситуацій на ЗП є актуальним, і

забезпечити виключення подібних порушень, підвищити якість транспортного обслуговування пасажирів і безпеку руху.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Аулін В.В., Голуб Д.В. Аналіз системи перевезення пасажирів в містах, основні тенденції її розвитку і шляхи вдосконалення. Вісник національного транспортного університету. К.: НТУ, 2007. Вип.15. С.279-284.
2. Димова, И.П. Повышение эффективности функционирования остановочных пунктов городского пассажирского транспорта и движения транспортных средств в зоне их влияния: дис. ... канд. техн. наук. Тюмень, 2009. 144 с.
3. Дрю, Д.Р. Теория транспортных потоков и управление ими. М. : Транспорт, 1972. 424 с.
4. Кажаяв А.А. Снижение конфликтных ситуаций на остановочных пунктах маршрутных сетей городского пассажирского транспорта: автореф. дис.. канд. техн. наук: 05.22.01. М.: МАДИ, 2012. 19 с.
5. Варелопуло Г. А. Организация движения и перевозок на городском пассажирском транспорте. М.: Транспорт, 1990. 207 с.
6. Вдовиченко В.О. Ефективність функціонування міської пасажирської транспортної системи: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.01. Київ: НТУ, 2004. 20 с.
7. Спирин И. В. Перевозки пассажиров городским транспортом. М. : Академкнига, 2006. 413 с.
8. Лобанов Е.М. Транспортная планировка городов. М.: Транспорт, 1990. 240 с.
9. Ларин О. Н. Оптимизация маршрутных сетей городов с учетом ограничений пропускной способности остановочных пунктов. Вестник ОГУ. № 10 (129), 2011. С.26-32.
10. ДБН В.2.3-5-2001 [чинний 2001-01-01]: Споруди транспорту: вулиці та дороги населених пунктів. К.: Держбуд України, 2001. 6с.
11. Інтернет-ресурс lutsk.ukrstat.gov.ua/TR_2.htm
12. Інтернет-ресурс <https://mtu.gov.ua/content/statistichni-dani-po-galuzi-avtomobilnogo-transportu.html>.

REFERENCES

1. Aulin V.V., Holub D.V. Analiz systemy perevezennia pasazhyriv v mistakh, osnovni tendentsii yii rozvytku i shliakhy vdoskonalennia. Visnyk natsionalnoho transportnoho universytetu. K.: NTU, 2007. Vyp.15. 279-284.
2. Dymova, Y.P. Povyshenye effektivnosti funktsyonyrovaniya ustanovochnykh punktov horodskoho passazhyrskoho transporta y dvyzheniya transportnykh sredstv v zone ykh vlyaniya: dys. ... kand. tekhn. nauk. Tiumen, 2009. 144.
3. Driu, D.R. Teoryia transportnykh potokov y upravlenye ymy. M. : Transport, 1972. 424 p.
4. Kazhaev A.A. Snyzhenye konfliktnykh sytuatsyi na ustanovochnykh punktakh marshrutnykh setei horodskoho passazhyrskoho transporta: avtoref. dys.. kand. tekhn. nauk: 05.22.01. M.: MADY, 2012. 19 s.
5. Varelopulo H. A. Orhanyzatsiia dvyzheniya y perevozok na horodskom passazhyrskom transporte. M.: Transport, 1990. 207.
6. Vdovychenko V.O. Efektyvnist funktsionuvannia miskoi pasazhyrskoi transportnoi systemy: avtoref. dys... kand. tekhn. nauk: 05.22.01. Kyiv: NTU, 2004. 20.
7. Spyryn Y. V. Perevozky passazhyrov horodskym transportom. M. : Akademknyha, 2006. 413 p.
8. Lobanov E.M. Transportnaia planirovka horodov. M.: Transport, 1990. 240.
9. Laryn O. N. Optymyzatsiia marshrutnykh setei horodov s uchetom ohranychenyi propusknoi sposobnosti ustanovochnykh punktov. Vestnyk OHU. № 10 (129), 2011.26-32.
10. DBN V.2.3-5-2001 [chynnyi 2001-01-01]: Sporudy transportu: vulytsi ta dorohy naselenykh punktiv. K.: Derzhbud Ukrainy, 2001. 6.
11. Internet-resurs lutsk.ukrstat.gov.ua/TR_2.htm.
12. Internet-resurs <https://mtu.gov.ua/content/statistichni-dani-po-galuzi-avtomobilnogo-transportu.html>.

I. Pavlova, V. Grabovets, O. Dubytskyi, V. Onyshchuk. Analysis of road transport work in the zone of stopping point.

The importance of urban public transport in the implementation of massive urban displacements of citizens is considered, the state and quality of work is reflected in the level of comfortable living conditions of people in settlements throughout the country. The analysis of the factors influencing the indicators of

urban passenger transport, in particular, in the zones of stopping points, which are an important element of the transport infrastructure, is carried out. The complex study of stopping points of public transport of Lutsk city of Volyn region was conducted. The research revealed factors influencing the throughput of stopping points, as well as cases of violations of the safety of vehicles, which are allowed by private carriers. The main categories and some indicators describing the stopping point are given. The types of conflict situations that arise in the zones of the stopping point are considered. After observing the most loaded stopping points in Lutsk, the causes of these conflict situations in these places were determined, and the consequences of conflict creation were investigated. The results of calculations of average losses of public transport time and passengers in connection with expectations of service and at landing-landing of passengers from different routes are given. Loss of time for passengers and route vehicles due to conflicts at stopping points leads to significant production losses for both transporters and passengers themselves. Therefore, the solution of the problem of conflict situations at the stopping points is urgent and will ensure the elimination of such violations, improve the quality of passenger transport and traffic safety.

Keywords: public transport, route transportation, stopping point, throughput of stopping points, conflict situation, loss of time.

ПАВЛОВА Ірина Олексіївна, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: Iruna_Pavlova@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-1506-6064>

ГРАБОВЕЦЬ Віталій Валерійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: vqrabovets@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-0340-185X>

ДУБИЦЬКИЙ Олександр Сергійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: o.dubyskyi@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-4863-4040>

ОНИЩУК Василь Петрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: Vasyl.Onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5316-408X>

Irina PAVLOVA, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: Iruna_Pavlova@ukr.net, orcid.org/0000-0003-1506-6064.

Vitalij GRABOVETS, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: vqrabovets@ukr.net, orcid.org/0000-0002-0340-185X.

Alexander DUBYTSKYI, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: o.dubyskyi@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-4863-4040>

Vasyl ONYSHCHUK, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: Vasyl.Onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5316-408X>

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.97>

Сахно¹ В.П., Мурований² І.С., Поляков¹ В.М., Місько¹ Є.М.

¹ Національний транспортний університет

² Луцький національний технічний університет

ДО ПОРІВНЯЛЬНОЇ ОЦІНКИ ТРИЛАНКОВИХ ПАСАЖИРСЬКИХ ПОЇЗДІВ ЗА СТІЙКІСТЮ РУХУ

Виконано порівняння триланкових метробусів різних компоновальних схем за показниками стійкості руху. Показано, що за величиною критичної швидкості руху перевагу слід віддати триланковому метробусу, виконаному за напівпричіпною схемою. Визначені шляхи підвищення критичної швидкості руху метробуса, виконаного за причіпною схемою. Встановлено, що на підвищення поперечної горизонтальної стійкості метробуса позитивно позначається зменшення тиску повітря в шинах передньої осі і збільшення в шинах задньої осі першого причепа (напівпричепа), зсув центра мас причіпних ланок до передньої осі, збільшення коефіцієнтів опору бічному відведенню шин коліс другої осі причепа (напівпричепа), збільшення маси автобуса і першого причепа тощо. Вплив інших параметрів або незначний, або зовсім відсутній.

Ключові слова: метробус, автобус, причіп, напівпричіп, рівняння руху, стійкість, швидкість, кути складання, управління.

ВСТУП

Безпечні системи громадського транспорту все більше розглядаються як важливий засіб безпечного підвищення мобільності населення, особливо в міських районах, які страждають від зростаючих транспортних заторів. У багатьох містах з високими доходами особливо акцентується політика скорочення використання особистого автомобільного транспорту за допомогою інвестицій в розвиток мереж громадського транспорту. Інвестиції в безпечний громадський транспорт розглядаються також як механізм, що стимулює зростання фізичної активності і, отже, сприяє зміцненню здоров'я населення

Метробус або нова система автобусного руху "Швидкісний автобусний транспорт" (Bus Rapid Transport, BRT) є результатом розвитку мережі автобусного суспільного транспорту. В порівнянні з метро цей проект володіє явними перевагами: менша вартість створення мережі, менша вартість рухомого складу, мобільність та ін. [1].

Система BRT має ряд незаперечних переваг [2]

- висока пасажиромісткість і ефективні платіжні системи забезпечують недорогий проїзд;
- висока швидкість пересування дозволяє метробусу перевозити вагому частку пасажиропотоку, що сприяє зменшенню кількості автомобілів на дорогах міста і, відповідно, зменшенню викидів відпрацьованих газів;
- розширена інформаційна система інформує пасажирів про розклад маршрутів.

Зручність, безпека і покращувана організація дорожнього руху – це далеко не все, що зможе дати пасажирам система швидкісного автобусного транспорту. У цій системі пасажирські швидкісні автобуси пересуваються по спеціально виділених смугах. Вони відокремлені від проїжджої частини і обладнані закритими пасажирськими станціями з платформами на одному рівні і підземними переходами.

Отже, основними перевагами BRT систем є порівняно невелика вартість будівництва, швидкість будівництва лінії, невелика вартість автобусів, можливість гнучко змінювати пасажиропотік за рахунок інтенсивності руху, можливість частково використовувати лінію BRT для іншого спецтранспорту. Може використовувати як окремі полоси, так і частково рухатись по існуючих дорогах. При відокремлених полосах може розвивати велику швидкість у місті. Може мати різні маршрути на одній лінії, на відміну від метрополітену. Зменшує використання приватного автотранспорту, поліпшує транспорту ситуацію та дає можливість повністю відмовитись від невеликих маршрутних автобусів у містах [2]. Ці переваги проявляються, перш за все, при максимальному використанні пасажиромісткості метробусів, тобто при застосуванні триланкових метробусів, рис. 1.



Рисунок 1 – Триланковий метробус

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

При проектуванні метробусів, враховуючи можливість їх створення з різними причіпними модулями, проблематичним є прогнозування керованості і стійкості руху таких АТЗ.

Характеристики стійкості та керованості, як відомо, визначаються комбінацією експлуатаційних, масово-геометричних і конструктивних параметрів модулів АТЗ. У загальному випадку бажані сполучення вказаних параметрів з точки зору стійкості та керованості навіть для одного і того ж транспортного засобу в діапазоні експлуатаційних навантажень і швидкостей руху бувають різними. Як, наслідок, є складність отримання на ранніх стадіях створення АТЗ точних конструктивних параметрів і кількісних показників за критеріями стійкості та керованості руху [3].

При розгляді питань стійкості руху триланкових АТЗ вона розглядається для двох схем керування – розімкнутої і замкнутої. При розімкнутій схемі керування оцінюється потенційна стійкість руху самого АТЗ, при замкнутій – стійкість руху системи водій – АТЗ [3].

У відомих на-сьогодні роботах питання керованості і стійкості розглядаються в двох аспектах [3]:

1. Дослідження з урахуванням характеристик всіх елементів системи "водій-автомобіль-дорога", що розглядається як замкнена система автоматичного управління.
2. Дослідження власної стійкості і керованості автомобіля (автопоїзда), за якого вплив водія виключається.

У першій групі робіт частіше за все розглядається проблема загалом, тобто досліджується відразу і керованість і стійкість у цій складній системі отримання, переробки і передачі інформації, формування керуючих впливів, спрямованих на зменшення відхилень як автомобіля-тягача, так і причіпних ланок від бажаного процесу. При цьому поняттям керованості і стійкості додається значення, що застосовується в теорії автоматичного управління. При такому вивченні керованість розглядає ті або інші характеристики перехідних процесів при найпростіших типових керуючих впливах [3]. Стійкість характеризує поведінку системи у перехідному режимі і відноситься передусім до власних рухів системи, що породжуються початковими умовами (збуреннями) і внутрішніми її властивостями, але не зовнішніми впливами. Стійкість розглядається стосовно до будь-якого процесу, як керованому, так і некерованому [3].

У другій групі робіт автомобіль розглядається ізолювано як об'єкт регулювання, а стійкість руху системи водій – АТЗ визначається стійкістю автотранспортного засобу і психофізичними можливостями водія, а також рівнем і характером діючих збурень. Як показали виконані розрахунки для різних видів АТЗ, наявність замкнутої схеми керування дозволяє підвищити їхню критичну швидкість руху в 1,5–2 рази і збільшити число ланок, стійкість яких може бути забезпечена [3].

Таким чином, якщо забезпечується стійкість руху АТЗ, то стійкість руху системи водій – АТЗ також забезпечується, причому з великим запасом. Тому досить розглянути рух при керуванні за розімкнутою схемою, тобто потенційну стійкість самого АТЗ.

У сучасному автомобілебудуванні при створенні багатоланкових автопоїздів, у тому числі і пасажирських, питання вибору причіпних ланок є актуальним і воно активно обговорюється в літературі. Розрізняють дві основні схеми багатоланкових автопоїздів – причіпна і напівпричіпна. У причіпній схемі кожна ланка опирається на свої осі, у напівпричіпній – як на свої осі, так і на вісь попередньої ланки (шарнірно-зчленовані автобуси і тролейбуси). За характеристиками повороткості

найбільш ефективною є схема з усіма керованими колесами причіпних ланок. Вона може забезпечувати найменші радіуси повороту та найкраще маневрування в обмежених умовах руху. Однак така схема дуже складна у конструктивному виконанні і породжує безліч проблем, пов'язаних з проектуванням і експлуатацією таких транспортних засобів, серед характеристик яких виділяються складність руху заднім ходом, вписуваність у поворот і стійкість прямолінійного руху [4].

Теоретичні засади аналізу базуються на основі математичних моделей прямолінійного та керованого рухів автомобіля і автопоїзда, що розроблені для автомобілів, двох- та триланкових автопоїздів [5-8]. Проте їх застосування для триланкових метробусів є проблематичним у зв'язку з різними компоновальними схемами автопоїздів і метробусів, різними навантаженнями на окремі ланки, різними системами управління тощо. Звідси виникає проблема прогнозування маневреності і стійкості руху триланкових метробусів при їх русі як у загальному транспортному потоці, так і по спеціально виділеним смугам руху.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

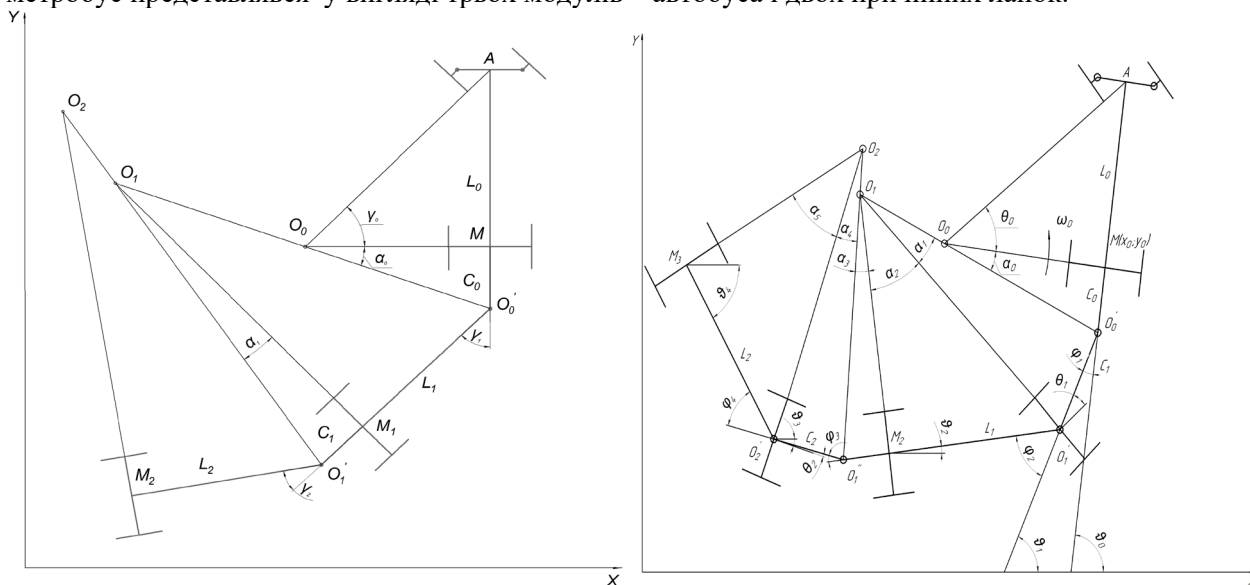
Із аналізу літературних джерел і проблематики дослідження **метою роботи** є покращання стійкості руху триланкових метробусів шляхом вибору раціональної компоувальної схеми та конструктивних параметрів його причіпних ланок.

Відповідно до мети **задачі** дослідження визначені в такий спосіб:

- розробити математичну модель неусталеного криволінійного руху триланкового метробуса і на її основі провести розрахунково-теоретичні дослідження для визначення і порівняльної оцінки стійкості руху метробусів різних компоувальних схем за обраною системою оціночних показників;
- проаналізувати вплив конструктивних і експлуатаційних параметрів на стійкість руху метробусів різних компоувальних схем.
- розробити рекомендації щодо практичного використання результатів дослідження з метою підвищення показників стійкості руху триланкових метробусів різних компоувальних схем.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

У роботі [5], в якій розглядалися питання маневреності триланкових метробусів причіпної і напівпричіпної компоувальних схем приймалася модульна побудова автопоїзда. За цієї умови метробус представлявся у вигляді трьох модулів – автобуса і двох причіпних ланок.



а)

б)

Рисунок 3 – Розрахункова схема метробуса:

а) - за напівпричіпною схемою, б) – за причіпною схемою

За модульної побудови автопоїзда автобус представляється у вигляді одного модуля – кістяка з передніми керованими колесами, кути повороту яких θ_1 і θ_1' , але для подальших розрахунків приймаємо $\theta_1' = \theta_1 = \theta$, і двома (однією) задніми неповоротними осями. Причіпні ланки також представлялися у вигляді або одного модуля – кістяка з неповоротними колесами (осями) за напівпричіпної компоувальної схеми, або із двох кінематично незалежних елементів – платформ з

неповоротною задньою віссю і поворотної осі з дишлем, причому між ними існує шарнірний зв'язок, кути повороту яких θ_{11} і θ_{12} .

Диференціальні рівняння руху триланкового метробуса, що складається із двовісного автобуса і двох причепів (більш загальний випадок) були отримані в роботі [5] і записані у вигляді:

$$\begin{aligned} & (m + m_1 + m_2 + m_3 + m_4)(\dot{V} - U\omega) + c\omega^2(m_1 + m_2 + m_3 + m_4) - [m_1d_1 + m_2l_1 + \\ & + (m_3 + m_4)l_2][(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1)\sin\varphi_1 - (\omega - \dot{\varphi}_1)^2\cos\varphi_1] - m_2d_2[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)\sin(\varphi_1 + \varphi_2) - \\ & - (\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2\cos(\varphi_1 + \varphi_2)] - (m_3d_4 + m_4l_3)[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)\sin(\varphi_1 + \varphi_2) - \\ & - (\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2\cos(\varphi_1 + \varphi_2)] - m_4d_4[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4)\sin(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4) - \\ & - (\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4)^2\cos(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4)] = \\ & = -(X_1\cos\theta_1 + Y_1\sin\theta_1) + X_{12} - X_{31} \times \cos(\theta_{11} + \varphi_1 + \varphi_2) - X_{32} - Y_{31} \times \sin(\theta_{11} + \varphi_1 + \varphi_2) - \\ & - Y_{32} - X_{41} \times \cos(\theta_{12} + \varphi_1 + \varphi_2) - X_{42} - Y_{41} \times \sin(\theta_{12} + \varphi_1 + \varphi_2) - Y_{42}; \end{aligned}$$

для поперечної швидкості центра мас

$$\begin{aligned} & (m + m_1 + m_2 + m_3 + m_4)(\dot{U} - V\omega) - c\omega^2(m_1 + m_2 + m_3 + m_4) - [m_1d_1 + m_2l_1 + \\ & + (m_3 + m_4)l_2][(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1)\cos\varphi_1 + (\omega - \dot{\varphi}_1)^2\sin\varphi_1] - m_2d_2[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)\cos(\varphi_1 + \varphi_2) + \\ & - (\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2\sin(\varphi_1 + \varphi_2)] - (m_3d_3 + m_4l_3)[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3)\cos(\varphi_1 + \varphi_3) + \\ & + (\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2\sin(\varphi_1 + \varphi_3)] - m_4d_4[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4)\cos(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4) + \\ & + (\dot{\omega} - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4)^2\sin(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4)] = \\ & = -(X_1\sin\theta - Y_1\cos\theta) + Y_{12} - X_{31} \times \sin(\theta_{11} + \varphi_1 + \varphi_2) + Y_{31} \times \cos(\theta_{11} + \varphi_1 + \varphi_2) + Y_{32} + \\ & + X_{41} \times \sin(\theta_{12} + \varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4) + Y_{41} \times \cos(\theta_{12} + \varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4) + Y_{42}; \end{aligned}$$

- для кутової швидкості тягача

$$\begin{aligned} & I\omega + [\dot{\omega}c - (U + V\omega)]c(m_1 + m_2 + m_3 + m_4) + c\{[m_1d_1 + m_2l_1 + (m_3 + m_4)l_2] \times \\ & \times [(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1)\cos\varphi_1 + (\omega - \dot{\varphi}_1)^2\sin\varphi_1] + m_2d_2[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)\cos(\varphi_1 + \varphi_2) + (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \times \\ & \times \sin(\varphi_1 + \varphi_2)] + (m_3d_4 + m_4l_3)[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)\cos(\varphi_1 + \varphi_2) + (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \times \sin(\varphi_1 + \varphi_3)] + \\ & + m_4d_4[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4)\cos(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4) + (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4)^2 \sin(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4)] \} = \\ & = H(X_1\cos\theta_1 + Y_1\sin\theta_1) + \varepsilon X_1 + a(Y_1\cos\theta - X_1\sin\theta) + X_{12}H_1 - Y_{12}b_{11} - c[X_{31} \times \sin(\theta_{11} + \varphi_1 + \varphi_2) + \\ & + Y_{31} \times \cos(\theta_{11} + \varphi_1 + \varphi_2) + Y_{32}] + c[X_{41} \times \sin(\theta_{12} + \varphi_1 + \varphi_2) + Y_{41} \times \cos(\theta_{12} + \varphi_1 + \varphi_2) + Y_{42}]; \end{aligned}$$

- для кістяка першого причепа

$$\begin{aligned} & [I_1 + m_1d_1^2 + m_2l_1^2 + (m_3 + m_4)l_2^2] \times (\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) + [m_1d_1 + m_2l_1 + (m_3 + m_4)l_2] \times [(\dot{V} - U\omega + c\omega^2) \times \\ & \times \sin\varphi_1 + (V\omega - \dot{U} - c\omega^2) \times \cos\varphi_1] - m_2d_2l_1[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)\cos\varphi_2 + (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)^2 \sin\varphi_2] - \\ & - l_2\{(m_3d_3 + m_4l_3)[(\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 \cos\varphi_3 + (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 \sin\varphi_3] + m_4d_4[(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4) \times \\ & \times \cos(\varphi_3 + \varphi_4) + (\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4) \times \sin(\varphi_3 + \varphi_4)] \} = \\ & = l_1[X_{31} \times \sin(\theta_{11} + \varphi_2) + Y_{31} \times \cos(\theta_{11} + \varphi_2)] + l_2[X_{41} \times \sin(\theta_{12} + \varphi_3 + \varphi_4) + \\ & + Y_{41} \times \cos(\theta_{12} + \varphi_3 + \varphi_4)] + M_1 - M_2 + M_3; \end{aligned}$$

- для керованої осі першого причепа

$$\begin{aligned}
 & [(I_2 + m_2 d_2^2) \times (\ddot{\varphi}_3 - \dot{\omega} + \dot{\varphi}_1)] + (m_3 d_3 + m_4 l_3 \times [(\dot{V} - U\omega + c\omega^2) \times \sin(\varphi_1 + \varphi_3) + \\
 & + (V\omega - \dot{U} - c\omega^2) \times \cos(\varphi_1 + \varphi_3)]) + l_2 [-(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) \times \cos \varphi_3 + (\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) \times \sin \varphi_3] \} + \\
 & + l_3 m_4 d_4 \times [-(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4) \times \cos \varphi_4 - (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4)^2 \times \sin \varphi_4] = \\
 & l_3 [X_{31} \times \sin(\theta_{12} + \varphi_3) + X_{32} \sin \varphi_3 + Y_{31} \times \cos(\theta_{12} + \varphi_3) + Y_{32} \cos \varphi_3 + M_3 - M_4];
 \end{aligned}$$

- для кістяка другого причепа

$$\begin{aligned}
 & [I_3 + m_3 d_3^2 + m_4 l_3^2] \times (\ddot{\varphi}_3 - \dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) + (m_3 d_3 + m_4 l_3) \times [(\dot{U} - V\omega + c\omega^2) \times \sin(\varphi_1 + \varphi_3) + \\
 & + (V\omega + \dot{U} - c\omega^2) \times \cos(\varphi_1 + \varphi_2)] + l_2 [-(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) \cos \varphi_3 + (\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin \varphi_3] + \\
 & + l_3 m_4 d_4 [-(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3 - \ddot{\varphi}_4) \cos \varphi_4 - (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4)^2 \sin \varphi_4] = \\
 & = l_3 [X_{41} \times \sin(\theta_{12} + \varphi_4) + Y_{41} \times \cos(\theta_{12} + \varphi_4) + M_3 - M_4];
 \end{aligned}$$

- для керованої осі другого причепа

$$\begin{aligned}
 & (I_4 + m_4 d_4^2) \times (\ddot{\varphi}_4 + \ddot{\varphi}_3 + \dot{\omega} + \ddot{\varphi}_1) + m_4 d_4 \times [(\dot{U} - V\omega + c\omega^2) \times \\
 & \times \sin(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4) + (V\omega + \dot{U} - c\omega^2) \times \cos(\varphi_1 + \varphi_3 + \varphi_4)] - l_3 [(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_3) \cos \varphi_4 - \\
 & - (\omega - \dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_3)^2 \sin \varphi_4] - l_2 [(\dot{\omega} - \ddot{\varphi}_1) \cos(\varphi_3 + \varphi_4) - (\omega - \dot{\varphi}_1)^2 \sin(\varphi_3 + \varphi_4)] = \\
 & = (d_4 + b_{4\rho}) [X_{41} \times \sin \theta_{12} + Y_{41} \times \cos \theta_{12} + Y_{42}] - H_4 (X_{41} \times \cos \theta_{12} + X_{42} - Y_{41} \times \sin \theta_{12} + M_4).
 \end{aligned} \tag{1}$$

У системі рівнянь (1) прийняті такі позначення:

m_i, I_i – маса і центральний момент інерції ланок метробуса щодо вертикальної осі;

\mathcal{G} – курсові кути ланок метробуса;

φ_i – кути складання кінематично незалежних ланок метробуса;

v_i, u_i – поздовжня і бокова проекції швидкості центрів мас ланок метробуса;

ω_i – кутова швидкість ланок метробуса щодо вертикальної осі;

$M_{ki} = f(\varphi_k, \dot{\varphi}_k)$ – моменти опору повороту ланок метробуса;

X_{ij}, Y_{ij}, Z_{ij} – поздовжні, бокові і вертикальні реакції опорної поверхні на колеса осей метробуса;

a – відстань від передньої осі до центра мас автобуса;

b – відстань від задньої осі до центра мас автобуса;

c – відстань від центра мас автобуса до точки зчипки з першим напівпричепом (причепом);

b_{12} – відстань від центра мас першої причіпної ланки до її осі (за напівпричіпної схеми) і передньої осі (за причіпної схеми);

b_{12} – відстань від центра мас першої причіпної ланки до її задньої осі (за причіпної схеми);

c_1 – відстань від центра мас першої причіпної ланки до точки зчипки з автобусом;

c_2 – відстань від точки зчипки автобуса з першою причіпною ланкою до його осі (за напівпричіпної схеми) і до його задньої осі (за причіпної схеми);

b_2 – відстань від центра мас другої причіпної ланки до його осі (за напівпричіпної схеми) і передньої осі (за причіпної схеми);

b_{22} – відстань від центра мас другої причіпної ланки до її задньої осі (за причіпної схеми);

d_1 – відстань від центра мас першої причіпної ланки до точки зчипки з автобусом;

d_2 – відстань від центра мас першої причіпної ланки до точки зчипки з другою;

d_3 – відстань від центра мас другої причіпної ланки до центра мас першої причіпної ланки;

d_4 – відстань від центра мас другої причіпної ланки до точки зчипки з автобусом;

Для метробуса, виконаного за напівпричіпною схемою, слід прийняти $m_1 = m_3 = 0, I_2 = I_4 = 0, v_1 = v_3 = 0, u_1 = u_3 = 0, X_{31} = X_{41} = 0, Y_{31} = Y_{41} = 0, \theta_{11} = \theta_{12} = 0$.

Отримана система рівнянь дозволяє досліджувати поведінку триланкового автопоїзда як у стаціонарних, так і нестаціонарних рухах, а також визначати критичну швидкість $v_{кр}$ автопоїзда, яка має два підходи до своєї кількісної оцінки [7]: перший зв'язаний з дослідженням характеристичних рівнянь (1-й метод Ляпунова) чи функції Ляпунова (2-й метод Ляпунова), другий – з виходом параметрів руху за припустимої області. Критерій $v_{кр}$ зв'яже конструктивні й експлуатаційні

параметри автопоїзда та його швидкість і дозволяє знайти її верхню межу, перевищення якої приводить до втрати стійкості руху.

Аналітичні вирази для змінних $U(\theta_1), \omega(\theta_1), \varphi_i(\theta_1)$, що відповідають усталеним рухам ($\dot{U} = 0, \dot{\omega} = 0, \dot{\varphi}_i = 0, \ddot{\varphi}_i = 0 \quad (i=1,4)$), можна отримати із системи рівнянь (1) на колівій траєкторії досить великого радіуса за умови, що $V = \text{const}$ [7]:

$$\left\{ \begin{aligned} (m + m_1 + m_2 + m_3 + m_4)\omega V &= Y_1 + Y_2 + \sum_{j=1}^2 Y_{2j} + \sum_{\rho=1}^2 Y_{4\rho}; \\ -c(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)\omega V &= aY_1 - b_1Y_2 - c\left(\sum_{j=1}^3 Y_{2j} + \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho}\right) + M_1; \\ [m_1d_1 + m_2l_1 + (m_3 + m_4)l_2] &= l_1\sum_{i=1}^2 Y_{2j} + l_2\sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho} + M_1 - M_2; \\ m_2d_2\omega V &= \sum_{j=1}^3 Y_{2j}(d_2 + b_{2j}) + M_3; \\ (m_3d_3 + m_4l_3)\omega V &= l_3\sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho} + M_3 - M_4; \\ m_4d_4\omega V &= \sum_{\rho=1}^3 Y_{4\rho}(d_4 + b_{4\rho}) + M_3 + M_4 \end{aligned} \right. \quad (2)$$

У системі рівнянь (2) j, ρ - відповідно кількість осей першого і другого причепа.

Розв'язати систему рівнянь (2) у загальному вигляді і проаналізувати залежності величин бічної і кутової швидкості автобуса U і ω та кутів складання метробуса φ_i від конструктивних параметрів автопоїзда неможливо із-за складності розкриття визначника шостого порядку і громіздкості самих виразів. Тому для обчислення визначників системи (2) необхідно залучити числові методи, наприклад, програмне забезпечення Maple. Тоді змінні, що отримані за допомогою програмного забезпечення Maple, дозволять визначити вплив різноманітних конструктивних і експлуатаційних факторів на показники стійкості руху автопоїзда.

За лінійності сил бічного відведення Y_{ij} у функції кута відведення δ_{ij} отримаємо [6]:

$$Y_{ij} = k_{ij}\delta_{ij}; \quad \delta_1 = \theta_1 - \frac{U + a\omega}{V}; \quad (i=1,2) \quad (3)$$

$$\delta_{2j} = -\theta_{11} - \frac{U}{V} + \frac{\omega}{V}(c + l_1 + d_2 + b_{2j}) - \varphi_1 - \varphi_2 \quad (j=1,2)$$

$$\delta_{4\rho} = -\theta_{12} - \frac{U}{V} + \frac{\omega}{V}(c + l_2 + l + d_4 + b_{4\rho}) - \varphi_1 - \varphi_3 - \varphi_4 \quad (\rho=1,2), \quad (3)$$

де $\theta_1, \theta_{2j}, \theta_{4\rho}$ - кути повороту керуючого колісного модуля, керованої осі першого і другого причепа.

З урахуванням виразів, що визначають бічні сили і кути відведення осей автопоїзда, розв'язками системи рівнянь (3) будуть значення змінних, що відповідають стаціонарним режимам, а саме:

$$U = \frac{\Delta_U}{\Delta}; \quad \omega = \frac{\Delta_\omega}{\Delta}; \quad \varphi_1 = \frac{\Delta_{\varphi 1}}{\Delta}; \quad \varphi_2 = \frac{\Delta_{\varphi 2}}{\Delta}; \quad \varphi_3 = \frac{\Delta_{\varphi 3}}{\Delta}; \quad \varphi_4 = \frac{\Delta_{\varphi 4}}{\Delta}, \quad (4)$$

де Δ - головний визначник системи, $\Delta_U, \Delta_{\omega}, \Delta_{\phi 1}, \Delta_{\phi 2}, \Delta_{\phi 3}, \Delta_{\phi 4}$ – визначники системи для знаходження відповідних змінних.

Корені характеристичних рівнянь можна визначити чисельними методами. Зауважимо при цьому, що опис руху автопоїзда, що реально є нелінійним об'єктом, лінійними рівняннями є заміною однієї задачі іншою, з яким перша може не мати нічого спільного (через неврахування нелінійності відведення і членів вище першого порядку рівнянь руху) [6].

Звідси виникає наступна задача: установити необхідні і достатні умови стійкості за першим наближенням. Відповідно до теореми Ляпунова про стійкість сталого руху за першим наближенням [6], якщо всі корені характеристичного рівняння системи першого наближення рівнянь збуреного руху мають від'ємні дійсні частини, то незбурений рух є стійким і притому асимптотично стійким, якими б не були члени вищих порядків у диференціальних рівняннях збуреного руху.

Умови, за яких усі корені мають від'ємні дійсні частини, визначаються критерієм Лъенара-Шипара [6]: для того щоб характеристичне рівняння мало всі корені з від'ємними дійсними частинами, необхідно і достатньо, щоб:

- 1) усі коефіцієнти характеристичного рівняння були позитивні;
- 2) були позитивними головні діагональні мінори матриці Гурвіца, що складені для даного характеристичного рівняння. Ці умови виконуються у разі додатності знаменника ω (3), тобто додатності знаменника головного визначника системи, що має вигляд

$$V < V_{kp} = \beta / (-\alpha) \quad (5)$$

Якщо представити головний визначник у вигляді суми двох визначників

$$\|a_{ij}\|_1^6 = V^2 \times \|\beta_{ij}\|_1^6 + \|\alpha_{ij}\|_1^6, \quad (6)$$

де $\beta_{ij} = \alpha_{ij} = a_{ij}$ ($i = \bar{1}, \bar{6}; j = 1, 3, 4, 5, 6$).

Якщо $j=2$, то $\beta_{12} = m + m_1 + m_2 + m_3 + m_4$;

$\beta_{22} = -c(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)$; $\beta_{42} = m_2 d_2$; $\beta_{52} = m_3 d_4 + m_4 l_3$; $\beta_{62} = m_4 d_4$;

$\alpha_{12} = k_1 a - \sum_{i=1}^2 k_{1i} b_{1i} - \sum_{j=1}^3 k_{2j} (c + l_1 + d_2 + b_{2j}) - \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho} (c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho})$;

$\alpha_{22} = k_1 a^2 + \sum_{i=1}^2 k_{1i} b_{1i}^2 + c \sum_{j=1}^3 k_{2j} (c + l_1 + d_2 + b_{2j}) + c \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho} (c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho})$;

$\alpha_{32} = l_1 \sum_{j=1}^3 k_{2j} (c + l_1 + d_2 + b_{2j}) + l_2 \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho} (c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho})$;

$\alpha_{42} = \sum_{j=1}^3 k_{2j} (d_2 + b_{2j}) (c + l_1 + d_2 + b_{2j})$; $\alpha_{52} = l_3 \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho} (c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho})$;

$\alpha_{62} = - \sum_{\rho=1}^3 k_{4\rho} (d_4 + b_{4\rho}) (c + l_2 + l_3 + d_4 + b_{4\rho})$,

то α і β у (6) будуть визначатися як

$$\beta = \|\beta_{ij}\|_1^6; \quad \alpha = \|\alpha_{ij}\|_1^6. \quad (7)$$

Розв'язок рівняння (7) здійснено за допомогою програмного забезпечення Maple. Розрахунки виконані для триланкових метробусів, виконаних за причіпною і напівпричіпною схемою за таких вихідних даних [він]:

$a=3,58$; $b=2,32$; $bb=0$; $c=4,71$; $c_{o1}=2,5$; $L_o=12$; $B=1,86$; $v_l=0,5$ (за напівпричіпної схеми) і $v_l=2,9$ (за

причіпної схеми); $v_{12} = 3,1$; $c_1 = 3,9$; $c_2 = 0,5$ (за напівпричіпної семи) і $c_2 = 2,9$ (за причіпної схеми); $L_1 = 6,2$; $v_2 = 0,5$ (за напівпричіпної схеми) і $v_2 = 2,9$ (за причіпної схеми); $v_{22} = 3,1$; $d_2 = 3,9$; k_f – коефіцієнт опору кочення коліс метробуса; $L_1 = L_2 = 6,9$; $q_1 = 130000$; $q_2 = 220000$; $q_3 = 180000$; $q_{31} = 110000$; $q_{32} = 130000$; $q_{41} = 110000$; $q_{42} = 130000$; $\chi_1 = 1780$; $\chi_2 = 1500$; $\chi_3 = 1500$; $h_{1r} = 30$; $h_{2r} = 30$; $h_{3r} = 30$; $\varphi_1 = 0,8$; $m_1 = 400$; $J_1 = 16,9$; $m_2 = 9600$; $J_2 = 27300$; $m_3 = 400$; $J_3 = 16,9$; $m_4 = 9600$; $J_4 = 27300$; $f = 0$; $V = 0$; $\theta = 0,35$; $\theta_2 = \theta_3 = f(\varphi_i)$, $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4 = 0,8$; $V = 0$; $X_1 = X_2 = X_3 = X_{31} = X_{32} = X_4 = X_{41} = X_{42} = 0$.

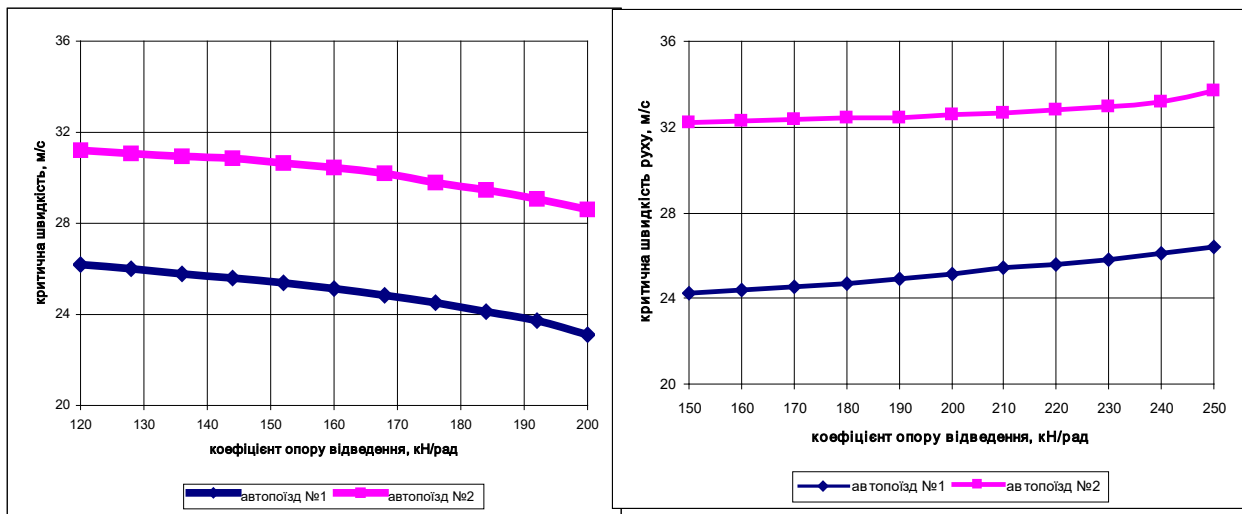
Для обраних для розрахунку метробусів критична швидкість руху складала:

для причіпного – 26,21 м/с;

для напівпричіпного – 31,19 м/с.

Зважаючи на те, що рух метробусів здійснюється по окремо виділеним смугам зі швидкістю 25...30 м/с, у подальшому було проаналізовано конструктивних параметрів автобуса і причепів на величину критичної швидкості руху.

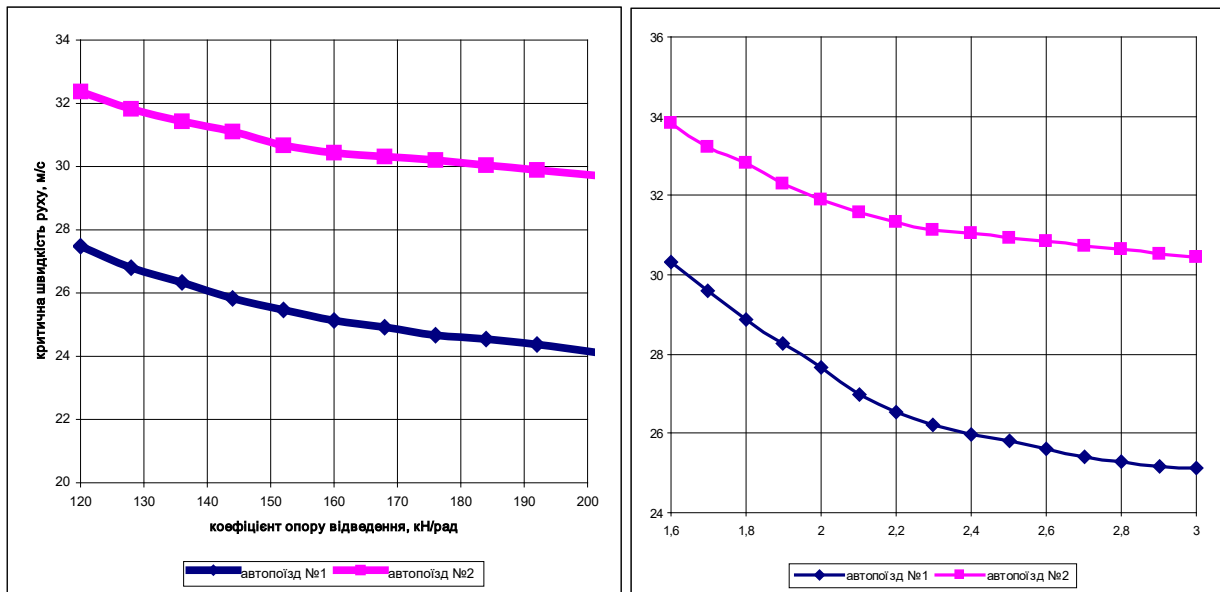
На рис. 4-5 наведені результати розрахунків критичної швидкості руху причіпного автопоїзда (автопоїзд №1) і напівпричіпного (автопоїзд №2) в залежності від їх конструктивних параметрів.



а)

б)

Рис. 4. Залежність критичної швидкості руху метробуса від коефіцієнта опору відведення коліс перших осей ланок (а) і других осей ланок (б) причіпних секцій



а)

б)

Рисунок 5. – Залежність критичної швидкості руху метробуса від коефіцієнта опору відведення керованих коліс автобуса (а) і від відстані між центром мас тягача і точкою його зчипки з першою причіпною ланкою

Аналіз наведених залежностей показує, що на підвищення поперечної горизонтальної стійкості метробуса позитивно позначається зменшення тиску повітря в шинах передньої осі і збільшення в шинах задньої осі першого причепа (напівпричепа), зсув центра мас причіпних ланок до передньої осі, збільшення коефіцієнтів опору бічному відведенню шин коліс другої осі причепа (напівпричепа), збільшення маси автобуса і першого причепа тощо. Вплив інших параметрів або незначний, або зовсім відсутній.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Виконано порівняння триланкових метробусів різних компоновальних схем за показниками стійкості руху. Показано, що за величиною критичної швидкості руху перевагу слід віддати триланковому метробусу, виконаному за напівпричіпною схемою. Визначені шляхи підвищення критичної швидкості руху метробуса, виконаного за причіпною схемою. Проте судити взагалі про стійкість руху лише в одному режимі, а саме в прямолінійному русі, недостатньо. Необхідно розглянути стійкість метробуса у перехідних режимах руху при виконанні ним різних маневрів. Це може стати предметом подальших досліджень

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. <https://autotheme.info/news/103250-pokazan-24-metrovyj-polskij-trollejbus.html>
2. <https://griphon.livejournal.com/222403>.
3. Трехзвенные автопоезда /Я.Е.Фаробин, А.М.Якобашвили, А.М.Иванов и др. Под общ. ред. Я.Е.Фаробина – Машиностроение, 1993. – 224 с.: ил.
4. Sakhno V. Lorry convoy stability taking into account the skew of semitrailer axes /V.Sakhno, V.Poliakov, O.Timkov, O.Kravchenko//Transport Problems. Volume 11. Issue 3. Wydawnictwo politechniki SlaskiejGliwice, 2016, p. 69-76.
- 5.Сахно В.П. Маневреність метробусів /В.П.Сахно, В.В.Біліченко, В.М.Поляков, О.Є.Омельницький //Вісник Машинобудування та транспорту. Вінниця, 2018 - № 2. – С. 97-105.
- 6.Volodymyr SAKHNO, Victor POLIAKOV, Igor MUROVANYI , Vadim SELEZNIOV, Yuriy VOVK. Analysis of transverse stability parameters of hybrid buses with active trailers//Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport. 2018, 101, 185-201.
7. Volodimir Sakhno, Juraj Gerlici, Victor Poliakov, Alexandr Kravchenko, Oleg Omelnitsky, Tomas Lask. Road train motion stability in BRT system //XXIII Polish-Slovak Scientific Conference Machine Modelling and Simulation. MMS 2018.- Book of abstracts, September 4-7, 2018, Rydzyna Poland, p.49.
Road train motion stability in BRT system// MATEC Web of Conferences 254, 03007 (2019) <https://doi.org/10.1051/mateconf/201925403007>. MMS 2018
8. Sakhno V. Determination of movement stability of especiality large class hybrid bus with active trailer/V.Sakhno, V. Poljakov, I.Myrovany, V.Seleznov//INMATEN – Agricultural engineering. – Vol.49/ No2/2016. – P.107-118.

REFERENCES

1. <https://autotheme.info/news/103250-pokazan-24-metrovyj-polskij-trollejbus.html>
2. <https://griphon.livejournal.com/222403>.
3. Farobin Ya. E., Yakobashvili A. M., Ivanov A.M. (1993). Three-link road trains. Mechanical Engineering, 224 p.
4. Sakhno V., Poliakov V., Timkov O., Kravchenko O. (2016) Lorry convoy stability taking into account the skew of semitrailer axes. Transport Problems, 11 (3), 69-76.
5. Sakhno V. P. (2017). Maneuverability of metrobusysv. Bulletin of mechanical engineering and transport: scientific, 2 (6), 131-140.
6. . Sakhno V., Poliakov V., Murovanyi I., Seleznirov V., Vovk J. (2018). Analysis of transverse stability parameters of hybrid buses with active trailers, 101, 185-201.
7. Sakhno V., Gerlici J., PoliakovV., Kravchenko A., Omelnitsky O., Lask T. (2018). Road train motion stability in BRT system. XXIII Polish-Slovak Scientific Conference Machine Modelling and Simulation, 49.
8. Sakhno V., Murovany I., Seleznirov V. (2016). Determination of movement stability of especiality large class hybrid bus with active trailer. Agricultural engineering, 49 (2), 107-118.

V.Sakhno, I. Myrovany, V.Poljakov, E.Misko To comparative assessment of three-unit lorry passenger trains.

In the modern automobile industry when creating multi-trailers auto-trains, including passenger trains, the question of the choice of trailers is urgent and it is actively discussed in the literature. There are two main schemes of multi-trailers auto-trains - trailed and semi-trailed. In the trailed diagram, each trailer rests on its axes, in the semi-trailed one - both on its axes and on the axis of the previous trailer (articulated buses and trolleybuses). The theoretical foundations of the analysis are based on mathematical models of straightforward and controllable car and auto-train movements, which are designed for cars, two- and three-trailed auto-trains.

However, their application to three-trailed metrobuses is problematic due to the different layout of the auto-trains and metrobuses, different loads on individual trailers, different control systems, etc. Hence the problem of predicting the agility and stability of the movement of three-trailed metrobuses during their movement both in the general traffic flow and on specially allocated lanes, which determined the purpose and objectives of the study. The purpose of the work is to improve the stability of the three-trailed metrobuses by choosing a rational layout scheme and design parameters of its trailer.

According to the purpose, the tasks of the study were defined, for which the metrobus was presented in the form of three modules - a bus and two trailers. For such a metrobus, differential equations of plane-parallel motion were recorded, the solution of which allowed us to determine the critical speed of movement and to carry out a comparative analysis of different layout schemes of metrobuses for stability of movement.

Due to the fact that the traffic of metrobuses is carried out on separate lanes with a speed of 25 ... 30 m / s, the influence of the design parameters of the bus and trailers on the value of the critical speed of movement is analyzed. It is established that the increase of the transverse horizontal stability of the metrobus is positively affected by the reduction of the air pressure in the front axle tires and the increase in the rear axle tires of the first trailer (semi-trailer), the displacement of the center of mass of the trailers to the front axle, the increase of the coefficients of lateral tire deflection of the wheels (semi-trailer), increasing the mass of the bus and the first trailer, etc. The influence of other parameters is either negligible or nonexistent. However, judging in general the stability of movement only at a critical speed movement is not enough. Consideration should be given to the stability of the metrobus in transient driving modes when performing various maneuvers. This may be the subject of further research.

Key words: metro, bus, trailer, semi-trailer, equation of motion, stability, speed, assembly angles, controls.

САХНО Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів, Національний транспортний університет e-mail: svp_40@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>

МУРОВАНИЙ Ігор Сергійович, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет e-mail: igor_lntu@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-9749-980X>

ПОЛЯКОВ Віктор Михайлович, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри автомобілів, Національний транспортний університет e-mail: poljakov_2006@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0001-7042-3066>

МІСЬКО Євген Михайлович, старший викладач кафедри машинобудування, Одеської державної академії будівництва та архітектури, e-mail: dreadfull87@gmail.com

Volodymyr SAKHNO, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua. <https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>

Igor MUROVANYI, PhD. in Engineering, Assoc. Professor, Head of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: igor_lntu@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-9749-980X>

Victor POLYAKOV, Ph.D., associate professor, professor of «Automobiles», National Transport University, e-mail: poljakov_2006@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0001-7042-3066>

Yevgen MYSKO, lecturer of Department of Mechanical, Engineering Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture, e-mail: dreadfull87@gmail.com

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.98>

Сахно¹ В.П., Стельмашук² В.В., Онищук² В.П. Попелиш¹ Д.М., Томчук¹ С.М.

¹ Національний транспортний університет

² Луцький національний технічний університет

ДО ПИТАННЯ ЩОДО ДИНАМІЧНОГО СПОСОБУ УПРАВЛІННЯ АВТОМОБІЛЕМ

Показано, що двовісні автомобілі з усіма керованими колесами (4WS) мають переваги над традиційними двоколісними системами керування (2WS). У системах 4WS можуть бути використані кінематичний і динамічний способи повороту. Для реалізації криволінійного руху динамічним способом повинно забезпечуватися певне співвідношення кутових швидкостей коліс різних бортів машини або певне співвідношення крутних моментів, що підводяться до коліс відстаючого та забігаючого бортів. Визначені основні параметри криволінійного руху за динамічного способу повороту. Встановлено, що при фіксованій швидкості повороту автомобіля за більшого моменту на внутрішньому колесі задньої осі поліпшується маневреність автомобіля, а на зовнішньому колесі – стійкість його руху.

Ключові слова: автомобіль, всеколісне керування, керовані колеса, момент, кут повороту, маневреність, стійкість.

ВСТУП

На сучасному етапі активізувались дослідження та розробки, направлені на підвищення активної безпеки автомобілів, і зокрема стійкості та керованості. Як один з напрямків цих досліджень виступає схема всеколісного керування.

Про зацікавленість цим напрямком таких світових флагманів автомобілебудування як Honda, Toyota, Mazda, Nissan, General Motors, Renault, BMW свідчить поточний випуск ними легкових автомобілів з все колісним керуванням (4WS).

Опираючись на досвід використання автомобілів 4WS можна з впевненістю відмітити їх переваги над традиційними двоколісними системами керування (2WS). Вони виражаються не тільки в значному підвищенні маневреності автомобіля, а й у таких важливих показниках безпеки руху як стійкість та керованість транспортного засобу на великих швидкостях.

Система всеколісного керування може працювати у трьох режимах:

- у 2WS режимі відбувається керування тільки передніми колесами (як на класичних автомобілях);

- у 4WS режимі, при невеликих швидкостях, задні колеса повертаються у протилежному напрямку щодо повороту передніх коліс, що допомагає транспортному засобу здійснювати повороти зі значно меншим радіусом;

- у 4WS режимі, при високих швидкостях, задні колеса повертаються в тому ж самому напрямку, що і передні, скорочуючи "відхилення від курсу" транспортного засобу.

Поворот задніх коліс у ту ж сторону, що і передніх, дозволяє зберегти напрямок і швидкість руху центра мас автомобіля, але значно збільшити миттєвий радіус повороту. При цьому зменшуються бічні сили і, як наслідок, підвищується курсова стійкість автомобіля та поліпшується керованість при проходженні поворотів на великих швидкостях.

При русі на малій швидкості задні колеса повертаються в протифазі з передніми, і миттєвий радіус повороту зменшується.

По мірі розвитку всеколісного керування змінювався підхід до принципів керування. Так, якщо спочатку основним критерієм було збереження оптимального співвідношення в кутах повороту передніх і задніх коліс, то пізніше поворот задніх коліс забезпечувався за рівнем поперечних прискорень кузова або кутової швидкості повороту кузова навколо вертикальної осі.

Проте витрати на додаткове устаткування всеколісного керування досить значні. Зменшення у Мітцубіші радіуса повороту на 20 % не виправдовує витрачених на це коштів. Це також можна віднести і до розробок компанії Ніссан (Nissan Motor Co., Ltd.), яка у 1989 році представила нову практичну систему керування для 4WS транспортних засобів. Система HICAS (High Capacity Actively controlled Suspension) забезпечувала процес керування при коректуванні кута повороту задніх керованих коліс у відповідності зі швидкістю транспортного засобу та реактивною силою на передніх колесах. Але, як відзначалося в той час, застосовувати активне керування задніми колесами для підвищення безпеки руху було економічно не вигідно [1].

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Усі дослідження і розробки автомобілів 4WS можна розділити на три основних напрямки. Перший з них, це пошук технологічної системи керування, здатної задовольнити найвищі вимоги щодо керованості та стійкості автомобіля; другий – це розробка і впровадження інтелектуальних систем, які у змозі враховувати велику кількість факторів, що впливають на керованість та стійкість руху автомобіля, і на їх основі корегувати параметри його руху; третій – це кооперація між собою факторів, що впливають на керованість та стійкість руху автомобіля.

На сьогодні можна виділити два характерних напрямки розвитку систем підвищення керованості та стійкості руху автомобілів. Перший з них - це застосування систем, що впливають на автомобіль методом блокування його коліс, другий – це застосування систем, що впливають на параметри руху автомобіля за допомогою керування його колесами.

До першого напрямку відносять:

- антиблокувальну систему ABS (Antilock brake system);
- антиковзаючу систему ASR (Antriebs-Schlupf-Regelung);
- систему електронного блокування диференціала EDS (Elektronische Differentialsperre);
- електронну програму стабілізації ESP (Elektronisches Stabilitats Programm) [1].

До другого напрямку відносять підрулюючі підвіски (еластокінематичні підвіски) та систему всеколісного керування 4WS (For-wheel-steered - автомобіль керований 4-ма колесами), яка призначена для керування колесами задньої осі за визначеним законом у залежності від керуючого впливу водія на передні керовані колеса [2].

По мірі розвитку систем управління 4WS змінювався підхід до принципів керування і, якщо спочатку основним критерієм було забезпечення оптимального співвідношення в кутах повороту передніх і задніх коліс автомобіля, то останнім часом поворот задніх коліс забезпечується за рівнем поперечних прискорень кузова або кутової швидкості повороту кузова навколо вертикальної осі.

Найбільших успіхів у рішенні даної проблеми стосовно легкових автомобілів досягли японські дослідники, що за останні десять-дванадцять років пройшли шлях від найпростішого керування з постійним коефіцієнтом у залежностях для кута повороту задніх коліс, розрахованих на простих лінеаризованих моделях і перевірених, як правило, на макетах до випуску серійних автомобілів і автопоїздів із всеколісним керуванням, що забезпечують параметри руху автомобіля близькі до бажаних. Проте, дотепер продовжується полеміка про вид функціональної залежності і чинниках, що необхідно враховувати при виборі закону керування задніми колесами автомобіля й автопоїзда [2-4]. Єдине в чому сходяться всі дослідники, так це те, що при малих кутах повороту рульового колеса від середнього положення поворот автомобіля забезпечується за рахунок повороту передніх і задніх коліс в одну сторону, а при великих кутах повороту рульового колеса - за рахунок повороту передніх і задніх коліс у різні сторони.

У ряді досліджень основним критерієм оцінки ефективності способу керування приймається кут бічного відведення (в англомовній літературі slip angles»-кут бічного ковзання) [5] і ін.

В ідеальному випадку кут повороту задніх коліс повинний рівнятися куту відведення центру мас автомобіля, з тим щоб сумарний кут відведення дорівнював нулю. Цього можна домогтися, використовуючи в системі керування поворотом задніх коліс ЕОМ. В ЕОМ закладені, як правило, визначені параметри, наприклад, залежності кутів повороту передніх і задніх коліс при різноманітних швидкостях руху, що враховують бічні прискорення кузова автомобіля при повороті. ЕОМ підраховує в кожний момент руху значення кутового прискорення повороту кузова автомобіля в горизонтальній площині, що порівнюється з припустимим для даної швидкості (при цьому сумарний кут відведення близький до нуля) і за результатами порівняння визначається кут повороту задніх коліс.

Заслужують на увагу дослідження, проведені фірмою Toyota [6]. Для проведеного на цій фірмі аналізу використовувалася двомірна плоска модель автомобіля. В системі активного контролю в якості зворотного зв'язку прийнята кутова швидкість повороту автомобіля навколо вертикальної осі, що вимірюється з високою точністю. Завдяки введенню другого рульового приводу стабілізується рух автомобіля на криволінійних ділянках дороги, а також зменшується радіус повороту і поліпшується маневреність при паркуванні. Проте витрати на додаткове устаткування дуже значні, а переваги такого керування дуже обмежені. Зменшення радіуса повороту автомобіля фірми Mitsubishi на 20% не виправдує витрачених на це коштів [7]. Це відноситься також і до автомобілів Nissan, на яких встановлена система HICAS, необхідна для поліпшення стійкості автомобіля при різкій зміні напрямку руху. Застосовувати активне керування задніми колесами для підвищення безпеки

автомобіля, як відзначається у названій роботі, економічно не вигідно, тобто вирішення проблеми підвищення маневреності і стійкості руху автомобіля слід шукати в удосконаленні робіт першого напрямку, коли для управління автомобілем можна залучити системи, що впливають на автомобіль методом блокування його коліс або різними за величиною, а то і напрямком, моментами на колесах лівого і правого бортів автомобіля.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є визначення співвідношення в моментах, що підводяться до коліс лівого і правого бортів автомобіля, для поліпшення показників маневреності і стійкості руху. При цьому задачі дослідження визначені у такий спосіб: проаналізувати рівняння динаміки кругового руху машини при комбінованому способі управління поворотом та його складові, що впливають на маневреність і стійкість руху автомобіля,

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Поворот колісних машин може здійснюватися трьома основними способами [8,9]:

- зміною кутів між поздовжньою віссю і площинами обертання керованих коліс машини за рахунок їх повороту;

- зміною положення однієї частини машини відносно іншої (зчленовані машини);

- зміною величини швидкостей коліс різних бортів (лівого і правого); цей спосіб аналогічний способу повороту гусеничних машин і називається бортовим або динамічним способом.

Для реалізації криволінійного руху динамічним способом повинно забезпечуватися певне співвідношення кутових швидкостей коліс різних бортів машини [9]. У роботі [10] зазначений спосіб повороту трактується як зміна крутних моментів, що підводяться до коліс відстаючого та забігаючого бортів.

У роботах [11, 12] отримані рівняння динаміки кругового руху машини при комбінованому способі управління поворотом

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{tg \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}} \times \left[\begin{array}{l} \frac{1}{m \cdot L} \left(\frac{M_{k1}}{r_{d1}} + \frac{M_{k2}}{r_{d2}} \right) - \frac{fg}{L} - \frac{fh}{L^3} \times \\ \times \left(V_{x1}^2 + b \frac{dV_{x1}}{dt} \right) tg^2 \bar{\alpha} + \frac{B}{2L^2 m} tg \bar{\alpha} \times \\ \times \left(\frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{d1}} - \frac{M''_{k2} - M'_{k2}}{r_{d2}} \right) \end{array} \right], \quad (1)$$

де ω – кутова швидкість автомобіля в площині дороги;

t – час;

$\bar{\alpha}$ – середній кут повороту напрямних коліс,

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{2} (\alpha' + \alpha''); \quad (2)$$

α' ; α'' – кути повороту внутрішнього (по відношенню до центру повороту) і зовнішнього напрямних коліс;

b – відстань від задньої осі до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину;

m – маса автомобіля;

L – поздовжня колісна база автомобіля;

M_{k1} ; M_{k2} – сумарні крутні моменти на колесах передньої та задньої осей, відповідно;

r_{d1} ; r_{d2} – динамічні радіуси передніх і задніх коліс (допускається приймати $r_{d1} = r_{d2} = r_d$);

f – коефіцієнт опору кочення коліс автомобіля;

h – висота центра мас автомобіля;

i_z – радіус інерції автомобіля відносно вертикальної вісі;

V_{x1} – лінійна швидкість автомобіля у напрямку поздовжньої осі;

$M'_{k1}; M''_{k1}$ – крутні моменти на внутрішньому і зовнішньому передніх колесах;

$M'_{k2}; M''_{k2}$ – крутні моменти на внутрішньому і зовнішньому задніх колесах.

Із рівняння (1) видно, що різниці крутних моментів на ведучих колесах

$$\Delta M_{k1} = M''_{k1} - M'_{k1} \quad (3)$$

та

$$\Delta M_{k2} = M''_{k2} - M'_{k2} \quad (4)$$

збільшують кутове прискорення $d\omega/dt$ автомобіля у площині дороги. Якщо змінити знак вказаних різниць на протилежний в рівнянні (1), то можна досягнути ситуації при якій $d\omega/dt = 0$.

Представимо рівняння (1) у вигляді

$$\frac{d\omega}{dt} = a(\alpha) [b(M) - c - d(v, \alpha) + k(\alpha, M)], \quad (5)$$

$$\text{де } a(\alpha) = \frac{\overline{\text{tg } \alpha}}{1 + \frac{b^2 + i^2}{L^2} \overline{\text{tg}^2 \alpha}},$$

$$b(M) = \left[\frac{1}{m \cdot L} \left(\frac{M_{k1}}{r_{d1}} + \frac{M_{k2}}{r_{d2}} \right) \right],$$

$$c = \frac{fg}{L},$$

$$d(v, \alpha) = \left[\frac{fh}{L^3} \times \left(V_{x1}^2 + b \frac{dV_{x1}}{dt} \right) \overline{\text{tg}^2 \alpha} \right],$$

$$k(\alpha, M) = \left[\frac{B}{2L^2 m} \overline{\text{tg} \alpha} \times \left(\frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{d1}} - \frac{M''_{k2} - M'_{k2}}{r_{d2}} \right) \right]. \quad (6)$$

При визначенні складових рівняння (5) враховано, що між кутом повороту керованих коліс і швидкістю автомобіля існує залежність [13]

$$v_{кпу} = \sqrt{\left(\left(\frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{\text{tg } \alpha} - f \right) g L \cos \alpha \right)}, \quad (7)$$

де $v_{кпу}$ - критична швидкість по керованості;

φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

f – коефіцієнт опору кочення коліс;

g – прискорення вільного падіння;

L – база автомобіля.

Подальші розрахунки виконаємо за таких вихідних даних:

$b = 1,34$ м; $m = 2000$ кг; $L = 2,67$ м; $r_{d1} = r_{d2} = r_d = 0,265$ м; $f = 0,02$; $h = 0,8$ м; – висота центра мас автомобіля; $i_z^2 = 1,47$ м².

Оскільки між швидкістю по керованості і кутом повороту керованих коліс існує певна залежність (7) у подальшому у всіх розрахунках використовувалися відповідні значення швидкості v_x і кута повороту керованих коліс α .

На рис. 1-4 наведені результати розрахунку складових рівняння (5) для різних значень кута повороту керованих коліс автомобіля, швидкості руху і прискорення, а також конструктивних параметрів автомобіля.

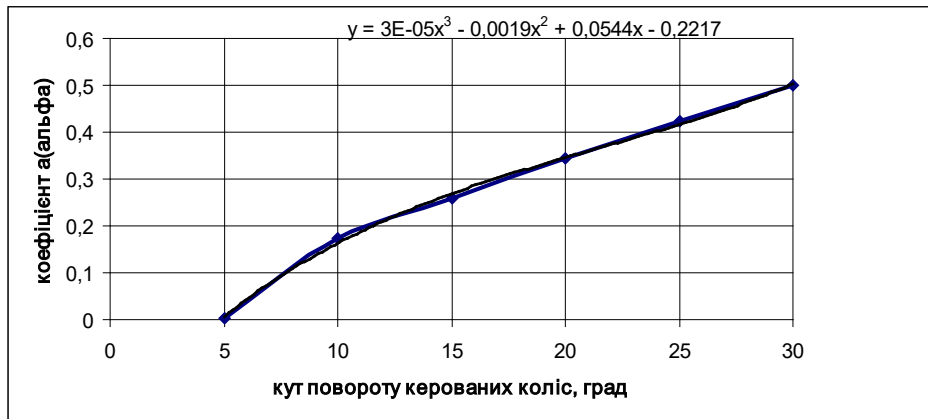


Рисунок 1 – Залежність складової a (α) від кута повороту керованих коліс

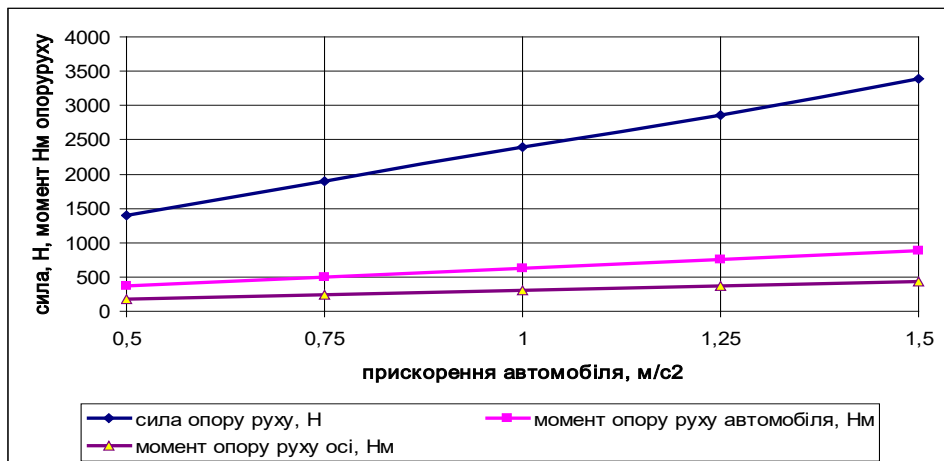


Рисунок 2 – Залежність сили і моменту опору руху від прискорення автомобіля

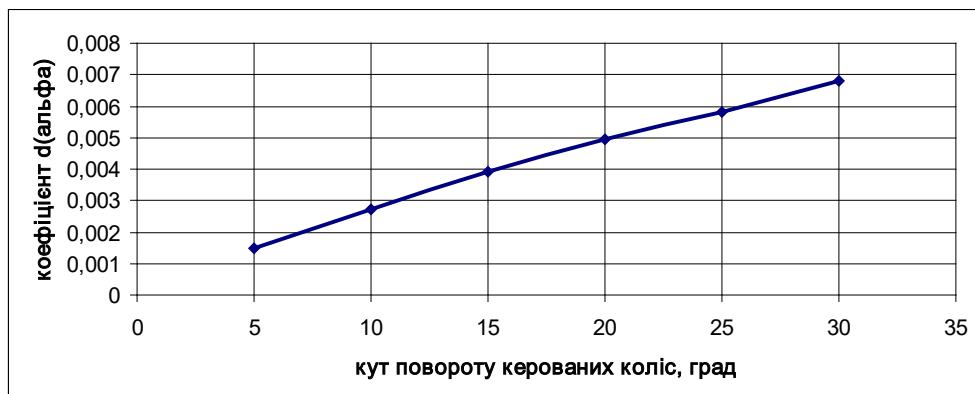


Рисунок 3 – Залежність складової d (альфа) від кута повороту керованих коліс

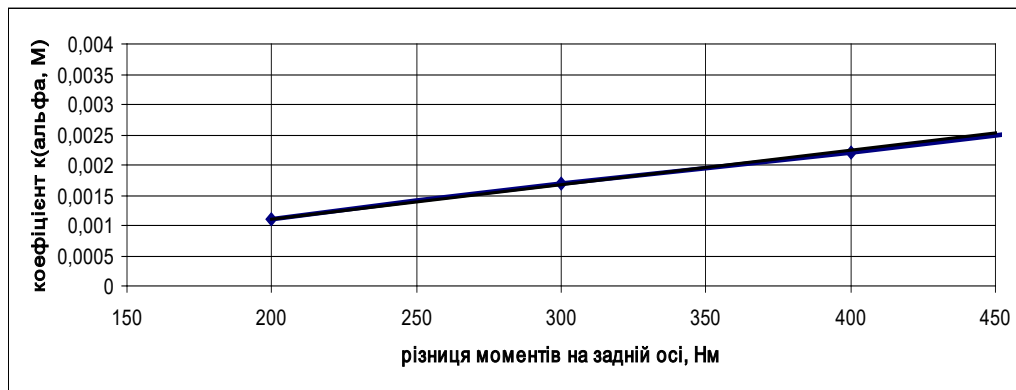


Рисунок 4 – Залежність складової к(альфа) від різниці моментів на колесах задньої осі автомобіля

На рис. 5 наведена залежність кутового прискорення від параметрів руху і конструктивних параметрів автомобіля. При цьому значення окремих складових рівняння (5) приймалися із рис. 1-4.

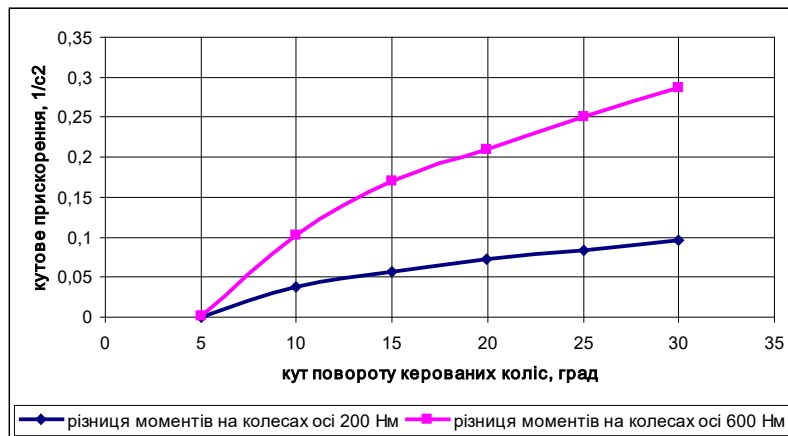


Рисунок 5 – Залежність кутового прискорення автомобіля від кута повороту керованих коліс і різниці моментів на колесах його задньої осі

Як слідує з рис.5, кутове прискорення автомобіля за інших сталих умов суттєво залежить від різниці моментів на колесах осі. Тому важливим виявити вплив різниці моментів на колесах осі на показники маневреності автомобіля. Для цього приймемо, що кутове прискорення автомобіля $\frac{d\omega}{dt}=0$

і лінійне прискорення (вздовж осі x) $\frac{dv_x}{dt}=0$. Тоді отримаємо:

$$a(\alpha)[b(M)-c-d(v,\alpha)+k(\alpha,M)]=0 \tag{8}$$

Оскільки $a(\alpha) \neq 0$, то

$$[b(M)-c-d(v,\alpha)+k(\alpha,M)]=0 \tag{9}$$

Розв'яжемо рівняння (9) відносно α . При цьому врахуємо, що при усталеному русі складові

$$b(M) \text{ і } c \text{ рівні між собою, тобто } b(M) = \left[\frac{I}{m \cdot L} \left(\frac{M_{k1}}{r_{d1}} + \frac{M_{k2}}{r_{d2}} \right) \right] = c = \frac{fg}{L}$$

За цієї умови $d(v,\alpha)=k(\alpha,M)$.

На рис. 6 представлена залежність різниці крутних моментів на колесах задньої осі автомобіля ідентичної куту повороту керованих коліс автомобіля, при цьому враховувалося співвідношення між критичною швидкістю руху автомобіля і куту повороту керованих коліс.

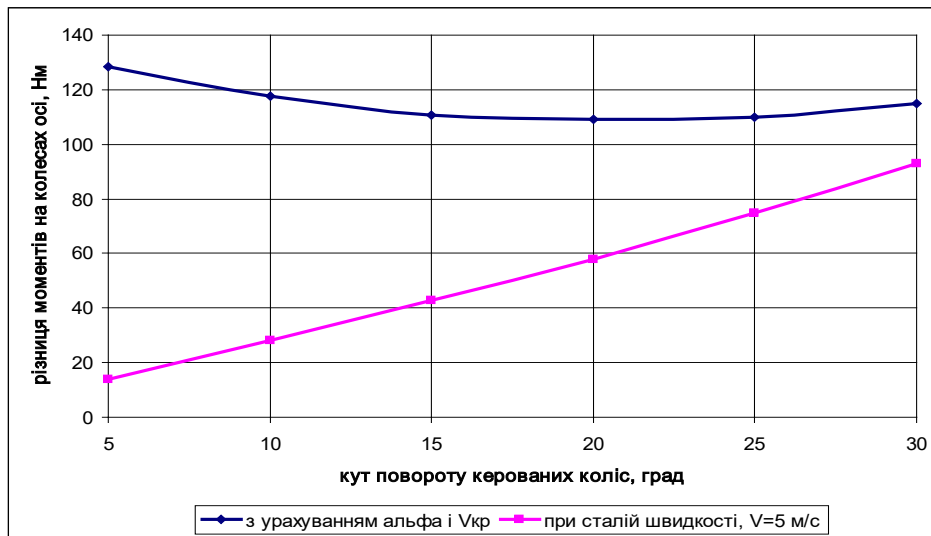


Рисунок 6 – Залежність співвідношення між куту повороту керованих коліс і різницею моментів на колесах задньої осі автомобіля

Аналіз рис. 6 показує, що при фіксованій швидкості повороту автомобіля зі збільшенням кута повороту його керованих коліс різниця крутних моментів на колесах задньої осі зростає майже пропорційно зміні тангенса кута альфа. При цьому збільшення моменту на внутрішньому колесі задньої осі призводить до зменшення радіусу повороту автомобіля (поліпшується маневреність) і навпаки – збільшення моменту на зовнішньому колесі призводить до руху «крабом» автомобіля (поліпшується стійкість).

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ. Отримані залежності щодо зміни показників маневреності і стійкості руху за динамічного способу повороту. Разом з тим, урахування зміни кута повороту керованих коліс і критичної швидкості по керованості дає дещо інший результат, за якого існує мінімум різниці крутних моментів на колесах задньої осі. Пояснюється це тим, що зміна кута повороту керованих коліс і критичної швидкості по керованості з різною інтенсивністю впливають на величину різниці крутних моментів на колесах задньої осі автомобіля.

ВИСНОВКИ. Показано, що автомобілі 4WS мають переваги над традиційними двоколісними системами керування (2WS). У системах 4WS можуть бути використані кінематичний і динамічний способи повороту. Встановлено, що за динамічного способу повороту при фіксованій швидкості повороту автомобіля, зі збільшенням кута повороту його керованих коліс різниця крутних моментів на колесах задньої осі зростає майже пропорційно зміні тангенса кута альфа. При цьому збільшення моменту на внутрішньому колесі задньої осі призводить до зменшення радіусу повороту автомобіля (поліпшується маневреність) і навпаки – збільшення моменту на зовнішньому колесі призводить до руху «крабом» автомобіля (поліпшується стійкість).

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Автомобілі. Всеколісне керування: Монографія /В.П.Сахно, О.В.Григоращенко, А.В.Вакуліч, О.М.Тімков, Д.М.Ященко – К.:НТУ, 2013. – 180 с.
2. Рулевое управление. Р.Ж. Автомобилестроение. 1985. № 4А, 4А535 П. – С.3-12.
3. Способ регулирования угла поворота задних колес во всеколесном рулевом управлении. Р.Ж. Автомобилестроение. 1989. №12А, 12 А453 П. – С.5-17.
4. Rear wheel steering device for a vehicle. Kanasawa Hirotaка, и др. Masda Motor Corp.-N 466543 Заявл. 17.01.90. Опубл. 04.06.91. Приор. 18.01.89. № 1— (Япония). МКИ 180/140.
5. Furligh D.D., Vanderploeg M. J., Oh C.Y. Multiple steered axles for reducing the rollover risk of heavy articulated trucks //SAE techn. Pap. Ser. -1988.-N881866.-С. 1-10.
6. Aktive Control Strategy for Improved Handling and stability /Yamoto Masaki //SAE Techn. Pap. Ser.-1991 №911902.-С.21-28.

7. Die neuen Achsenmächte. Vierradlenkung – Fortschritt oder Spielerei, Mot. und Sport”, 1986, №3, 66–70.
8. Бобошко А.А. Нетрадиционные способы поворота колесных машин. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 172 с.
9. Чайковский И. П., Саломатин П. А. Рулевое управление автомобилей. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.
10. Маневренность и тормозные свойства колёсных машин. М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко. Изд-во ХНАДУ, 2003. 403 с.
11. Подригало М. Підвищення маневреності колісних тракторів. М. Подригало, Л. Греко, А. Бобошко. Машинознавство. Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал, 1999. Вип. №10. С.55 – 58.
12. Фрумкин А. К., Немцов Ю. М., Сыро Т. В. О зависимости реакций автомобиля от параметров рулевого управления // Автомобильная промышленность. – 1975. – № 6. – с. 11-13.
13. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин.– М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.

REFERENCES

1. Cars. All-wheel management: Monograph / V.P.Sakhno, A.V. Grigorashenko, A.V.Vakulich, A.M.Timkov, D.M.Yashchenko - K.: NTU, 2013. - 180 p.
2. Steering. R.J. Automotive. 1985. No. 4A, 4A535 P. - P.3-12.
3. A method of adjusting the angle of rotation of the rear wheels in all-wheel steering. R.J. Automotive. 1989. №12A, 12 A453 P. - P.5-17.
4. Rear wheel steering device for a vehicle. Kanasawa Hirotaка, и др. Masda Motor Corp.-N 466543 Заявл. 17.01.90. Опубл. 04.06.91. Приор. 18.01.89. № 1— (Япония). МКИ 180/140.
5. Furleigh D.D., Vanderploeg M. J., Oh C.Y. Multiple steered axles for reducing the rollover risk of heavy articulated trucks //SAE techn. Pap. Ser. -1988.-N881866.-С. 1-10.
6. Aktive Control Strategy for Improved Handling and stability /Yamoto Masaki //SAE Techn. Pap.Ser.-1991 №911902.-С.21-28.
7. Die neuen Achsenmächte. Vierradlenkung – Fortschritt oder Spielerei, Mot. und Sport”, 1986, №3, 66–70.
8. Boboshko AA Non-traditional ways of turning wheeled vehicles. - Kharkov: KhNADU Publishing House, 2006. - 172 p.
9. Tchaikovsky I.P., Salomatin P.A. Steering of cars.-M.:Mechanical Engineering,1987.-176 p.
10. Maneuverability and brake properties of wheeled vehicles/ М.А. Podrigalo, V.P. Volkov, V.I. Kirchaty, A.A. Boboshko. Kharkov: KhNADU Publishing House, 2003. 403 p.
11. Podrigalo M.A. Increasing the maneuverability of wheeled tractors/ М.Podrigalo, L. Greco, A. Boboshko. Mechanical Science. All-Ukrainian monthly scientific and technical and production journal, 1999. Iss. №10. P.55 - 58.
12. A.K/ Frumkin, Yu. M. Nemtsov, and T. Syyro. On the dependence of the reactions of the car on the steering parameters // Automotive Industry. - 1975. - № 6. - p.11-13.
13. G.A. Smirnov. The theory of motion of wheeled machines. - M .: Mechanical Engineering, 1990. - 352 p.

V. Sakhno, V. Stelmashchuk, V. Onyshchuk, D.Popeluch, S.Tomchyk To question on dynamic management of cars

Turning wheeled cars can be done in three main ways, namely by changing the angles between the longitudinal axis and the plane of rotation of the steered wheels of the machine due to their rotation (kinematic method), changing the position of one part of the machine relative to another (articulated machines), changing the magnitude of the speeds of the wheels left and right). The latter method is similar to the method of rotating tracked vehicles and is called the onboard or dynamic method. Any of the above methods can be used in all-wheel drive (4WS).

To realize curvilinear movement in a dynamic way, a certain ratio of the angular velocities of the wheels of the different sides of the machine must be ensured. In this case, all-wheel-drive (4WS) double-axles have advantages over traditional two-wheel-drive (2WS) systems. It is

established that the dynamic method of rotation at a fixed speed of rotation increase of torque on the inner wheel of the rear axle leads to a decrease in the radius of rotation of the car (improved maneuverability) and vice versa - an increase of torque on the outer wheel leads to the movement of the "crab" of the car (improves). However, taking into account the change in the steering angle of the steered wheels and the critical steering speed gives a slightly different result, with a minimum difference of torque on the rear axle wheels. This is explained by the fact that the change in the steering angle of the steered wheels and the critical speed of control with different intensity affect the amount of torque difference on the wheels of the rear axle of the car.

Keywords: car, all-wheel drive, driven wheels. moment, angle of rotation, maneuverability, stability.

САХНО Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, svp_40@ukr.net <https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>

СТЕЛЬМАШУК Валерій Віталійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: Val.stelmashchuk@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-3813-3143>.

ОНИШУК Василь Петрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: Vasyl.Onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5316-408X>

ПОПЕЛИШ Денис Михайлович, аспірант кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, <https://orcid.org/0000-0001-9506-6421>

ТОМЧУК Сергій Миколайович, аспірант кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, <https://orcid.org/0000-0001-5963-556X>

AUTHORS:

Volodymyr SAKHNO, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua <https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>

Valery STELMASHCHUK, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: Val.stelmashchuk@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0003-3813-3143>.

Vasyl ONYSHCHUK, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: Vasyl.Onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5316-408X>

Denis POPELYSH, magistr of transport, postgraduate student of Automobiles Department, National Transport University, popelish@ukr.net <https://orcid.org/0000-0001-9506-6421>

Serhii TOMCHUK, magistr of transport, postgraduate student of Automobiles Department, National Transport University, stomchuk34@gmail.com <https://orcid.org/0000-0001-5963-556X>

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.99>

Спасіченко О.В.
Національний транспортний університет

ДОСВІД ОПТИМІЗАЦІЇ МАРШРУТНОЇ МЕРЕЖІ МІСТА ЗА ЕКОЛОГО-ЕКОНОМІЧНИМИ ПОКАЗНИКАМИ

У роботі запропоновано для моделювання маршрутної мережі застосовувати метод лінійного програмування (транспортна задача) із критеріями оптимізації показників економіко-екологічної та соціальної оцінки. Особливістю цільової функції є адитивний характер показників економічних витрат, екологічних та соціальних збитків при здійсненні пасажироперевезень з ваговими коефіцієнтами і характеризує витратність логістичної системи. Для кожного маршруту вибирається відповідно вагові коефіцієнти важливості економічного та екологічного показників залежно від особливостей здійснення перевезення, що дозволяє вибрати схему перевезення за інтегральним показником (розраховується план оптимальний за економічними чи екологічними показниками, або компромісний). Розроблений підхід застосовано для удосконалення маршрутної мережі громадського транспорту м. Києва на еколого-економічних засадах. Оптимізація маршрутної мережі тільки для окремих маршрутів дозволила збільшити дохід і зменшити витрати при здійсненні пасажироперевезень з одночасним зменшилися викиди шкідливих речовин.

Ключові слова: транспортна система міста, маршрутна мережа, пасажироперевезення, оптимізація, еколого-економічні показники.

ВСТУП

Основним завданням транспорту на сучасному етапі є: забезпечення координації роботи різних видів транспорту на єдиній методологічній основі; забезпечення попиту на перевезення пасажирів та вантажів в умовах системної взаємодії двох і більше видів транспорту; забезпечення безпеки і якості перевезень; створення умов для фінансово-економічного оздоровлення транспортних підприємств і активізації інвестиційної діяльності; розробка науково-методичних і організаційно-технічних засобів супроводження процесів перевезень пасажирів та вантажів за умов взаємодії різних елементів в структурах логістики.

Транспортна стратегія України на період до 2020 року визначає ключові проблеми, цілі, принципи та пріоритети розвитку транспортної системи держави з точки зору загальнонаціональних потреб та інтересів, в тому числі пасажироперевезень міським пасажирським транспортом [1].

Сучасні стандарти життя висувають нові вимоги до рівня мобільності населення. Забезпечити зручний доступ до місця роботи, сфери обслуговування, до освітніх та культурних закладів і, зрештою, до місць проживання інших людей – це завдання номер один для транспортної системи міста. З цієї точки зору ефективне функціонування міського пасажирського транспорту має не тільки економічне, а також і велике соціальне значення. На мобільність населення має суттєвий вплив незадовільний розвиток транспортної мережі та маршрутної системи, нераціональне використання транспорту загального користування, низька якість транспортного обслуговування, зменшення парку автобусів, недосконалість системи швидкісних та експресних автобусних маршрутів у містах та замських сполученнях.

Разом з цим, під час експлуатації автотранспортних засобів відбувається значне забруднення довкілля. В атмосферне повітря потрапляють викиди парникових газів (CO_2 , CH_4), озоноруйнівних речовин (фтор, хлорвмісні вуглеводні, тобто канцерогени), шкідливі речовини (NO_x , SO_2 , CO , NH_3 , розчинники), пил. В результаті інтенсивного руху за рахунок зношування асфальтових покриттів збільшується вміст твердих часток у повітрі, в тому числі канцерогенних. Значні збитки довкіллю наносять стічні води автотранспортних підприємств, які забруднені спрацьованими нафтопродуктами, оливами тощо. Забруднюють середовище матеріали, які використовуються під час ремонту, обслуговування і заправки транспортних засобів. Токсичними є змащувальні матеріали (моторні, трансмісійні і ін.) і рідини на мінеральній основі, які застосовують для гідросистем, клеї і герметики на основі формальдегідних і епоксидних смол, які застосовуються під час ремонту і виробництва автомобілів. Обсяг викидів речовин пересувними джерелами в Україні становить щорічно понад 1,7 млн т, або більше третини від загальної кількості викидів [2].

Вплив транспортної діяльності на здоров'я людини здійснюється через постійне забруднення повітря, шум, забруднення води і ґрунтів (особливо в аваріях при транспортуванні небезпечних товарів і вантажів), вплив на психічне здоров'я. Забруднення міської території викидами діяльності

автомобільного транспорту є однією з причин підвищеної захворюваності населення. Особливо гострою ця проблема є у великих містах України, таких як Київ, Дніпро, Харків, Одеса та ін.

Рішення функціонального рівня найчастіше спрямовані на підвищення ефективності використання палива у вантажоперевезеннях, оптимізацію маршрутизації автотранспорту та енергозбереження. Отже, важливим напрямом зниження антропогенного навантаження на довкілля та скорочення суспільних витрат є оптимізація маршрутної мережі транспорту міста.

Таким чином, враховуючи те, що транспортна система багатьох міст України не відповідає стандартам і вимогам ЄС, виникає необхідність вирішення сукупності питань удосконалення транспортних мереж міст, раціонального використання транспортного потенціалу на засадах екологічної логістики та підвищення рівня екологічної безпеки, як однієї з основ сталого розвитку транспорту.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Питання управління системами міських пасажирських перевезень міського автомобільного транспорту розглянуто в дослідженнях [3]. Автором визначена роль автомобільного транспорту в глобальній економіці та розвитку сучасного суспільства. Показано, що транспорт є одним з найпотужніших джерел локальних і глобальних викидів забруднюючих речовин. У роботі запропоновано механізм визначення джерел викидів на всьому життєвому циклі транспортних засобів.

Науковий аналіз підходів, методів та інструментів екологічної («зеленої») логістики, логістики ресурсозбереження і відходів, формування екологічно орієнтованих стратегій поведінки логістичних суб'єктів здійснено в дослідженнях Julian Allen, Daniel Black, Anthony Whiteing, Michael Browne, Yingli Wang, Julia Edwards, Maja Piecyk та ін. [4,5].

Проблему розвитку та провадження концепції сталого розвитку вивчало багато авторів, зокрема: Ю.Ф.Гутаревич, Д.В.Зеркалов, А.Г.Говорун, А.О.Корпач, Л.П.Мержиєвська вивчали досвід реалізації стратегії сталого розвитку [6].

Вплив на навколишнє середовище підприємств найчастіше досліджувався лише для окремих логістичних процесів, наприклад, транспортних перевезень, складування, або процесів поводження з відходами (Смешек М., Матейчик В., Хрутьба В. [7]).

В дослідженнях Матейчика В.П., Цюмана М.П. [8] проаналізована екологічна безпека транспортних засобів в умовах міського транспортного потоку з застосуванням методів математичного моделювання. В роботах [9,10] сформовані пропозиції удосконалення міської маршрутної мережі.

Лиштва М.О. [11] розглядає комплексний підхід до оптимізації системи міського пасажирського транспорту на прикладі транспортних проблем міста Києва.

Проте, в умовах постійних економічних змін, збільшення пасажиропотоків в міських транспортних системах та посилення екодеструктивного впливу транспортної діяльності на довкілля, визначена проблема потребує подальшого дослідження.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є визначення та дослідження динаміки розвитку міського пасажирського транспорту та розробка пропозицій щодо підвищення економічної та екологічної ефективності його функціонування.

Завданням дослідження є: охарактеризувати особливості розвитку міського пасажирського транспорту; запропонувати підхід до моделювання маршрутної мережі громадського транспорту міста; застосувати розроблений підхід для удосконалення маршрутної мережі громадського транспорту м.Києва на еколого-економічних засадах.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Згідно даних Міністерства інфраструктури України [12] на даний час автомобільна транспортна система в Україні налічує понад 9,2 млн. транспортних засобів, у тому числі 6,9 млн. легкових автомобілів, \approx 250 тис. автобусів, \approx 1,3 млн. вантажних автомобілів, понад 840 тис. од. мототранспорту. На ринку комерційних перевезень здійснюють підприємницьку діяльність майже 56,2 тис. перевізників, які використовують більш 154 тис. транспортних засобів. У міському сполученні перевезено 5407 млн. пасажирів з них: автомобільним транспортом (автобуси) 2575 млн., тролейбусами 1300 млн., трамваями 757 млн., метрополітеном 775 млн. Пасажирообіг автомобільним транспортом (автобуси) становить:

- 49 млрд. пас. км, що становить 38 % від всіх видів транспорту;
- тролейбусами – 7,6 млрд. пас., що становить 6 %;
- трамваями – 4.1 млрд. пас. км, що становить 3 %.

У таблиці 1 представлені дані щодо виду перевезень та кількості діючих ліцензій в галузі [12].

Таблиця 1 – Види перевезень та кількість діючих ліцензій

Вид перевезень	Кількість діючих ліцензій
надання послуг з перевезення пасажирів автобусами	13295
надання послуг з перевезення пасажирів на таксі	15965
надання послуг з перевезення пасажирів легковими автомобілями на замовлення	987
надання послуг з перевезення небезпечних вантажів	1820
надання послуг перевезення пасажирів та небезпечних вантажів	206
надання послуг перевезення пасажирів та вантажів	636
надання послуг з перевезення вантажів	12451
Всього	45360

Планування раціональної організації маршрутної мережі з урахуванням вимог пасажирів і підприємств рекомендуємо здійснювати за комплексним методом, сутність якого полягає у мінімізації витрат, відповідно моделі оптимізації еколого-логістичних потоків підприємств за системою показників - економічних (витрати по розподілу і доставці продукції), екологічних (витрати по зниженню антропогенного навантаження на довкілля) та соціальних (витрати, спрямовані на задоволення потреб споживачів послуг).

Для моделювання маршрутної мережі громадського транспорту міста пропонується застосувати метод лінійного програмування (транспортна задача) із використанням як критерії оптимізації показники економіко-екологічної та соціальної оцінки. Цільова функція є адитивною функцією показників економічних витрат (Y_1^E), екологічних (Y_2^D) та соціальних (Y_3^C) збитків при здійсненні пасажиро та/або вантажоперевезень з ваговими коефіцієнтами і характеризує затратність логістичної системи при формуванні маршрутної мережі транспорту міста.

$$\left. \begin{aligned}
 K &= \lambda_1 \cdot Y_1^E + \lambda_2 \cdot Y_2^D + \lambda_3 \cdot Y_3^C \rightarrow \min \\
 \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 &= 1 \\
 Y_1^E &= h_i(x'_1, \dots, x'_n) \leq a_i, \quad i = \overline{1, l} \\
 Y_2^D &= g_k(x''_1, \dots, x''_n) \leq b_k, \quad k = \overline{1, p} \\
 Y_3^C &= \varphi_m(x'''_1, \dots, x'''_n) \leq c_m, \quad m = \overline{1, t}
 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де $x'_1, \dots, x'_n, x''_1, \dots, x''_n, x'''_1, \dots, x'''_n$ – дійсні змінні (керовані параметри).

де K - інтегральний показник витратності логістичної системи маршрутної мережі міста; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ - вагові коефіцієнти важливості кожного показника.

Для кожного маршруту вибирається відповідно вагові коефіцієнти важливості економічного та екологічного показників (λ_1, λ_2) залежно від особливостей здійснення перевезення (табл.2), що дозволяє вибрати схему перевезення за інтегральним показником (розраховується план оптимальний за економічними чи екологічними показниками, або компромісний).

Таблиця 2 – Рекомендації щодо вибору плану оптимізації маршруту перевезення

Умова	λ_1	λ_2	Рекомендація
$\lambda_1 > \lambda_2$	(0,6;1)	(0;0,4)	Оптимальний за економічним показником
$\lambda_1 \approx \lambda_2$	[0,4;0,6]	[0,4;0,6]	Компромісний план
$\lambda_1 < \lambda_2$	(0;0,4)	(0,6;1)	Оптимальний за екологічним показником

Оптимальний маршрут у вигляді оптимального плану перевезення формується за результатами вирішення транспортної задачі.

Застосуємо розроблений підхід для удосконалення маршрутної мережі громадського транспорту м.Києва на еколого-економічних засадах.

Місто Київ є великим адміністративним центром з багатомільйонним населенням. Для задоволення потреб жителів міста та забезпечення функціонування всіх сфер виробництва, обслуговування необхідне регулярне здійснення пасажиро- та вантажоперевезень. Однією з глобальних соціальних, економіко-екологічних проблем, що потребує нагального вирішення є оптимізація маршрутної мережі транспорту міста за умови зниження викидів забруднюючих речовин пересувними джерелами. Зменшення впливу на зміну клімату реалізуючи політику стійкого розвитку транспортної системи міста дозволяє також отримати низку інших переваг, у тому числі покращення якості повітря, зменшення шуму, що спричинений транспортними засобами, підвищення рівня безпеки на дорогах, а також ряд соціальних та економічних переваг.

Транспортна система м. Києва включає в себе десятки автобусів, тролейбусів, трамваїв, маршруток, а також фунікулер. Загальна довжина автотранспортних магістралей, розташованих у межах міста, тобто проспектів, вулиць, бульварів тощо становить близько 2000 км. Більшість їх проклали ще в минулому сторіччі, але в сучасних умовах постійного зростання кількості одиниць автотранспорту, їх пропускна здатність виявляється недостатньою, унаслідок чого затори у Києві, особливо у години пік, стали повсякденним явищем. За нинішньою організацією руху, і низькою культурою водіїв затори регулярно виникають як на головних магістралях, так і на найближчих вулицях, які намагаються використовувати за для об'їзду. Переважна більшість доріг має асфальтове покриття, яке, на жаль, нині в задовільному стані перебуває лише на головних магістралях і нещодавно прокладених або реконструйованих дорогах.

Щоденно мешканцям Києва транспортні послуги надають 2964 автобуси різного класу (361 – звичайний режим, 2603 – режим маршрутного таксі), які працюють в звичайному режимі руху та в режимі маршрутних таксі, 406 тролейбусів, 294 трамвайних вагонів, 645 вагонів метрополітену (3 лінії метрополітену, 51 станція), 60 вагонів міської "електрички". Транспортна мережа міста охоплює 302 автобусних (з них: 70 в звичайному режимі, 232 в режимі маршрутного таксі), 37 тролейбусних, 20 трамвайних маршрутів. Комунальне підприємство "Київпастранс" об'єднує у своєму складі 4 тролейбусні і 3 трамвайні депо, а також 8 автобусних парків. Важливою складовою транспортної системи м. Києва є метрополітен [13].

. У м. Києві здійснюється поступовий перехід до впровадження нових принципів організації та управління транспортним процесом шляхом використання сучасних автоматизованих систем. За цих умов проблема збалансованого і ефективного використання і розвитку міських пасажирських транспортних потоків набуває виключної актуальності, а її вирішення вимагає розробки і застосування сучасних підходів і методів і вимагає оптимізації маршрутної мережі.

При цьому вирішується задача мінімізації транспортних витрат при розподілі транспортного потоку в маршрутній мережі м.Києва за еколого-економічними показниками. Побудову оптимального маршруту пасажироперевезення будемо здійснювати для економічного (k_E) та екологічного (k_D) показників для конкретних маршрутів маршрутної мережі м.Києва. Для проведення дослідження було обрано маршрути пасажирських перевезень міста, характеристика яких приведена в табл. 3.

Для проведення необхідних розрахунків були проведені експериментальні спостереження за пасажиропотоками на обраних маршрутах. На підставі отриманих даних (а саме: середній час рейсу, середня кількість рейсів, годинна продуктивність одного автобуса за кількістю перевезених пасажирів, кількість автобусів за годинами роботи маршруту, коефіцієнт наповнення автобусів по

кожній годині роботи маршруту, інтервал руху автобусів по кожній годині роботи маршруту) визначаємо режим роботи транспортних засобів.

Далі було досліджено економічну ефективність перевезень на обраних маршрутах.

Таблиця 3 – Характеристика вибраних маршрутів транспортної системи міста

Показник	Маршрут				
	№ 33	№ 55	№ 46	№ 79	№ 49
Вартість, грн	8	8	8	8	8
Відстань	5,96	12,42	8,13	9,02	8,26
Інтервал руху, хв	16-23	10-17	8-12	20-25	14-26
Час роботи	06:00-00:19	05:45-21:58	05:35-23:28	08:30-17:59	06:25-23:28
Довжина нульового пробігу, км	3,6/4,6	11,72/2	3,6/4,6	0,2/0,1	3,6/4,6
Робочі дні	Пн Вт Ср Чт Пт Сб Нд				
Кількість зупинок	15/16	25/21	16/15	8/11	15/16
Середня довжина перегону, км	0,46	0,46	0,49	0,46	0,46
Час оборотного рейсу, хв.	50	50	60	30	50

Згідно отриманих розрахунків за типом автобусу Богдан А-092 розрахована сума витрат на оплату праці, страхування, паливо, підтримку належного технічного стану автопарку та накладні витрати, а також прибуток.

Для здійснення екологічної оцінки маршрутів розраховано масові викиди шкідливих речовин (CO , C_mH_n , NO_x , PM та CO_2) в повітрі за показниками пробігових викидів.

Для формування оптимального маршруту доцільно обрати план перевезень з врівноваженими економічними та екологічними ваговими коефіцієнтами. За допомогою цього плану здійснено оптимізацію маршрутів за еколого-економічними показниками. Економічними показниками оцінювалися витрати на перевезення пасажирів за традиційним і оптимальним маршрутами. Екологічні показники визначали збитки, які нанесені навколишньому середовищу викидами шкідливих речовин.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

В результаті порівняльної оцінки маршрутів одержано такі результати. Для всіх маршрутів збільшився дохід і зменшилися витрати. Зменшилися викиди шкідливих речовин - CO у 4 – 4,6 рази, C_mH_n у 2,7 – 3,0 рази; NO_x у 2,3 – 2,7 разів, PM у 5,3 – 6,0 разів і CO_2 у 1,5 – 1,8 рази.

Розрахунок сумарного коефіцієнту еколого-економічної ефективності формування логістичної системи маршрутної мережі транспорту міста приведено в табл. 4.

Таблиця 4 – Розрахунок економічного ефекту від оптимізації транспортного маршруту, 2018 р, тис. у.од

Показник	Маршрут		
	Звичайний	Оптимізований	
Витрати, тис. у.од	3652,28	3269,47	10,5%
в т.ч. транспортні витрати	1569,4	1467,5	6,5%
Загальні екологічні збитки, у.од	145,1	130,5	10,1%
Інтегральний показник витратності маршрутів	5,5	1,6	70,9%

Таким чином, сумарні витрати на перевезення пасажирів після оптимізації досліджуваних маршрутів зменшилися на 10,5%, в тому числі транспортні витрати на 6,5%, а загальні екологічні

збитки зменшилися на 10,1%. Економія палива для одного транспортного засобу на один маршрут 23,2 л, що приводить до економії на вартості палива на 4,3 ум.од., скорочення транспортних витрат на 101,9 ум.од. та скорочення відверненого збитку від викидів в атмосферне повітря 14,6 ум.од. Мінімальне значення інтегрального показника вратності маршрутів знизилось на 70,9%.

ВИСНОВКИ

Згідно з результатами дослідження, можна зробити висновок, що ефективним методом зменшення антропогенного впливу транспортної системи міста на довкілля є оптимізація маршрутної мережі громадського транспорту.

Для моделювання маршрутної мережі громадського транспорту міста застосовується метод лінійного програмування (транспортна задача) із використанням в якості критеріїв оптимізації показників економіко-екологічної та соціальної оцінки. Цільова функція є адитивною функцією показників економічних витрат (Y_1^E), екологічних (Y_2^E) та соціальних (Y_3^C) збитків при здійсненні пасажиро та/або вантажоперевезень з ваговими коефіцієнтами і характеризує затратність логістичної системи при формуванні маршрутної мережі транспорту міста. Для кожного маршруту вибирається відповідно вагові коефіцієнти важливості економічного та екологічного показників залежно від особливостей здійснення перевезення, що дозволяє вибрати схему перевезення за інтегральним показником (розраховується план оптимальний за економічними чи екологічними показниками, або компромісний).

Розроблений підхід застосовано для удосконалення маршрутної мережі громадського транспорту м.Києва на еколого-економічних засадах. Оптимізація маршрутної мережі тільки для маршрутів дозволила збільшити дохід і зменшити витрати при здійсненні пасажироперевезень. Зменшилися викиди шкідливих речовин - CO у 4 – 4,6 рази, C_mH_n , у 2,7 – 3,0 рази; NO_x у 2,3 – 2,7 разів, PM у 5,3 – 6,0 разів і CO_2 у 1,5 – 1,8 рази. Сумарні витрати на перевезення пасажирів після оптимізації трьох досліджуваних маршрутів зменшилися на 10,5%, в тому числі транспортні витрати на 6,5%, а загальні екологічні збитки зменшилися на 10,1%. Економія палива для одного транспортного засобу на один маршрут 23,2 л, що приводить до економії на вартості палива на 4,3 ум.од., скорочення транспортних витрат на 101,9 ум.од. та скорочення відверненого збитку від викидів в атмосферне повітря 14,6 ум.од. Мінімальне значення інтегрального показника вратності маршрутів знизилось на 70,9%.

Отже, оптимізація маршрутної мережі транспорту міста в сучасних умовах є важливою задачею інтеграції міста в європейське середовище. Узгодженість, раціоналізація економічна обґрунтованість та екологічна безпечність маршрутної мережі міста забезпечується її формуванням за критеріями еколого-економічної ефективності. Розроблена еколого-економічна модель ефективності логістичної системи транспорту міста дає можливість оптимізувати рух потоку за визначеними критеріями еколого-економічної ефективності.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Про схвалення Транспортної стратегії України на період до 2020 року [Електронний ресурс]: Розпорядження Кабінету Міністрів України від 20 жовтня 2010 р., N 2174-р., Київ – Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/2174-2010-%D1%80> – Заголовок з екрану
2. Вплив транспорту на екологію міста. Аналіз та стратегії для України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://urbanreform.org.ua/wp-content/uploads/2016/09/transport-ukr4_small.pdf
3. Шпильовий І.Ф. Методичні основи управління системами міських пасажирських перевезень. Дис...канд.техн.наук, Національний транспортний університет, 2010.-184 с.
4. Alan McKinnon The Chartered Institute of Logistics and Transport. Green logistics. Improving the environmental sustainability of logistics. / Alan McKinnon, Sharon Cullinane, Michael Browne, Anthony Whiteing // London, 2010. - 372 p.
5. Rahman M. H. Environmental sustainability of urban road transport: an integrated analysis for life cycle emission impact / M. H. Rahman, H. C. Chin. M. M. Haque // International J. of Environment and Sustainable Development. – 2014. – v. 13. – N. 2. – P. 126–141.
6. Гутаревич Ю.Ф. Екологія та автомобільний транспорт. Навч. посібник 2-ге вид. / Ю.Ф.Гутаревич, Д.В.Зеркалов, А.Г.Говорун, А.О.Корпач, Л.П.Мержиєвська. // К.: Арістей, 2008. – 296 с.
7. Матейчик В.П. Особливості моделювання показників екологічної безпеки транспортного засобу при русі в потоці / В.П. Матейчик, Н.П. Цюман // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Луцьк: НТУ, 2016. – Вип.1 (5). – С. 99-103.

8. Матейчик В.П. Управління проектами екологічної логістики транспортних підприємств / В.П. Матейчик, М. Смешек, В.О. Хрутьба // Наукові нотатки: міжвузівський збірник. Луцьк. – № 45, 2014 – С. 339– 345.
9. Khrutba V. O. The formation of the Kyiv Transport System environmental safety / V. O. Khrutba, O. V. Spasichenko, L. M. Starynets // Вісник Національного транспортного університету. – Серія "Технічні науки", Випуск 3 (42). 2018. – С.172-181
10. Dmitrichenko N. Ecological and Economic Principles to Improve the Route Network of Urban Transport / N. Dmitrichenko, V. Khrutba, O. Spasichenko Y. Khrutba // Journal of Urban Economics and Management, Vol.6, No 1(21), Shahid Sattari Street, Valiasr Street, Tehran, Iran. - 2018 - p.131 -144.
11. Лиштва М.О. Оптимізація маршрутної схеми міського пасажирського транспорту на прикладі Солом'янського району міста Києва / М.О. Лиштва // Містобудування та територіальне планування, Випуск 24 (56). 2015 – С.80-82
12. Міністерство інфраструктури України (загальна інформація по галузі) [Електронний ресурс]. / – Режим доступу: <http://mtu.gov.ua/content/zagalna-informaciya-pro-galuz.html>
13. Офіційні дані КП "Київпаstrанс", 2019. URL: <https://kpt.kiev.ua>.

REFERENCES

1. On approval of the Transport Strategy of Ukraine for the period up to 2020 (2010). Order of the Cabinet of Ministers of Ukraine № 2174-p.
2. The impact of transport on the environment of the city. Analysis and strategies for Ukraine (2016) http://urbanreform.org.ua/wp-content/uploads/2016/09/transport-ukr4_small.pdf
3. Shpileviy I.F. (2010) Methodical bases of management of urban passenger transportation systems. National University of Transport, 184 p.
4. Alan McKinnon, Sharon Cullinane, Michael Browne, Anthony Whiteing (2010) The Chartered Institute of Logistics and Transport. Green logistics. Improving the environmental sustainability of logistics. London, 372 p.
5. Rahman M. H., Chin H. C., Haque M. M. (2014) Environmental sustainability of urban road transport: an integrated analysis for life cycle emission impact. International J. of Environment and Sustainable Development. v. 13, № 2, 126–141.
6. Gutarevich Yu.F., Zerkalov D.V., Govorun A.G., Korpach A.O., Merzhievskaya L.P. (2008) Ecology and road transport. K.: Aristey, 296 p.
7. Matechyk V.P., Tsuman N.P. (2016) Features of modeling the environmental performance of the vehicle when in motion. Modern technologies in mechanical engineering and transport. Lutsk, v.1 (5), 99-103.
8. Matechyk V.P., Smeshek M., Khrutba V.O (2014) Management of projects of ecological logistics of transport enterprises. Scientific notes: Intercollegiate collection. Lutsk, № 45, 339– 345.
9. Khrutba V. O., Spasichenko O. V., Starynets L. M. (2018) The formation of the Kyiv Transport System environmental safety. Bulletin of the National Transport University. - Technical Sciences Series v. 3 (42), 172-181.
10. Dmitrichenko N., Khrutba V., Spasichenko O., Khrutba Y. (2018) Ecological and Economic Principles to Improve the Route Network of Urban Transport. Journal of Urban Economics and Management, Vol.6, No 1(21), Shahid Sattari Street, Valiasr Street, Tehran, Iran.,131 -144.
14. Лиштва М.О. Оптимізація маршрутної схеми міського пасажирського транспорту на прикладі Солом'янського району міста Києва / М.О. Лиштва // Містобудування та територіальне планування, Випуск 24 (56). 2015 – С.80-82
15. Міністерство інфраструктури України (загальна інформація по галузі) [Електронний ресурс]. / – Режим доступу: <http://mtu.gov.ua/content/zagalna-informaciya-pro-galuz.html>
16. Офіційні дані КП "Київпаstrанс", 2019. URL: <https://kpt.kiev.ua>.

O. Spasichenko. The experience of optimization of route network of the city by ecological and economic indicators.

The article presents a linear programming method (transport problem) applied to simulate the route network of a city. Optimization criteria are indicators of economic, environmental and social assessment. The objective function has indicators of economic costs, environmental and social losses when performing passenger transportation with weight coefficients. Weighting indices choose for each route the importance of economic and environmental indicators, depending on the characteristics of transportation. The scheme of

transportation is chosen by the integral indicator (calculate the plan optimal for economic or environmental indicators, or compromise).

The developed approach is applied for improvement of the Kyiv public transport route network on the ecological and economic basis. Optimization of the route network only for individual routes allowed to increase the income and reduce the costs of commuting while reducing the emissions of harmful substances.

Key words: city transport system, itinerary network, passenger transportation, optimization, ecological and economic indicators.

СПАСІЧЕНКО Оксана Вкторівна, асистент кафедри екології та безпеки життєдіяльності, Національний транспортний університет, м.Київ, e-mail: Ksuxa14@meta.ua, <https://orcid.org/0000-0002-7809-6765>

Oksana SPASICHENKO, assistant of the Department of Ecology and Safety of Life, National Transport University, Kyiv, Ukraine, e-mail: Ksuxa14@meta.ua, <https://orcid.org/0000-0002-7809-6765>

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.100>

Хітров І.О., Сорока В.С., Кристопчук М.Є., Пашкевич С.М.
Національний університет водного господарства та природокористування

МОДЕЛЬ ФОРМУВАННЯ ПЛОЩІ ТРАНСПОРТНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ МАРШРУТІВ ПАСАЖИРСЬКОГО СПОЛУЧЕННЯ

Одним з методів, що дозволяють оцінювати ефективність функціонування пасажирської транспортної системи приміського сполучення на етапі проектування маршрутної мережі і удосконалення діючої є моделювання її роботи. Цей процес може бути виконаний за допомогою апарату математичного моделювання. Застосування останнього для оцінки наслідків впровадження змін у маршрутній мережі пасажирського сполучення становить значний інтерес внаслідок таких причин: на даний час розроблено досить повний математичний апарат, що дозволяє здійснювати необхідну модифікацію існуючих моделей, і враховує специфіку конкретної маршрутної мережі; використання математичних моделей не вимагає значних ресурсів і дає можливість легко їх реалізувати на практиці з використанням ЕОМ, що дозволяє при необхідності проводити багаторазовий аналіз у процесі проектування та експлуатації мережі; математичні моделі, на відміну від натурного моделювання, вимірювання та статистичного аналізу параметрів реальної маршрутної мережі пасажирського сполучення (у випадку, якщо маршрутна мережа уже спроектована і знаходиться в процесі експлуатації), дозволяють робити висновки про тенденції розвитку мережі, що є важливим при дослідженні транспортної системи пасажирського сполучення.

Необхідні передумови вирішення поставлених завдань у загальному вигляді визначаються параметрами попереднього їх опису, територіального розміщення вузлів, елементів системи на аналізованому ринку транспортного обслуговування, між якими формуються зв'язки різного роду, що вимагають кількісної оцінки реалізацій відповідно до висунутих потреб на транспортні послуги. Умови достатності встановлюють методи, алгоритм вирішення завдань визначення кількісних характеристик оптимальних транспортних процесів і зв'язків. Їх характеристики повинні враховувати нормативи обмежень забезпечення надійності, безпеки, доцільності, ефективності, інші специфічні умови функціонування систем.

У роботі пропонується удосконалений метод прогнозування потенціалу транспортних послуг, що може бути застосований при моделюванні функціонування транспортної системи пасажирського сполучення.

Ключові слова: пасажирська транспортна система, приміське сполучення, площа транспортного обслуговування, маршрутна мережа, ринок транспортних послуг.

ВСТУП

Існуючі проблеми, що стримують забезпечення зростаючого за обсягами і якістю попиту на транспортні послуги, визначають необхідність здійснення комплексу організаційно-правових, економічних і техніко-технологічних заходів, розрахованих як на близьку, так і на довгострокову перспективу, що забезпечать розвиток транспортного комплексу для сприяння розвитку продуктивних сил країни, соціальної мобільності населення, надійності транспортної системи [1-3].

Труднощі формалізації процесів і закономірностей формування потоків вимог на перевезення стали серйозною причиною відставання результатів наукових досліджень від вимог практики. Якщо не враховувати закономірності розвитку транспортної мережі, розподіл завантаження її ділянок, то це призведе до перевантаження (недовантаження) окремих ліній і вузлів мережі, підвищення рівня аварійності, негативних екологічних наслідків.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

У даний час накопичено великий досвід при моделюванні транспортних систем, проведені комплексні дослідження транспортних систем пасажирського сполучення автомобільним транспортом, результати яких представлені в наукових працях зарубіжних і вітчизняних вчених. Зокрема, критерії для оцінки ефективності функціонування транспортних систем докладно описані в [1-3, 5].

Методи проектування транспортних систем знайшли своє відображення в роботах Я. Вандаса, А. Фішера, О.К. Кудрявцева, М.С. Крамара (статичні моделі) [1] та Л.А. Яковлева, Ю.С. Кірзнера

(динамічні моделі) [1]. Недоліком статичних моделей є те, що вони оптимізують транспортну систему відносно випадкового розселення, в результаті чого розрахункові транспортні навантаження можуть суттєво відрізнятись від фактичних.

Динамічні моделі (модель Л.А. Яковлева) враховують зміни в транспортній системі пов'язані з факторами "розселення - тяжіння", але не забезпечують однозначного алгоритму пошуку її структури [1, 3].

Відомі підходи, в яких автори [4, 6] розглядають розподіл поїздок за законом Пуассона, та відзначають багатофакторність моделі формування пасажирських кореспонденцій, а отже і рухливості населення, та пропонують використовувати принцип максимізації ентропії [5].

З метою побудови ефективної мережі громадського пасажирського транспорту з урахуванням попиту на пересування, автори [6] використовують аналіз альтернативних поїздок за принципом Парето-оптимальності.

Енергоентропійний метод у різних сферах з успіхом розробляли такі вчені, як Больцман Л., Бриллюен Л., Вінер Н. та інші, у задачах управління Абдєєв Р.Ф., Куликов А.В. Ентропійний підхід для вирішення транспортних проблем [7] був уперше застосований Вільсоном у 1967 р. і пізніше часто використовувався при вирішенні транспортних завдань (вибір місця призначення, виду транспорту, маршруту пересування). В ентропійному аналізі люди (пасажери) уподібнюються молекулам газу і діють в каналізованому броунівському русі незалежно один від одного. Ентропійні моделі таких складних об'єктів, як міжміські й регіональні пасажирські транспортні системи дозволяють одержувати близькі до реальних дані про досліджувані процеси.

Однією з відправних точок для вирішення ряду проблем, пов'язаних з побудовою моделі, є завдання визначення пасажиропотоків. Регіон являє собою складну багатоелементну і неоднорідну динамічну систему. Регіональні транспортні системи характеризуються істотною різномірністю і неповнотою інформації про процеси, що в них протікають. У зв'язку з неповнотою інформації, одним з можливих методів визначення пасажиропотоків, є гравітаційний. Використання гравітаційної моделі наявне в роботах багатьох авторів [3-6], причому в багатьох випадках вона зазнає деяких змін у плані застосування функції тяжіння, в якості якої можуть бути запропоновані як витрати на пересування пасажирів між районами, так і затрати часу на їх переміщення та інші функціонали. Крім того, в кожному конкретному випадку треба проводити адаптацію моделі шляхом введення калібрувальних коефіцієнтів, що залежать від параметрів моделі.

Гравітаційні моделі є наслідком класичної термодинамічної моделі максимізації ентропії [5, 7]. Метод максимізації ентропії, по суті, приписує рівні ймовірності всім станам складної системи, що не виключаються апріорною інформацією.

Принципи ринкової економіки формують нову формулу індивідуального вибору споживачем обсягу і виду транспортних послуг, тому на етапі вибору й побудови моделі функціонування транспортної системи особливу увагу слід приділити відповідності прийнятої гіпотези про протікання процесів пасажирообміну в системі, вибору вузлів зародження та погашення пасажиропотоків, визначитися з критерієм ефективності системи. З цією метою треба провести ґрунтовний аналіз відомих моделей транспортних процесів і побудови транспортних систем, провести їх адаптацію для дослідження транспортної системи приміського пасажирського сполучення, формування ринку транспортних послуг з урахуванням площі транспортного обслуговування маршрутів пасажирського сполучення.

ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Аналіз ринку пасажирських транспортних послуг у приміському сполученні, в умовах зростання транспортної рухомості населення, вимагає чіткої сегментації з метою забезпечення врахування інтересів суб'єктів перевізного процесу, комфортності й безпеки пересування шляхом оптимізації структури й кількості транспортних засобів які обслуговують маршрутну мережу, на основі вивчення провізних можливостей маршрутів. Найбільш прийнятним для моделювання пасажиропотоків по мережі є гравітаційний підхід. При цьому необхідним є встановлення закономірностей розселення жителів по території, які на даний час вивчений не достатньо. Тому слід провести дослідження вказаного параметра й виявити залежності його зміни від просторового розміщення населених пунктів відносно обласного чи районного центрів. Тому важливим завданням дослідження є побудова моделі розрахунку потенціалу транспортних послуг у приміському сполученні та розробка методу розрахунку потенціалу транспортних послуг у приміському сполученні, на основі площі транспортного обслуговування маршрутів.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

При формуванні критерію ефективності пасажирської транспортної системи приміського

пасажирського сполучення слід мати на увазі, що аналіз статистичних даних стосовно функціонування маршрутної мережі пасажирського сполучення (кількість одиниць рухомого складу і його техніко-експлуатаційні показники, обсяги перевезених пасажирів) не можуть повною мірою відповісти на питання: наскільки оптимальна маршрутна мережа, наскільки транспорт задовольняє потреби населення в перевезеннях, як при наявній транспортній системі оцінити рівень обслуговування населення.

Тому, доцільно провести поділ показників у групи, які відображають економічну та соціальну складові ефективності, що в свою чергу дозволить вирішити проблему поєднання інтересів пасажирів і транспортних підприємств із суспільними, яка виникає через вплив наступних факторів [1, 9]:

- транспортної рухомості населення;
- провізної здатності пасажирського громадського транспорту (типу і чисельності рухомого складу);
- рівня організації пасажирських перевезень.

Інтереси транспортних підприємств (перевізників) відображають рівень доходної частини та забезпечення прибуткової роботи при обслуговуванні пасажирів.

В свою чергу, інтереси пасажирів зводяться до мінімізації витрат часу і коштів на поїздки, підвищенні безпеки і комфорту під час користування транспортом, що відображає соціальну складову ефективності пасажирської транспортної системи приміського сполучення. Поєднання інтересів пасажирів і перевізників характеризують суспільні інтереси: задоволення соціальних вимог населення; забезпечення рентабельності роботи транспортних підприємств; мінімізація шкідливого впливу на здоров'я і продуктивність праці членів суспільства; мінімізація шкідливого впливу транспорту на навколишнє природне середовище.

Цільова функція для дослідження ефективності пасажирської транспортної системи приміського сполучення, описується залежністю виду

$$E = \frac{\sum_{i=1}^n (Q_i(A, g) \cdot T_i) - \sum_{i=1}^n \left(T_n \cdot A \cdot R_o(A, g) \cdot \left(C_{зм}(A, g) \cdot L_i(A, g) + C_{ном}(A, g) \cdot \frac{L_i(A, g)}{V_e} \right) \right)}{\sum_{i=1}^n \left(T_n \cdot A \cdot R_o(A, g) \cdot \left(C_{зм}(A, g) \cdot L_i(A, g) + C_{ном}(A, g) \cdot \frac{L_i(A, g)}{V_e} \right) \right)} \rightarrow \max_{A, g \in \Omega}, \quad (1)$$

при обмеженнях Ω :

$$A, g > 0; \quad (2)$$

$$A, g = int; \quad (3)$$

$$\sum_{i=1}^n Q_i(A, g) = \sum_{k=1}^{N_{max}} \sum_{l=1}^{N_{max}} H_{kl}; \quad (4)$$

$$\sum_{i=1}^n L_i(A, g) = L_{MM}, \quad (5)$$

де E – ефективність пасажирської транспортної системи приміського сполучення, грн./грн.;

$Q_i(A, g)$ – обсяг перевезень на i -му маршруті за розрахунковий період, пас.;

T_i – тариф на маршруті, грн.;

T_n – тривалість розрахункового періоду, год.;

A – кількість транспортних засобів на маршрутах приміського сполучення, од.;

g – пасажиромісткість транспортного засобу, задіяного на перевезеннях пасажирів, од.;

$R_o(A, g)$ – кількість оборотних рейсів за розрахунковий період;

$C_{зм}(A, g)$ – складова змінних витрат, грн./км;

$C_{ном}(A, g)$ – складова постійних витрат, грн./год.;

$L_i(A, g)$ – довжина i -го маршруту, км;

V_e – експлуатаційна швидкість, км/год.;

H_{kl} – максимальна сумарна реалізована кореспонденція пасажирів з k -го населеного пункту в l -й за розрахунковий період, пас.;

L_{MM} – сумарна довжина маршрутно́ї мережі при охопленні максимальної кількості населених пунктів приміським сполученням, км;

n – кількість маршрутів сполучення;

N_{max} – максимальна кількість населених пунктів, охоплених транспортним сполученням.

Таким чином, ефективність транспортної системи пасажирського сполучення відображає рентабельність перевезень, і є складовою економічної ефективності.

Забезпечення соціальної складової ефективності транспортної системи пасажирського сполучення закладено в обмеженнях, а саме: сумарні реалізовані кореспонденції між населеними пунктами, що включені до пасажирської транспортної системи приміського сполучення досягають максимального значення при повному охопленні населених пунктів транспортним сполученням. Це можливо при збільшенні сумарної довжини маршрутно́ї мережі пасажирського сполучення. Дотримання соціальних нормативів транспортного обслуговування населення, встановлених державними органами влади, знижує економічну складову ефективності, що вимагає встановлення оптимальної структури парку для транспортного обслуговування населення. Змінною, яка регулює структуру парку транспортних засобів, доцільно прийняти кількість пасажиромісць в транспортній системі пасажирського сполучення.

Слід відмітити, що попит на транспортні послуги визначається не тільки чисельністю, складом і розподілом населення по території, але й змінами рівня його добробуту, зайнятості, перебудовою системи транспортного обслуговування в сучасних умовах, проявом дії закономірностей зміни індивідуальних можливостей та потреб [4, 8, 9, 11]. Одночасно з цим відбувається перерозподіл у характері переваг, концентрації і виборі напрямків поїздок жителів конкретного регіону, трудові поїздки перерозподілилися з виробничої сфери в посередницьку, проходить зміна положення центрів зародження і погашення поїздок на території регіону. Таким чином, розроблені раніше алгоритми моделювання маршрутно́ї мережі пасажирського сполучення морально застаріли й не можуть бути повною мірою використані для опису процесу переміщення пасажирів у сучасних умовах.

Модель функціонування транспортної системи пасажирського сполучення умовно складається з моделі транспортної мережі, моделі потреби в пересуваннях, моделі маршрутно́ї мережі й моделі розподілу пасажиропотоків. Визначальним етапом у процесі моделювання транспортної системи пасажирського сполучення є модель маршрутно́ї мережі. Ця модель являє собою траси маршрутів та їхніх провізних можливостей. Ці параметри визначають показники ефективності транспортної системи пасажирського сполучення.

Модель транспортної мережі подана у вигляді математичного опису елементів транспортної мережі пасажирського сполучення в регіоні, по яких можливий рух транспортних засобів громадського користування [10, 12].

Модель потреб у переміщеннях являє собою матрицю міжрайонних кореспонденцій пасажирів, що в подальшому трансформується в матрицю міжзупинних кореспонденцій на основі трас маршрутів мережі. Одержання цієї матриці доцільно проводити з використанням гравітаційного методу розрахунку кореспонденцій. У цьому випадку в якості вихідних даних виступає ємність транспортних районів регіону й матриця найкоротших відстаней, визначена на основі математичного опису транспортної мережі.

Модель маршрутно́ї мережі складається з трас маршрутів і кількості транспортних засобів. Для забезпечення ефективної роботи транспортної системи пасажирського сполучення у цілому необхідно зв'язати параметри геометрії трас маршрутів і пасажиропотоки на цих маршрутах. З цією метою використовується модель перерозподілу пасажиропотоків по маршрутно́ї мережі. На підставі даних про величину пасажиропотоків по кожному маршруту розраховують раціональну кількість транспортних засобів, техніко-економічні й техніко-експлуатаційні показники роботи на маршрутах.

Моделювання функціонування транспортної системи пасажирського сполучення відбувається шляхом зміни трас маршрутів у приміському сполученні й кількості транспортних засобів на них. Зміна цих параметрів дозволяє домогтися очікуваних показників ефективності функціонування транспортної системи пасажирського сполучення. Процес моделювання має ітераційний характер, що дозволяє використати його при розгляді нових альтернативних маршрутно́ї мереж пасажирського сполучення регіону.

Підготовка і формування інформаційної бази моделювання передбачає збір вихідних даних про транспортну мережу приміського сполучення, характеристику дорожніх умов та транспортний попит на переміщення пасажирів.

Серед методів математичного опису транспортної мережі набули поширення наступні:

1. Представлення мережі у вигляді сукупності вузлів, що мають свої координати, і так званих “бар’єрів”, що являють собою природні або штучні перешкоди (ріки, яри), проходження транспортних зв’язків між якими неможливо [1, 3, 10]. При такому методі опису мережі можливим є визначення наближеної відстані між вузлами мережі з використанням коефіцієнта непрямолінійності транспортної мережі. Крім відстаней, на мережі можна розраховувати наближений час сполучення між вузлами виходячи з припущення, що швидкість транспортних засобів є постійною величиною. Недоліком цього методу є неможливість застосування моделювання через відсутність інформації про поведінку об’єкта, тобто пасажиропотоку на окремих ділянках і у вузлах при вирішенні завдання розподілу пасажиропотоків по мережі. Поряд з цим перевагами даного методу є простота збору й невеликий обсяг вихідної інформації, а точність задовільна для виконання інженерних розрахунків.

2. Опис мережі, що ґрунтується на представленні її у вигляді графа. Вузлами мережі є населені пункти й пункти транспортного тяжіння, ланками - перегони між населеними пунктами транспортної мережі регіону. При цьому в топологічну схему входять тільки ті ділянки доріг, які за технічними умовами дозволяють рух транспортних засобів громадського користування. Цей метод набув великого поширення при вирішенні багатьох інженерних транспортних завдань завдяки високій точності. Вимоги до топологічної схеми:

1. Повинна бути виконана вимога про коректність подання реальних об’єктів точкою на графі транспортної мережі.

2. Рівень деталізації об’єктів, що входять у транспортну систему, обмежений можливістю одержання об’єктивної інформації про них.

Виділення виду перевезень, що цікавить нас, відбувається на рівні розробки топологічної схеми шляхом вибору відповідних об’єктів, призначення центрів і меж транспортних районів.

Величина пасажиропотоку за ланками мережі формується під дією транспортного попиту, найважливішим проявом якого є обсяги відправлення і прибуття в транспортних вузлах мережі. Ємність транспортних районів може бути визначена шляхом проведення натурних спостережень за пасажирообміном зупинних пунктів або з використанням анкетного методу обстеження пасажиропотоків. У даний час проведення повноцінного анкетного обстеження працездатного населення утруднене й практично не може бути використане для прогнозування ємностей транспортних районів. Для прогнозування ємності районів по відправленню треба використовувати статистичні дані про чисельність населення в транспортних районах (населених пунктах) і їх розподіл по території регіону.

Призначення границь і центрів транспортних районів (населених пунктів) при вирішенні завдань пасажирських перевезень у приміському сполученні повинне виконуватися таким чином, щоб всі переміщення всередині транспортного району здійснювалися пішки, всі переміщення між транспортними районами (населеними пунктами) зводилися до переміщень між їхніми центрами.

Матриця найкоротших відстаней може бути встановлена на підставі математичного опису транспортної мережі приміського сполучення. Для розрахунку матриці можна застосувати метод Флойда, який має нескладний алгоритм розрахунку й легко програмно реалізується [1, 2, 10].

Останні дослідження вказують на те, що ряд вчених [2-5, 8] пропонують як основний критерій оцінки господарської діяльності використовувати показник “потенціал послуг”, який за своїм змістом представляє максимально можливий пасажирообіг із встановленим рівнем якості при повному використанні нормативної місткості рухомого складу протягом всього пробігу на маршруті. Відомі моделі [1, 5, 8, 10], в яких інтегровані в одну систему рівнянь транспортні витрати населення й витрати пасажирообслуговуючих підприємств. При цьому витрати виробника (перевізника)

$$Z_{\epsilon} = \left[C_{\text{норм}} \left(\frac{L_M}{v_m} + T_{\text{не}} \right) + C_{\text{зм}} L_M \right] \frac{R_o}{Q_{ij}}, \quad (6)$$

де $C_{\text{норм}}$ – постійні витрати на одну годину роботи, грн/год.;

$C_{\text{зм}}$ – змінні витрати на один кілометр пробігу, грн/км;

L_M – довжина маршруту, км;

R_o – кількість оборотних рейсів;

$T_{\text{не}}$ – сумарний час простою автобуса на зупинках за один рейс, год.;

Q_{ij} – кількість пасажирів, перевезених між пунктами i та j , пас.;

v_m – технічна швидкість, км/год.

Відносні витрати споживача (пасажира)

$$Z_c = C_{від} \left[\frac{k_n}{\delta} + \frac{a_n L_M}{N_{зуп}} + k_{пер} \left(\frac{I}{2} + \frac{l_n}{v_c} \right) \right], \quad (7)$$

де $C_{від}$ – питома оцінка відносних витрат пасажира за час користування послугою, грн/год.;

δ – щільність маршрутної мережі, км/км²;

k_n, a_n – константи, що визначають витрати часу на переміщення до (від) транспортної мережі, год/км²;

$N_{зуп}$ – кількість зупинних пунктів на маршруті;

I – середній інтервал руху на ділянці маршруту, год.;

l_n – середня дальність поїздки пасажирів на маршруті, км;

$k_{пер}$ – коефіцієнт пересадочності;

v_c – швидкість сполучення, км/год.

На основі моделей [3, 6, 8-10], побудована модель у структурі якої сполучені критерії оцінок якості транспортного обслуговування і перевезень, цільова функція набуває вигляду

$$Z = Z_e + Z_c + T \rightarrow \min. \quad (8)$$

Однак мінімізація витрат приводить до системної помилки подвійного обліку витрат споживача як у вигляді фактора, що входить у тариф (T), так і при оцінці витрат виробника. Тому при модернізації цільової функції (8) замість тарифу вводиться фактор оцінки розміру субсидій, обумовлений, наприклад, за рекомендацією ЄС, для організації роботи громадського транспорту.

Після перетворення модель функціонування конкретного маршруту (8) з урахуванням (6) – (7) набуває вигляду

$$Z = Z_e + Z_c + S \rightarrow \min, \quad (9)$$

де S – розмір адресних субсидій споживачу (виробнику).

Модель виду (9) побудована з використанням методів синергетичного опису функціонування транспортних систем, що розглядається як відкрита система. У результаті погодженої взаємодії спеціалізованих елементів (рухомий склад - транспортні шляхи - термінал) системи і зовнішнього середовища відбуваються постійні потокові й енергетичні обміни (включаючи виробник - послуга - споживач), здійснення процесів яких організується методами логістики, що приводить до зростання ступеня її впорядкованості і зменшує ентропію.

Структура моделі (9) дозволяє досліджувати параметри, що визначають умови формування перевезень на конкретному напрямку (маршруті) і характеристики послуг, що узгоджуються з вимогами споживачів. На основі проведеного аналізу методів прогнозування потенціалу транспортних послуг встановлено, що найбільш прийнятною є гравітаційна модель розрахунку. Але існуючі гравітаційні методи розрахунку потенціалу транспортних послуг мають ряд недоліків, що призводять до збільшення похибки розрахунку. Математичний опис надання послуг слід здійснити за реалізаціями транспортних процесів в елементах системи, між якими в зовнішньому середовищі виникають відносини, що виражаються закономірностями гравітаційного. Для усунення недоліків пропонується удосконалений метод прогнозування потенціалу транспортних послуг, що може бути застосований при моделюванні функціонування транспортної системи пасажирського сполучення.

Функцію розподілу переваг можна подати за допомогою критерію вибору способу переміщення. Вибираючи спосіб переміщення, суб'єкт мінімізує величину транзакційних витрат. Ця величина визначається множиною деяких факторів, а доцільність вибору того чи іншого фактора залежить від величини критерію вибору в кожній з доступних альтернатив. Чим менше критерій для визначеної альтернативи, тим вище імовірність її вибору.

Необхідні умови вирішення завдань у загальному вигляді визначаються параметрами попереднього їх опису (геометричного положення точок), територіального розміщення вузлів, елементів системи на аналізованому ринку транспортного обслуговування, між якими формуються зв'язки різного роду, що вимагають кількісної оцінки реалізацій відповідно до висунутих потреб на транспортні послуги. Умови достатності встановлюють методи, алгоритм вирішення завдань

визначення кількісних характеристик оптимальних транспортних процесів і зв'язків. Їх характеристики повинні враховувати нормативи обмежень забезпечення надійності, безпеки, доцільності, ефективності, інші специфічні умови функціонування систем. З цією метою в моделі (9) враховані фактори, що визначають індивідуальні переваги споживачів, для чого в гравітаційній моделі при оцінці потенціалу транспортних районів чисельністю населення $N_{i(j)}$ зміна об'ємів dQ визначена зміною кількості жителів dN , рівня добробуту dP і якості послуг dY , обумовлені моделлю Бйоркмана [3, 5, 7, 12]:

$$dQ = dN \cdot dP \cdot dY^2 \quad . \quad (10)$$

Розрахункова формула для гравітаційної моделі, з урахуванням (10), має вигляд

$$Q_{ij} = k_{ij} \frac{(N_i + dN_i)(N_j + dN_j)}{R_{ij}^2}, \quad (11)$$

де R_{ij} – відстань від i -го пункту відправлення до j -го пункту прибуття.

Використовуючи модель Бйоркмана [7, 12], величину зміни чисельності населення визначаємо за формулою

$$dN = \frac{dQ}{dP \cdot dY^2}. \quad (12)$$

Підставивши формулу (7) у (6), одержимо вираз вигляду

$$Q_{ij} = k_{ij} \frac{\left(N_i + \frac{dQ_i}{dP_i \cdot dY_i^2} \right) \left(N_j + \frac{dQ_j}{dP_j \cdot dY_j^2} \right)}{R_{ij}^2}. \quad (13)$$

У результаті підстановки (13) у модель (9) маємо модель для визначення характеристик зміни попиту на ринку транспортних послуг на розглянутій території обслуговування.

Враховуючи дію факторів добробуту і якості послуг при оцінці зміни обсягів переміщень від Q_{ij} до $Q_{ij} \pm dQ$, модель перерозподілу переваг набуває вигляду

$$3 = \left[\begin{array}{l} \left[C_{ном} \left(\frac{L_M}{v_m} + T_{не} \right) + C_{зм} L_M \right] \frac{R_o \cdot R_{ij}^2}{k_{ij} \left(N_i + \frac{dQ_i}{dP_i \cdot dY_i^2} \right) \left(N_j + \frac{dQ_j}{dP_j \cdot dY_j^2} \right)} + \\ + C_{від} \left[\frac{k_n}{\delta} + \frac{a_n L_M}{N_{зун}} + k_{неп} \left(\frac{I}{2} + \frac{l_n}{v_c} \right) \right] + S \end{array} \right]. \quad (14)$$

Модель вигляду (9), і остаточно (14) описує динаміку складних нелінійних процесів, параметри яких залежать від великої кількості факторів. Тому для вирішення завдань оптимізації необхідно застосовувати ітераційну процедуру [1, 3, 6-8, 10-12] послідовного поліпшення її характеристик.

Сумарні характеристики попиту в окремих територіальних границях визначають ємність ринку транспортних послуг, що є базовим показником, який визначає умови виробництва і споживання транспортних послуг.

Параметри ємності ринку визначаються умовами формування міжрайонного балансу “відправлення - прибуття” пасажирів по всіх взаємодіючих вузлах зародження і погашення потреб у перевезеннях на розглянутій території. Така система знаходиться у фазовій рівновазі взаємодіючих транспортних пар за замкнутим часовим циклом переміщення пасажиропотоків. Транспортні пари

утворюються з вузлів, відносно яких концентруються об'єкти обслуговування, розташовані в границях району тяжіння по трасах проходження маршрутів. Таким чином створюється система направлених пасажиропотоків, як показано на рис. 1.

Пасажиропотік у будь-якому перерізі напрямку перевезень (одного або декількох маршрутів) характеризує обсяг перевезень за певний період часу. Схема переміщення пасажиропотоків із загального вузла F_0 формується за напрямками R_{ij} , (див. рис. 1, а). Схема включає послідовність переміщень у вузли $F_1 \dots F_{n-1}, F_n$, утворюючи сегмент за напрямком R_{ij} .

Обсяг пасажирів, які виїжджають, характеризується площею F агрегатованого вузла обслуговування, щільністю h_{Fi} і транспортною рухомістю $N_{T(i)}$ населення, часткою перевезень, що здійснюються в даному напрямку dn . У загальному вигляді обсяг пасажирів, які виїжджають, за напрямками можна визначити [1, 7, 10] з виразу: $Fh_F N_T dn = F_1 h_{F_1} N_{T_1} dn_1 + F_2 h_{F_2} N_{T_2} dn_2 + \dots + F_n h_{F_n} N_{T_n} dn_n$. У такому випадку загальний обсяг перевезень за всіма напрямках буде визначатися за формулою

$$\sum Q = \sum_{i=1}^m F_i h_{F_i} N_{T_i} dn_i, \quad (15)$$

де m – кількість напрямків (маршрутів) виїзду пасажирів.

Сукупність переміщень по всіх сегментах утворює загальну схему взаємодії об'єктів у транспортній системі (див. рис. 1, б), виходячи з виразів (11) – (13) і (14) – (15) при моделюванні функціонування маршрутної мережі приміського пасажирського сполучення. Коло в центрі позначає об'єкт тяжіння (обласний або районний центр). Кожен з напрямків виїзду пасажирів у приміському сполученні I, II, \dots, N позначений окремим сегментом, що включає напрямки внутрішньообласних і приміського сполучень, R_{in} – маршрути сполучення “центр - периферія” та “периферія - центр”.

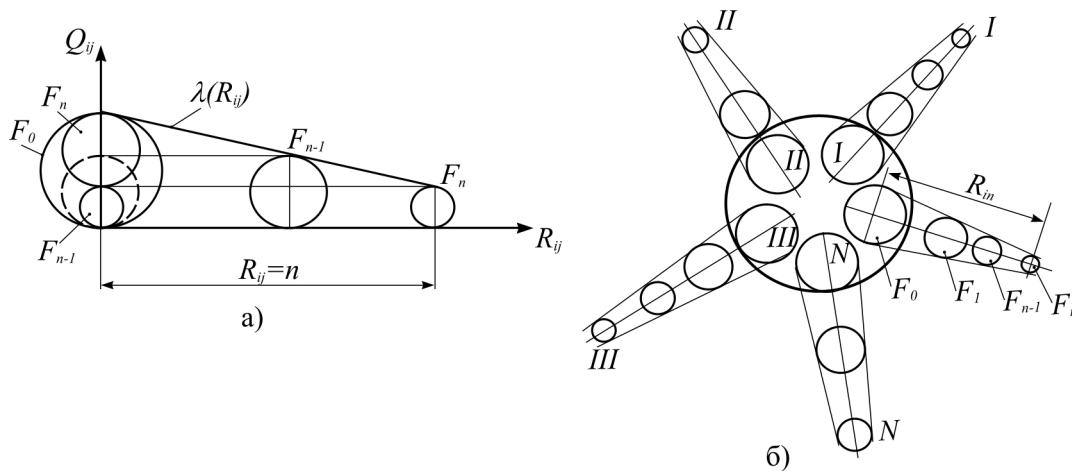


Рисунок 1 – Схема взаємодії об'єктів у транспортній системі приміського пасажирського сполучення: а – переміщення пасажиропотоків із загального вузла, б – загальна схема взаємодії

Зміну попиту на маршрутах визначають транспортна рухомість населення $N_{T(i)}$ і частка перевезень, що здійснюються в даному напрямку dn залежно від факторів Бйоркмана (10), (12) [1, 7, 10-12].

Вводячи заміну δ на L_{MM}/F , де L_{MM} – загальна довжина маршрутної мережі приміського сполучення на досліджуваній території (км), і з урахуванням (14) – (15) – замінивши Q_{ij} на $h_F N_T F$, область транспортного обслуговування (F) з моделі (9) – (14), визначається новою цільовою функцією вигляду:

$$3 = \left[\begin{aligned} & \left[C_{пост} \left(\frac{L_M}{v_m} + T_{пв} \right) + C_{зМ} L_M \right] \frac{R_o \cdot R_{ij}^2}{h_F N_T F} + \\ & + C_{від} \left[\frac{k_n F}{L_F} + \frac{a_n L_M}{N_{зун}} + k_{неп} \left(\frac{I}{2} + \frac{l_n}{v_c} \right) \right] + S \end{aligned} \right]. \quad (16)$$

Площу транспортного обслуговування, що тяжіє до маршруту, знайдемо диференціюючи (16), і прирівнюючи вираз до нуля:

$$\frac{d3}{dF} = - \left[C_{пост} \left(\frac{L_M}{v_m} + T_{пв} \right) + C_{зМ} L_M \right] \frac{R_o}{h_F N_T F^2} + C_{від} \frac{k_n F^0}{L_{MM}} = 0. \quad (2.17)$$

Звідси

$$F = \sqrt{\left[C_{пост} \left(\frac{L_M}{v_m} + T_{пв} \right) + C_{зМ} L_M \right] \frac{R_o}{h_F N_T} \cdot \frac{L_{MM}}{C_{від} k_n}}. \quad (18)$$

Визначальними факторами у формуванні величини площі транспортного обслуговування маршруту (18) є довжина маршруту сполучення L_M і щільність населення на досліджуваній території. На етапі проектування нової маршрутної мережі пасажирського сполучення або дослідження функціонування існуючої необхідно мати інформацію про закономірності розподілу населення по території. Дослідження цієї закономірності вказують на значну нерівномірність розподілу населення. Результати розрахунків площі транспортного обслуговування маршруту у вигляді функції $F(L_M, h_F)$ подані графічно на рис. 2.

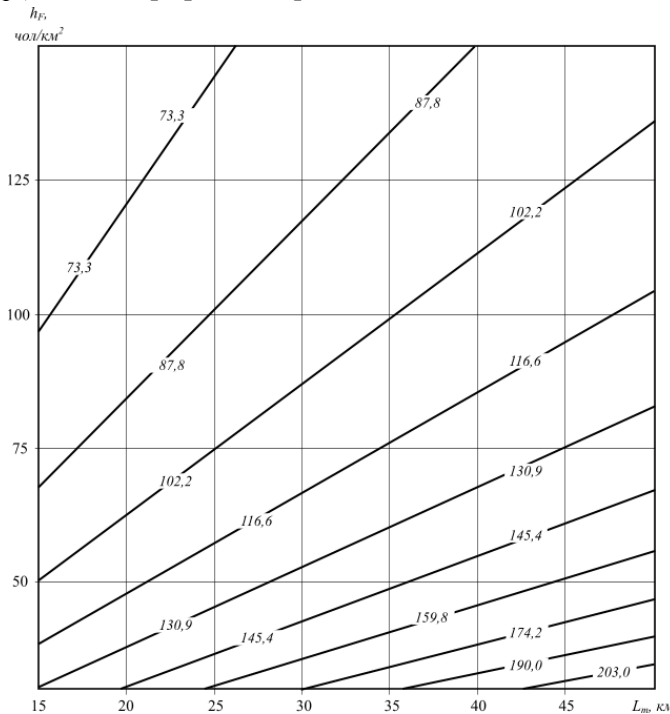


Рисунок 1 – Результати розрахунку площі транспортного обслуговування маршруту у вигляді функції $F(L_M, h_F)$

Визначаючи параметр F за всіма сегментами (маршрутами), уточнюємо ємність ринку по всьому регіону з виразу (15). Модель дозволяє провести сегментацію послуг з виразу (14) при зміні показників оцінки якості обслуговування для розробки еквівалентних заходів організації перевезень, що забезпечують найменші витрати при найбільш комфортних умовах обслуговування. Це

відбувається за рахунок попереднього встановлення потенціалу послуг, визначення центрів зародження та погашення пасажиропотоків та їх величин. При цьому проектування маршрутної мережі або вдосконалення існуючої враховує такий важливий показник як провізна здатність, що повинна бути узгоджена з величиною пасажиропотоків та їх розподілом по мережі пасажирського сполучення.

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Відомі методики [1, 6-8] встановлення потенціалу транспортних послуг та формування матриць пасажирських кореспонденцій ґрунтуються на використанні гравітаційних моделей, та розроблені, в основному для дослідження взаємодії між транспортними районами міст.

Однак, для формування кореспонденцій у приміському сполученні, при взаємодії багатьох населених пунктів з різною щільністю населення, та віддаленістю від міста-центру, використання гравітаційних моделей ускладнене.

На відміну від існуючих методик [1, 3, 4, 6, 7] визначення потенціалу транспортних послуг, запропонований метод з використанням площі транспортного обслуговування маршрутів простіший у практичному використанні та дає достатньо точні результати.

Населення вибирає центр тяжіння з урахуванням обмежень, накладених транспортною системою і на основі суб'єктивних міркувань про якість обслуговування. Розподіл транспортних зв'язків визначає поле розсіювання початкових і кінцевих пунктів переміщень, що в свою чергу, формує територіальну одиницю, яка обслуговується одним маршрутом, або системою маршрутів. Оскільки щільність населення у відношенні поселень неоднакова, то на їх множині виділяються територіальні одиниці, що складають зони обслуговування, та формують пасажиропотоки.

ВИСНОВКИ

Моделювання процесу функціонування транспортної системи пасажирського сполучення дозволяє провести оцінку ефективності на етапах проектування маршрутної мережі й вдосконалення діючої. Модель функціонування транспортної системи пасажирського сполучення умовно складається з моделі транспортної мережі, моделі потреби в переміщеннях, моделі маршрутної мережі й моделі розподілу пасажиропотоків. Визначальним етапом у процесі моделювання транспортної системи пасажирського сполучення є модель маршрутної мережі, що являє собою траси маршрутів та їхніх провізних здатностей. Моделювання функціонування транспортної системи пасажирського сполучення відбувається шляхом зміни трас маршрутів у приміському сполученні й структури транспортних засобів на них. Зміна цих параметрів дозволяє домогтися очікуваних показників ефективності функціонування транспортної системи пасажирського сполучення.

Сумарні характеристики попиту в окремих територіальних границях визначають ємність ринку транспортних послуг, що є базовим показником, який визначає умови виробництва й споживання транспортних послуг. Параметри ємності ринку визначаються умовами формування міжрайонного балансу “відправлення - прибуття” пасажирів по всіх взаємодіючих вузлах зародження і погашення потреб у перевезеннях на розглянутій території. Визначальними факторами у формуванні величини площі транспортного обслуговування маршруту є довжина маршруту сполучення і щільність населення на досліджуваній території.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Ефремов И.С., Кобозев В.М., Юдин В.А. Теория городских пассажирских перевозок. Москва: Высш. школа, 1980. 534 с.
2. Modeling of assessment of reliability transport systems / Yevhen Tkhoruk, Olena Kucher, Mykola Holotiuk, Mykhailo Krystopchuk, Oleg Tson // Proceedings of ICCPT 2019, May 28-29, 2019. — Tern. : TNTU, Scientific Publishing House “SciView”, 2019. P. 204–210.
3. Кристопчук М. Є. Соціально-економічна ефективність пасажирської транспортної системи приміського сполучення : монографія / М. Є. Кристопчук. – Рівне: НУВГП, 2012. 158 с. / [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://ep3.nuwm.edu.ua/id/eprint/1645>.
4. Cordera R, Sañudo R, dell'Olio L, Ibeas Á Trip distribution model for regional railway services considering spatial effects between stations // Transport Policy, vol. 67 (2018) pp. 77-84. doi: 10.1016/j.tranpol.2018.01.016.
5. Abdel-Aal M Calibrating a trip distribution gravity model stratified by the trip purposes for the city of Alexandria // Alexandria Engineering Journal, vol. 53, issue 3 (2014) pp. 677-689. doi: 10.1016/j.aej.2014.04.006
6. Kujala R, Weckström C, Mladenović M, Saramäki J. Travel times and transfers in public transport: Comprehensive accessibility analysis based on Pareto-optimal journeys // Computers, Environment and

Urban Systems, vol. 67 (2018) pp. 41-54. doi: 10.1016/j.compenvurbsys.2017.08.012

7. Вильсон А. Дж. Энтропийные методы моделирования сложных систем. Перев. с англ. Москва: Наука, 1978. 248 с.
8. Михайлов А.С. Управление рынком перемещений городского населения – Алматы: НИЦ ГЫЛЫМ, 2003. 237 с.
9. Логистика: общественный пассажирский транспорт: Учебник для студентов экономических вузов / Под общ. ред. Л.Б. Миротина. Москва: Изд-во «Экзамен», 2003. 244 с.
10. Доля В. К. Дослідження транспортної мережі регіону методом побудови функції щільності населення / В. К. Доля, П. М. Грицюк, М. Є. Кристопчук // Коммунальное хозяйство городов. Научно-технический сборник. Вып. 69. Серия “Технические науки и архитектура”. Київ: “Техніка”, 2006. С. 205-211.
11. Cremer M., Keller H. A New Class of Dynamic Methods for the Identification of Origin-Destination Flows // Transportation Research-B, 1987. Vol. 21(B). N2. P. 117 -132.
12. Peterson B.E. Calculation of capacity, queue length and delay in traffic facilities // Traffic Eng. and Contr., 1977. Vol. 18. – N 6. P. 310–312.

REFERENCES

1. Efremov, Y. S., Kobozev, V.M., & Yudyn, V. A. (1980). Teoriya horodskykh passazhyrskykh perevozok, 534.
2. Tkhoruk Y., Kucher O., Holotiyuk M., Krystopchuk M., & Tson O. (2019). Modeling of assessment of reliability transport systems. Proceedings of ICCPT 2019, 204-210.
3. Krystopchuk, M. Ye. (2012). Sotsialno-ekonomichna efektyvnist pasazhyrskoi transportnoi systemy prymyskoho spoluchennia. Rivne, NUWM Publ, 158 p.. Available at: <http://ep3.nuwm.edu.ua/id/eprint/1645>.
4. Cordera R., Sañudo R., dell'Olio L., & Ibeas Á. (2018). Trip distribution model for regional railway services considering spatial effects between stations. Transport Policy, 67, 77-84. doi: 10.1016/j.tranpol.2018.01.016.
5. Abdel-Aal M. (2014). Calibrating a trip distribution gravity model stratified by the trip purposes for the city of Alexandria. Alexandria Engineering Journal, 53, 677-689. doi: 10.1016/j.aej.2014.04.006
6. Kujala R., Weckström C., Mladenović M., & Saramäki J. (2017). Travel times and transfers in public transport: Comprehensive accessibility analysis based on Pareto-optimal journeys. Computers, Environment and Urban Systems, 67, 41-54. doi: 10.1016/j.compenvurbsys.2017.08.012
7. Vilson, A. Dzh. (1978). Entropiynnye metody modelirovaniya slozhnykh system [per. s angl.], 248.
8. Mikhaylov, A. S. (2003). Upravleniye rynkom peremeshcheniy gorodskogo naseleniya, 237.
9. Mirotin L. B. (2003). Logistika: obshchestvennyy passazhirskiy transport. 244.
10. Dolia, V. K., Hrytsiuk P. M., & Krystopchuk M. Ye. (2006). Doslidzhennia transportnoi merezhi rehionu metodom pobudovy funktsii shchilnosti naselennia. Kommunalnoe khoziaistvo horodov, 69, 205-211.
11. Cremer M., Keller H. A. (1987). New Class of Dynamic Methods for the Identification of Origin-Destination Flows. Transportation Research-B, 21(B), 117-132.
12. Peterson B. E. (1977). Calculation of capacity, queue length and delay in traffic facilities. Traffic Engineering and Control, 18, 310-312.

I. Khitrov, V. Soroka, M. Krystopchuk, S. Pashkevych. Model forming area of transport service routes of passenger traffic.

One of the methods for assessing the efficiency of the passenger transport system of suburban communication during the design stage of the route network and improving its operation is the simulation of its operation. This process can be performed using a mathematical simulation apparatus.

The necessary prerequisites for solving the set tasks in general form are determined by the parameters of their preliminary description, territorial location of nodes, elements of the system in the considered market of transport services, between which links of various kinds are formed, requiring quantitative assessment of implementations in accordance with the put forward needs for transport services. Adequacy conditions establish methods and algorithm for solving problems of determining quantitative characteristics of optimal transport processes and connections. Their characteristics should take into account the standards of reliability, safety, expediency, efficiency, and other specific operating conditions of the systems.

The use of the latter to evaluate the consequences of changes in the route network of passenger traffic is of considerable interest for the following reasons: at present, a sufficiently complete mathematical

apparatus is developed that allows to carry out the necessary modification of existing models, and takes into account the specifics of a specific route network; the use of mathematical models does not require significant resources and makes it easy to put them into practice with the use of computers, which allows for repeated analysis in the process of designing and operating the network; mathematical models, in contrast to full-scale modeling, measurement and statistical analysis of the parameters of a real route network of passenger traffic (if the route network is already designed and is in operation), allow to draw conclusions about the trends of network development, which is important in the study of the transport system passenger service.

The work proposes an improved method of forecasting the potential of transport services, which can be used in modeling the functioning of the passenger transport system.

Key words: passenger transport system, commuter service, transport service area, route network, transport services market.

ХИТРОВ Ігор Олександрович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри транспортних технологій і технічного сервісу, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: i.o.khitrov@nuwm.edu.ua; <https://orcid.org/0000-0003-2310-1472>;

СОРОКА Валерій Степанович, кандидат сільськогосподарських наук, доцент кафедри транспортних технологій і технічного сервісу, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: v.s.soroka@nuwm.edu.ua;

КРИСТОПЧУК Михайло Євгенович, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри транспортних технологій і технічного сервісу, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: m.ie.krystopchuk@nuwm.edu.ua; <https://orcid.org/0000-0002-8701-4469>;

ПАШКЕВИЧ Світлана Михайлівна, старший викладач кафедри транспортних технологій і технічного сервісу, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: s.m.pashkevych@nuwm.edu.ua. <https://orcid.org/0000-0001-7667-8932>.

Ihor KHITROV, PhD, Associate Professor of the Transport Technology and Technical Service Department, National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: i.o.khitrov@nuwm.edu.ua; <https://orcid.org/0000-0003-2310-1472>;

Valerii SOROKA, PhD, Associate Professor of the Transport Technology and Technical Service Department, National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: v.s.soroka@nuwm.edu.ua;

Mykhailo KRYSTOPCHUK, PhD., Associate Professor, Head of the Transport Technology and Technical Service Department, National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: m.ie.krystopchuk@nuwm.edu.ua; <https://orcid.org/0000-0002-8701-4469>;

Svetlana PASHKEVYCH, Senior Lecturer of the Transport Technology and Technical Service Department, National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: s.m.pashkevych@nuwm.edu.ua. <https://orcid.org/0000-0001-7667-8932>.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v2i13.101>

ПЕРЕЛІК РЕЦЕНЗЕТІВ

Бартоломейчик Миколай, доктор інженерії, Політехніка Гданська (Польща).

Грабовець Віталій Валерійович, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ.

Дембіцький Валерій Миколайович, к.т.н., доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ.

Дударєв Ігор Миколайович, д.т.н., професор, професор кафедри технологій і обладнання переробних виробництв Луцького НТУ.

Захарчук Віктор Іванович, д.т.н., професор, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ.

Кравченко Олександр Петрович, доктор технічних наук, професор, Житомирський державний технологічний університет, завідувач кафедрою автомобілів і транспортних технологій

Матейчик Василь Петрович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, декан автомеханічного факультету Національного транспортного університету, Київ, Україна.

Мурований Ігор Сергійович, к.т.н., доцент, завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ.

Налобіна Олена Олександрівна, доктор технічних наук, професор кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських робіт і обладнання, Національний університет водного господарства та природокористування.

Пустюльга Сергій Іванович, д.т.н., професор, професор кафедри інженерної та комп'ютерної графіки Луцького НТУ.

Самостян Віктор Русланович, к.т.н., доцент, доцент кафедри інженерної та комп'ютерної графіки Луцького НТУ.

Самчук Володимир Петрович, к.т.н., доцент, доцент кафедри будівництва та цивільної інженерії Луцького НТУ.

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, Київ, Україна.

Сітовський Олег Пилипович, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ.

Стельмашук Валерій Віталійович, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ

Таран Ігор Олександрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Управління на транспорті», НТУ «Дніпровська політехніка».

Толстушко Микола Миколайович, к.т.н., доцент, доцент кафедри галузевого машинобудування та лісового господарства Луцького НТУ.

LIST REVIEWERS

Nikolai Bartolomeychyk, Doctor of Engineering, Gdansk Polytechnic (Poland).

Vitaliy Grabovets - Ph.D., Associate Professor, Department of Automobiles and Transport Technologies of Lutsk NTU.

Valery Dembitsky, Ph.D., Associate Professor, Department of Automobiles and Transport Technologies of Lutsk NTU.

Igor Dudarev, Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Technology and Equipment for Manufacturing of Lutsk NTU.

Viktor Zakharchuk, Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of Automobile and Transport Technologies Department of Lutsk NTU.

Alexander Kravchenko, Doctor of Science in Engineering, Professor, Zhytomyr State Technological University, Head of Department «Cars and transport technologies»

Vasyl Mateichyk, Doctor of Science (Engineering), professor, National Transport University, Dean of the Automechanical Faculty, Kyiv, Ukraine.

Igor Murovaniy, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor, Head of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University.

Olena Nalobina, Doctor of Science (Engineering), Professor of the Department of Construction, Road, Reclamation, Agricultural Works and Equipment, National University of Water Management and Nature Management.

Sergiy Pustulga, Doctor of Science (Engineering), Professor Department of Engineering and Computer Graphics Lutsk NTU.

Victor Samostyan, Ph.D., Associate Professor of the Engineering and Computer Graphics Department of Lutsk NTU.

Volodymyr Samchuk, Ph.D., Associate Professor, Associate Professor, Department of Civil Engineering and Civil Engineering Lutsk NTU.

Volodymyr Sakhno, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, Kiev, Ukraine.

Oleg Sitovsky, Ph.D., Associate Professor, Associate Professor, Department of Automobiles and Transport Technologies of Lutsk NTU.

Valery Stelmashchuk, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University

Igor Taran, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of the Department "Transport Management", NTU "Dniprovsk Polytechnic".

Mykola Tolstushko, Ph.D., Associate Professor, Associate Professor of the Department of Industry Engineering and Forestry of Lutsk NTU.

Цизь Ігор Євгенович, к.т.н., доцент, декан машинобудівного факультету Луцького НТУ.

Шимчук Сергій Петрович, к.т.н., доцент, проректор з науково-педагогічної роботи Луцького НТУ.

Ярошевич Микола Павлович, д.т.н., професор, професор кафедри галузевого машинобудування та лісового господарства Луцького НТУ.

Igor Tsizh, Ph.D., Associate Professor, Dean of the Engineering Faculty of Lutsk NTU.

Sergiy Shymchuk, Ph.D, Associate Professor, Vice-Rector for Scientific and Pedagogical Work of Lutsk NTU.

Mykola Yaroshevych, Doctor of Science in Engineering, Professor, Department of Sector Engineering and Forestry of Lutsk NTU.

Ціна договірна

Колектив авторів

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТІ
ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING AND TRANSPORT

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

SCIENTIFIC JOURNAL

Випуск 2 (13), 2019

Volume 2 (13), 2019

Видається двічі на рік

Publication Frequency:
2 issues per year

Комп'ютерний набір та верстка: В. Онищук

Матеріали друкуються в авторській редакції. За стилістику і орфографію статей відповідальність несуть автори.

Адреса редакції:
вул. Львівська, 75, ауд. 339, Луцьк,
Волинська обл., Україна, 43018.
тел. (0332) 74-61-31.
e-mail: tehavtomash@gmail.com

Підписано до друку 26.11.2019 р.
Формат 60x84/8. Гарнітура Times. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 20,02. Обл. вид. арк. 19,71. Тираж 100 прим.

Редакційно-видавничий відділ
Луцького національного технічного університету
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75.
Свідоцтво Держкомтелерадіо України ДК № 4123 від 28.07.2011 р.

Друк – Вежа-Друк. Зам. № 132.
(м. Луцьк, вул. Шопена, 12, тел. (0332) 29-90-65).
Свідоцтво Держ. комітету телебачення та радіомовлення України
ДК № 4607 від 30.08.2013 р.