

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИ

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

MINISTRY OF EDUCATION  
AND SCIENCE OF UKRAINE

LUTSK NATIONAL  
TECHNICAL UNIVERSITY

**СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ  
В МАШИНОБУДУВАННІ  
ТА ТРАНСПОРТІ**

**ADVANCES  
IN  
MECHANICAL ENGINEERING  
AND TRANSPORT**

*НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ*

*SCIENTIFIC JOURNAL*

ISSN 2313-5425

**№1 (20)**  

---

**2023**

ЛУЦЬК LUTSK

Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: ЛНТУ, 2023.– №1(20).– 311 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 № 409 від  
17.03.2020 р.**

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

*Головний редактор:* **Пустюльга Сергій Іванович**, д.т.н., професор, Луцький національний технічний університет.

*Заступник головного редактора:* **Дударєв Ігор Миколайович**, д.т.н., професор, Луцький національний технічний університет;

*Видавничий редактор:* **Самостян Віктор Русланович**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет.

*Відповідальний секретар:* **Онищук Василь Петрович**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет.

*Члени редколегії:* **Бартломейчик Миколай**, доктор інженерії, Гданський технологічний університет (Республіка Польща); **Заболотний Олег Васильович**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет; **Захарчук Віктор Іванович**, д.т.н., професор, Луцький національний технічний університет; **Кравченко Олександр Петрович**, д.т.н., професор, Державний університет «Житомирська політехніка»; **Луїс Фролен Рібейро**, професор, Політехнічний Інститут Браганси (Португалія), **Мурований Ігор Сергійович**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет; **Налобіна Олена Олександрівна** д.т.н., професор, Національний університет водного господарства та природокористування, **Поляк Мілош**, PhD, професор, декан факультету управління транспортом та телекомунікацій Жилінського університету, (Словаччина), **Пуць Віталій Степанович**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет; **Сахно Володимир Прохорович**, д.т.н., професор, Національний транспортний університет; **Славінскас Стасіс**, д.т.н., професор, Університет Вітовта Магнуса (Каунас, Литва), **Таран Ігор Олександрович**, д.т.н., професор, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», **Цизь Ігор Євгенович**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет; **Шимчук Сергій Петрович**, к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет.

Друкується за рішенням вченої ради  
Луцького національного технічного університету  
(Протокол № 11 від 23.05.2023р.)

ЗМІСТ		CONTENT	
<b>Ю. Горбiк, С. Кривошапов</b> Визначення витрати палива для легкового автомобiля за потужнiстю i швидкiстю на iмiтацiйному роликiвому стендi.....	<b>6</b>	<b>Gorbik Y.V., Krivoshapov S.I.</b> Determination of the fuel consumption for a passenger car through the power and speed on imitation roller stand.....	<b>6</b>
<b>К. Ragulskis, A. Pauliukas, M. Maiak, P. Paškevičius, R. Maskeliūnas, L. Ragulskis.</b> Investigation of dynamics of a pipe robot with self-stopping mechanism.....	<b>13</b>	<b>K. Ragulskis, A. Pauliukas, M. Maiak, P. Paškevičius, R. Maskeliūnas, L. Ragulskis.</b> Investigation of dynamics of a pipe robot with self-stopping mechanism.....	<b>13</b>
<b>К. Ragulskis, A. Pauliukas, P. Paškevičius, R. Maskeliūnas, L. Ragulskis.</b> Investigation of two-sided soft impacts.....	<b>20</b>	<b>K. Ragulskis, A. Pauliukas, P. Paškevičius, R. Maskeliūnas, L. Ragulskis</b> Investigation of two-sided soft impacts.....	<b>20</b>
<b>Редько Р., Повстяной О., Полiнкевич Р., Четверзжук Т., Залета О.</b> Дослiдження сили рiзання при розточуваннi гвинтових нежорстких деталей машин.....	<b>27</b>	<b>R. Redko, O. Povstyanoy, R. Polinkevich, T. Chetverzhuk, O. Zaleta</b> Investigation of cutting force during boring of screw non-rigid machine parts.....	<b>27</b>
<b>Серета Б.П., Муковська Д.Я., Серета Д.Б.</b> Дослiдження функцiонування транспортно-виробничої системи кар'єру металургiйного пiдприємства.....	<b>34</b>	<b>B. Sereda, D. Mukovska, D. Sereda</b> Investigation of the functioning of the transport and production system of a metallurgical enterprise quarry.....	<b>34</b>
<b>Шевченко О.В. Беляєва А.Ю.</b> Ефективнiсть кiнематичного дроблення стружки на токарному верстатi з ЧПК.....	<b>44</b>	<b>O. Shevchenko, A Belyaeva</b> Efficiency of kinematic chip breaking on a CNC lathe.....	<b>44</b>
<b>Ю.В. Зибцев, П.А. Ворошилов</b> Дiагностика автомобiля на короткiй дорозi.....	<b>51</b>	<b>Zybtsev Y.V., Voroshylov P.A.</b> Diagnosing of car on the short road.....	<b>51</b>
<b>Андрусенко С.І., Будниченко І.В., Дембiцький В.М.</b> Застосовнiсть показникiв оцiнювання енергоефективностi транспортних засобiв.....	<b>60</b>	<b>Andrusenko S.I., Budnychenko I.V. Dembitskyi V.M.</b> Applicability of energy efficiency assessment indicators vehicles.....	<b>60</b>
<b>Бодак В.І.</b> Порiвняння сумарних викидiв вуглекислого газу автомобiлями Renault Kangoo з дизельним та електричним двигунами.....	<b>71</b>	<b>Bodak V.</b> Comparison of total carbon dioxide emissions of renault kangoo cars with diesel and electric engines.....	<b>71</b>
<b>Бугайов І.С., Холодова О.О., Бугайова М.О.</b> Оцiнка ефективностi впровадження засобiв заспокоєння дорожнього руху на перехрестi.....	<b>79</b>	<b>Ig. Bugayov, O. Kholodova, M. Buhaiova.</b> Assessment of the efficiency of implementation of traffic calming means at the intersection.....	<b>79</b>
<b>Волков В. П., Внукова Н. В., Таран І.О., Позднякова О. І., Волкова Т.В., Онищук В.П.</b> Комплексна оцiнка впливу використання сучасних бiодизельних палив на бiосферу.....	<b>87</b>	<b>V. Volkov, N.Vnukova, I.Taran, O.Pozdniakova, T.Volkova, V.Onyshchuk.</b> Comprehensive assessment of the impact of using modern biodiesel fuels on the biosphere.....	<b>87</b>
<b>Воробiйов В.В., Воробiйова Л.Д., Пастушенко Р.М.</b> Зниження витрат вибухових речовин при зварюваннi вибухом.....	<b>96</b>	<b>V.Vorobyov, L.Vorobyova, R. Pastushenko</b> Reduced consumption of explosives during blast welding.....	<b>96</b>
<b>Гандзюк М.О.</b> Детермiновано-стохастична модель неоднорiдного автотранспортного потоку.....	<b>102</b>	<b>M. Handziuk</b> Deterministic-stochastic model of heterogeneous auto transport flow.....	<b>102</b>

<b>Гнип М.М.</b> Дослідження потужнісних та паливно-економічних характеристик дизельних двигунів, які конвертовані на сумішеве газове паливо.....	<b>115</b>	<b>Нгун М.</b> Research of powerful and fuel - economic characteristics of diesel engines converted to alternative mixed gas fuel.....	<b>115</b>
<b>Голенко К.Е. , Войчишин Ю.І., Свідерський В.П., Клишко О.Р.</b> Моделювання поведінки склоочисника під час контакту з криволінійною поверхнею, фактори впливу на безпеку водіння.....	<b>127</b>	<b>К. Holenko, Yu. Voichyshyn, V. Svidersky, O. Klypko.</b> Simulation of wiper behavior during contact with a curved surface, factors affecting driving safety.....	<b>127</b>
<b>Грицук І. В., Волков В. П., Онищук В.П., Український Є.О., Волкова Т.В., Стельмашук В.В.</b> Дослідження паливної економічності вантажних транспортних засобів в умовах експлуатації.....	<b>138</b>	<b>I. Gritsuk, V. Volkov, V. Onyshchuk, E. Ukrainskyi, T. Volkova, V. Stelmashchuk.</b> Research of fuel economy offreight transport vehicles in the conditions of exploitation.....	<b>138</b>
<b>Кишун В. А.</b> Унормування швидкісного режиму на дорогах України.....	<b>146</b>	<b>V. Kyshchun.</b> Normalization of the speed regime on the roads of Ukraine.....	<b>146</b>
<b>Кочина А.А.</b> Визначення закономірностей потоку разових замовлень у міжміському сполучення при управлінні ланцюгами постачань.....	<b>151</b>	<b>A. Kochina.</b> Determination of the regularities of the flow of single orders in the intercity communication in supply chain management.....	<b>151</b>
<b>Куць Н.Г.</b> Місце міжнародних транспортних коридорів у транспортній географії.....	<b>160</b>	<b>Kuts N.G.</b> The place of international transport corridors in transport geography.....	<b>160</b>
<b>Мармут І.А., Зуєв В.О.</b> Експериментальне дослідження моменту інерції двигуна легкового автомобіля на роликівому стенді.....	<b>168</b>	<b>I. Marmut, V. Zuiev.</b> Experimental study of the moment of inertia of a car engine on a roller stand.....	<b>168</b>
<b>Налобіна О.О., Бундза О.З., Голотюк М.В., Шимко А.В.</b> Концептуальна модель оперативного управління транспортною системою в умовах воєнного стану.....	<b>177</b>	<b>O. Nalobina, M. Holotiuk, O. Bundza, A. Shymko.</b> Conceptual model of the operational management of the transportation system under the conditions of the military state. ....	<b>177</b>
<b>Подригало М. А., Шеїн В.С.</b> Масштабне моделювання при проведенні експериментальних досліджень автомобіля.....	<b>187</b>	<b>M. Podryhalo, V. Shein.</b> Large-scale simulation in carrying out experimental investigations of a car.....	<b>187</b>
<b>Птиця Н.В., Мельник О.С., Мельник О.С.</b> Застосування принципів логістичного управління при організації діяльності транспортного підприємства.....	<b>198</b>	<b>Ptytsia N.V., Melnik O.S., Melnik O.S.</b> The application the principles of logistics management in organization activities of a transport enterprise.....	<b>198</b>
<b>Пустюльга С.І., Самчук В.П., Самостян В.Р., Приступа О.В., Рубан-Головчук З.М.</b> Сучасні концептуальні принципи використання геометричних форм в дизайні автомобіля для масового виробництва.....	<b>206</b>	<b>S. Pustiulha, V. Samchuk , V. Samostian , O. Prystupa , Z. Ruban-Holovchuk</b> Modern conceptual principles of using geometric shapes in car design for mass production.....	<b>206</b>
<b>Сафаров Е.Г.</b> Особливості руху провідного колеса.....	<b>220</b>	<b>E.Safarov</b> Features of the drive whell movement.....	<b>220</b>
<b>Сахно В.П., Мурований І.С., Поляков, В.М., Попелиш Д.М.</b> До визначення гальмівних властивостей автопоїзда з		<b>V. Sakhno, I. Murovaniy, V. Poljakov, D.Popelysh.</b> To determine the braking properties of a vehicle with	

частково заповненою цистерною.....	228	a partially full tank.....	228
<b>Свічинський С.В.</b> Огляд можливостей сучасних постачальників транспортно-логістичних послуг в інтегрованих транспортних системах.....	239	<b>S. Svichynskyi.</b> Overview of the capabilities of modern transport and logistics service providers in integrated transport systems.....	239
<b>Солтус А. П., Клімов Е. С., Тарандушка Л. А., Пузир Р. Г.</b> Опір коченню еластичного колеса під час прямолінійного руху по недеформованій поверхні....	248	<b>Soltus A.P., Klimov E.S., Tarandushka L.A., Puzyr R.G.</b> Rolling resistance of an elastic wheel during rectilinear movement on an undeformed surface.....	248
<b>Таран І.О., Литвин В.В., Клименко І.Ю.</b> Оптимізація функціонування складського комплексу з фронтальними стелажми у середовищі ANYLOGIC.....	261	<b>I Taran, V. Litvin, I. Klymenko.</b> Optimization of the functioning of a warehouse complex with front shelves in the anylogic environment.....	261
<b>Холодова О.О., Левченко О.С., Наглик І.С.</b> Дослідження впливу тривалості проміжного такту на безпеку дорожнього руху.....	273	<b>O. Kholodova, O. Levchenko, I. Nahliuk.</b> Study of the influence of the duration of the intermediate cycle on road safety	273
<b>Хітров І.О., Швець М.Д.</b> Роль транспорту у виробничих системах.....	283	<b>I. Khitrov, M. Shvets.</b> The role of transport in production systems.....	283
<b>Цизь І.Є., Голій О.В., Хвесик В.О., Оласюк Я.В., Деміх І.В.</b> Дослідження процесу та знаряддя для глибокого розпушення ґрунту.....	290	<b>I. Tsiz, O. Holii, V. Khvesik, Ya. Olasiuk , I. Demikh.</b> Process and tool study for deep soil dissolution.....	290
<b>Шваб'юк В.І., Захарчук В.І., Ротко С.В., Шваб'юк В.В.</b> Термопружний згин композитних пластин дисків трансмісії автомобіля.....	303	<b>V. Shvabyuk, V. Zakharchuk, S. Rotko, V. Shvabyuk</b> Thermoelastic bending of composite plates-disks of a car transmission.....	303
Перелік рецензетів .....	309	List reviewers .....	309

УДК 629.113.  
UDC 629.113.

Gorbik Y.V., Krivoschapov S.I.  
*Kharkov National Automobile and Road University*

## **DETERMINATION OF THE FUEL CONSUMPTION FOR A PASSENGER CAR THROUGH THE POWER AND SPEED ON IMITATION ROLLER STAND**

Fuel consumption is one of the indicators that characterize the operational properties of road vehicles. In this study, the main factors that affect on fuel consumption of vehicles during its operation were analyzed. Most operating conditions can be repeated on the roller stand.

The main mathematical methods that are used to calculate fuel consumption in road conditions and during bench tests were analyzed. It is indicated that for bench tests for fuel efficiency, it is important to correctly set and control the force on the vehicle wheels.

The paper proposes a mathematical model for determining fuel consumption, which the amount of fuel consumption is calculated through the load power mode and vehicle speed. The calculation method is based on obtaining the efficiency of: indicator, mechanical, transmission and wheels, from which the overall vehicle efficiency was obtained. The table shows the results of calculating fuel consumption, wheel power and overall efficiency, as well as its constituent components. All parameters were defined for variable vehicle speed.

A general algorithm and results of calculating fuel consumption in road conditions and on a roller stand with different power on wheels were given. The results of experimental studies were presented, where the fuel consumption was determined for cars of the VAZ brand. Fuel consumption increases in the range of 6 to 11 l/100 km if the wheel power varies in the range of 7 to 21 kW. This is in good agreement with the data calculated in the same range of parameters. Calculations show an increase in fuel consumption if the power is reduced from 5 kW and below. This can be explained by the fact that in this mode the vehicle moves in low gears of the gearbox. It was not possible to repeat this mode during the experiment.

General conclusions and directions for further research were formulated.

**Key words:** car, fuel consumption, a roller dynamometer, mode of load, mode of speed, efficiency.

### **INTRODUCTION**

In the process of designing and creating a vehicle structure, engineers lay down certain characteristics that will be implemented during its manufacture and manifest themselves during operation. The new machine has both operational and design characteristics. One of the main characteristics of performance characteristics is fuel consumption.

Fuel efficiency depends on several factors, the main of which are: design features and characteristics of the car; operational parameters of the vehicle; technical condition of the vehicle; driving mode and driver class. For new cars, fuel consumption can be reduced by rationally choosing the optimal driving mode. To do this, it is necessary to establish an analytical and experimental relationship between fuel consumption and power-speed mode in the process of vehicle movement.

It is necessary to be able to calculate and provide the necessary test modes (stand speed, stand power, etc.), so that the fuel consumption is identical (on the road and on the stand).

Adequate modeling of road conditions on a roller test bench makes it possible to take into account a variety of design and operational factors that form fuel consumption for a car engine.

### **ANALYSIS OF LITERATURE DATA AND FORMULATION OF THE PROBLEM**

The theoretical foundations of mathematical modeling of the operational properties of a car were laid by researchers in the first half of the last century. At that time, a dependence was proposed for determining road fuel consumption through specific indicator fuel consumption and vehicle power. The principles for evaluating the fuel efficiency of a car in real operating conditions were laid down by prof. Govorushchenko M.Ya. [1]. Further development of the methodology for calculating fuel consumption through various indicators is reflected in the following works: by specific indicators [2], by the efficiency of the vehicle's power units [3], by the uneven movement of the car on the road [4], by the change in the indicator fuel consumption [5]. The papers [5] and [6] present the practical implementation of a new methodology for assessing and automotive diagnostics based on fuel consumption. The papers [6] and [7] give a feature of determining fuel efficiency during bench tests on a roller bench. In works [2-7], fuel consumption was determined from the speed of car on the road or the roller stand. The study of other operational parameters in these works was not considered explicitly.

### **PURPOSE AND OBJECTIVES OF THE STUDY**

The purpose of this work is to obtain a mathematical dependence for definition of fuel consumption through the power on the car wheels. It is necessary to compare the fuel consumption values, which are obtained by mathematical modeling, with the experimental results of the study for bench tests of the car.

**RESEARCH RESULT**

Fuel consumption in l/100 km for road testing is calculated using the following formula

$$Q = \frac{100 \cdot Q_1}{V_a \cdot \rho_t}, \quad (1)$$

where  $Q_1$  – hourly fuel consumption, kg/h.;

$V_a$  – vehicle speed, km/h;

$\rho_t$  – fuel density, kg/l.

Hourly fuel consumption is determined through the indicator or effective engine parameters:

$$Q_1 = g_e \cdot N_e, \quad (2)$$

where  $g_e$  – specific effective fuel consumption, kg/kW;

$N_e$  – engine effective power, kW.

The specific effective fuel consumption in g/kW is related to the effective engine efficiency:

$$g_e = \frac{3600}{H_H \cdot \eta_e}, \quad (3)$$

where  $H_H$  – lower calorific value, kg/kJ;

$\eta_e$  – engine effective efficiency.

The engine effective efficiency is a composite index that takes into account the indicator and mechanical losses in the engine:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (4)$$

where  $\eta_i$  – engine indicator efficiency;

$\eta_m$  – engine mechanical efficiency.

The effective engine power is related to the wheels power for vehicle as:

$$N_e = N_k / \eta_{mp}, \quad (5)$$

where  $N_k$  – power that was brought to the vehicle wheels, kW;

$\eta_{mp}$  – transmission efficiency.

Fuel consumption on the road is determined by the formula, taking into account dependencies (2 - 5):

$$Q = \frac{360 \cdot N_k}{V_a \cdot \rho_t \cdot H_H \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{mp}}. \quad (6)$$

When the car is "moving" on a roller stand, it is convenient to create and measure power not on wheels, but on the stand rollers. Then the formula for determining the fuel consumption of vehicle at the stand, taking into account the loss of energy in the wheels, will be:

$$Q = \frac{360 \cdot N_\sigma}{V_a \cdot \rho_t \cdot H_H \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_k}. \quad (7)$$

where  $\eta_k$  – wheel efficiency,

$N_\sigma$  – power on bench rollers, kW.  $N_\sigma = N_k / \eta_k$

The components of 4 efficiency: for the engine, transmission and wheels, can be expressed in terms of the general vehicle efficiency, i.e.  $\eta_a = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_k$ . Then formula (7) can be written as follows:

$$Q = \frac{360 \cdot N_{\delta}}{V_a \cdot \rho_t \cdot H_n \cdot \eta_a}. \quad (7)$$

In [8], there are calculated dependences for determining the engine indicator efficiency and engine mechanical efficiency and the transmission efficiency and wheels efficiency, as well as the dependence for determining the overall vehicle efficiency.

Table 1 shows the values of the efficiency of the car and its components, which were calculated for the VAZ-2107 when the vehicle is moving on the road.

Table 1 – The results of calculating the fuel consumption for a VAZ-2107 car

$V_a$ , km/h	$\eta_i$	$\eta_m$	$\eta_e$	$\eta_{mp}$	$\eta_k$	$\eta_a$	$P_k$ , N	$N_k$ , kW	$Q$ , l/100 km
<b>25</b>	0,300	0,380	0,114	0,910	0,480	0,050	261,95	1.819	<b>11,24</b>
<b>35</b>	0,304	0,460	0,140	0,870	0,517	0,063	299,30	2.910	<b>9,04</b>
<b>60</b>	0,311	0,569	0,177	0,770	0,660	0,090	372,27	6.211	<b>6,3</b>
<b>90</b>	0,320	0,728	0,233	0,730	0,452	0,077	473,83	11.846	<b>7,38</b>
<b>120</b>	0,330	0,788	0,260	0,737	0,292	0,056	671,24	22.375	<b>10,2</b>
<b>150</b>	0,340	0,783	0,266	0,757	0,228	0,046	836,70	34.862	<b>12,26</b>

The value of the force on the vehicle wheels was calculated by the formula:

$$P_k = G_a \cdot \psi + 0.077 \cdot kF \cdot V_a^2, \quad (8)$$

where  $G_a$  – vehicle weight, N;

$\psi$  – total road resistance coefficient;

$kF$  – streamlining factor,  $N \cdot s^2/m^2$ .

Values  $\psi$  and  $kF$  are recommended to be calculated using the following formulas:

$$\psi = \frac{0.01 \cdot V_{max}}{V_a}; \quad (9)$$

$$kF = k \cdot \alpha_t \cdot B_a \cdot H_a, \quad (10)$$

where  $V_{max}$  – maximum vehicle speed, km/h;

$k$  – air resistance coefficient,  $N \cdot s^2/m^4$ ;

$\alpha_t$  – frontal area fill factor;

$B_a$  – vehicle width, m;

$H_a$  – vehicle height, m.

If you know the power that is supplied to the vehicle wheels, you can calculate the power at the vehicle wheels in watts.:

$$N_k = \frac{P_k \cdot V_a}{3.6}. \quad (11)$$

Finally we get the power that is supplied to the vehicle wheels in kW:

$$N_k = 2.78 \cdot 10^{-4} \cdot (G_a \cdot 0.01 \cdot V_{max} + 0.077 \cdot k \cdot \alpha_t \cdot B_a \cdot H_a \cdot V_a^3). \quad (12)$$



Table 1 summarizes the values of wheel force and wheel power, which were calculated using formulas (8) and (12). The last column of table 1 shows the calculated values of fuel consumption for the VAZ-2107 when the vehicle was moving along the road in running order.

The following initial data were adopted for the VAZ-2107 vehicle in the calculations of fuel consumption, power to the wheels and efficiency of the vehicle:  $G_a=10400$  H;  $V_{max}=160$  km/h;  $\alpha_t=0.9$ ;  $k=0.36$  H·s<sup>2</sup>/m<sup>4</sup>;  $B_a=1.6$  m;  $H_a=1.4$  m;  $\rho_t=0.76$  g/cm<sup>3</sup>;  $H_u=44000$  kJ/kg.

If we substitute the initial data in dependences (6), (8) and (12), then we can obtain simplified formulas in relation to the vehicle VAZ-2107. Then the formulas for calculating the wheel force and wheel power, as well as fuel consumption will take the following form:

– power on vehicle wheels  $P_k$ , N:

$$P_k = \frac{15600}{V_a} + 1.13 \cdot V_a^2; \quad (12)$$

– power, which is connected to vehicle wheels  $N_k$ , kW:

$$N_k = 4.33 + 3.14 \cdot 10^{-4} \cdot V_a^3; \quad (13)$$

– fuel consumption  $Q$ , l/100 km:

$$Q = \frac{0.0108 \cdot N_k}{V_a \cdot \eta_i \cdot \eta_M \cdot \eta_{mp}}. \quad (14)$$

### DISCUSSION OF THE RESEARCH RESULTS

A graphical dependence was built, which shows how fuel consumption changes depending on the power supplied to the car wheels, according to the calculated data. The results of the calculation were shown graphically in Figure 1.

As you can see from the graph, the power at the vehicle wheels has an ambiguous effect on fuel consumption. In the wheel power range from 1 kW to 6 kW, fuel consumption decreases with increasing power at the vehicle wheels. When the power at the wheels increases from 6 kW and above, the fuel consumption increases almost linearly. For the VAZ-2107 vehicle, the value of the minimum fuel consumption corresponds to the wheel power, which is 6 kW.

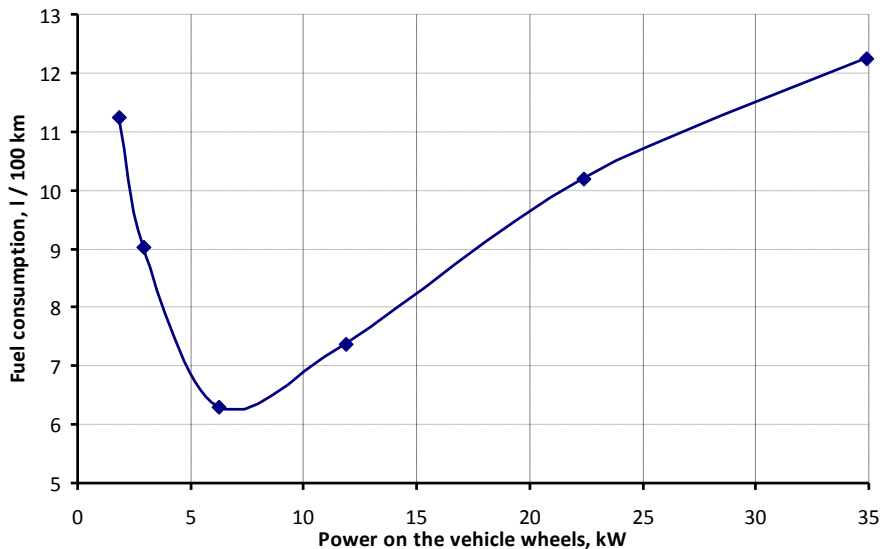


Figure 1 - Theoretical dependence of fuel consumption on wheel power for a VAZ-2107 vehicle

Experimental characteristics were obtained for several vehicles of VAZ models. Figure 2 shows how wheel power affects fuel consumption when cars are driven on a wheel stand. This makes it possible to

compare the results of calculations by the mathematical model with the experimental results. The range of power change from 7 to 20 kW was determined by the technical capabilities of the roller stand. Simulate power less than 7 kW did not allow the design of the stand.

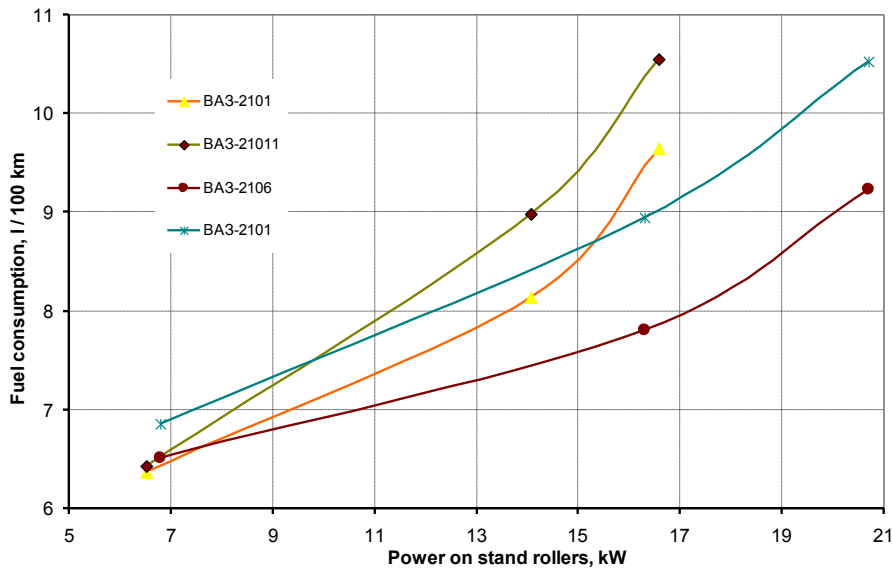


Figure 2 - Graph of fuel consumption in l / 100 km, which varies with the wheel power on the vehicle

From Graph 2 you can see an almost linear fuel consumption versus wheel power curve for a car. The deviation of the theoretical and experimental characteristics of the vehicle VAZ-2107 does not exceed 3 %. The intensity of change in fuel consumption from wheel power varies slightly for different vehicle models.

### CONCLUSIONS

The minimum fuel consumption is for the speed range from 60 to 90 km / h for the VAZ 2107 vehicle. When the VAZ-2107 vehicle is moving on the road, the minimum fuel consumption corresponds to the wheel power when it is 7 kW. Then, at this power, fuel consumption will correspond to 6 l / 100 km. In the load range from 7 to 20 kW, the fuel consumption of vehicles increases almost linearly. The results of these studies can be used to improve the methodology for rationing fuel consumption in transport.

### LIST OF SOURCES LINKS

1. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехника транспорта. Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. 468 с.
2. Говорущенко Н.Я., Кривошапов С.И. Алгоритм оценки топливной экономичности транспортных машин по удельным показателям. *Девета научно-техническа конференция с международно участие "Транспорт, екология – устойчиво развитие" (15-17 май 2003)*. Болгария, Варна: Технически университет, 2003. С. 188-194.
3. Говорущенко Н.Я., Кривошапов С.И. Новая методика нормирования расхода топлива транспортных машин (метод четырех КПД). *Автомобильный транспорт*. Харьков: ХНАДУ, 2004. № 15. С 31-36.
4. Говорущенко Н.Я., Кривошапов С.И. Методика нормирования расхода топлива и выбросов. *Сборник докладов XIV научно-техническа конференция с международно участие "Транспорт, екология – устойчиво развитие"*. Болгария, Варна: Технически университет, 2008.
5. Говорущенко Н.Я., Горбик Ю.В. Методы диагностирования автомобилей по изменению общего и индикаторного расхода топлива и частных КПД в отдельных агрегатах. *XVI научно-техническа конференция с международно участие "Транспорт, екология – устойчиво развитие"*. Болгария, Варна: Технически университет, 2010. С. 442-450.
6. Говорущенко Н.Я., Горбик Ю.В. Методы системного расчетно-аналитического и стендового диагностирования легковых автомобилей. *Автомобильный транспорт*. Харьков: ХНАДУ, 2009. № 25. С. 58-61.

7. Кривошапов, С.И. Определение расхода топлива автомобиля на стенде с беговыми барабанами. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2010. Вип. 33. С. 72-78.

8. Кривошапов С.И. Розробка методики та алгоритму загального діагностування автомобілів за зміною коефіцієнта корисної дії. *Автореф. канд. техн. наук: 05.22.10*. Харків, 1999. 20 с.

#### REFERENCES

1. Govorushchenko N.Ya., Turenko A.N. *Sistemotekhnika transporta: izd.* Har'kov: RIO HGADTU, 1999. 468 s.

2. Govorushchenko N.Ya., Krivoschapov S.I. Algoritm ocenki toplivnoj ekonomichnosti transportnyh mashin po udel'nym pokazatelyam: *Deveta nauchno-tekhnicheska konferenciya s mezhdunarodno uchastie "Transport, ekologiya – ustojchivo razvitie" (15-17 maj 2003)*. Bolgariya, Varna: Tekhnicheski universitet, 2003. S. 188-194.

3. Govorushchenko N.Ya., Krivoschapov S.I. Novaya metodika normirovaniya raskhoda topliva transportnyh mashin (metod chetyrekh KPD). *Avtomobil'nyj transport*. Har'kov: HNADU, 2004. № 15. S. 31-36.

4. Govorushchenko N.Ya., Krivoschapov S.I. Metodika normirovaniya raskhoda topliva i vybrosov. *Sbornik dokladov XIV nauchno-tekhnicheska konferenciya s mezhdunarodno uchastie "Transport, ekologiya – ustojchivo razvitie"*. Bolgariya, Varna: Tekhnicheski universitet, 2008.

5. Govorushchenko N.Ya., Gorbik Yu.V. Metody diagnostirovaniya avtomobilej po izmeneniyu obshchego i indikatornogo raskhoda topliva i chastnyh KPD v otdel'nyh agregatah. *XVI nauchno-tekhnicheska konferenciya s mezhdunarodno uchastie "Transport, ekologiya – ustojchivo razvitie"*. Bolgariya, Varna: Tekhnicheski universitet, 2010. S. 442-450.

6. Govorushchenko N.Ya., Gorbik Yu.V. Metody sistemnogo raschetno-analiticheskogo i stendovogo diagnostirovaniya legkovykh avtomobilej. *Avtomobil'nyj transport*. Har'kov: HNADU, 2009. № 25. S. 58-61.

7. Krivoschapov, S.I. Opredelenie raskhoda topliva avtomobilya na stende s begovymi barabanami. *Vestnik Nacional'nogo tekhnicheskogo universiteta "HPI". Sersy "Avtomobile- i traktorostroeniya"*. Har'kov: NTU «HPI», 2010. Vyp. 33. S. 72-78.

8. Krivoschapov S.I. Rozrobka metodiki ta algoritmu zagal'nogo diagnostuvannya avtomobiliv za zminoyu koeficienta korisnoї diї. *Avtoref. kand. tekhn. nauk: 05.22.10*. Har'kov, 1999. 20 s.

#### **Ю. Горбик, С. Кривошапов. Визначення витрати палива для легкового автомобіля за потужністю і швидкістю на імітаційному роликовому стенді**

Витрата палива - один з показників, що характеризують експлуатаційні властивості дорожньо-транспортних засобів. В роботі були проаналізовані основні фактори, що впливають на витрату палива автомобілів у процесі експлуатації.

Більшість умов експлуатації можуть бути повторені на роликовому стегні з біговими барабанами. Проаналізовано математичні методи розрахунку витрати палива у дорожніх умовах та стендових випробуваннях. Вказується, що для стендових випробувань на паливну економічність важливо правильно встановлювати і контролювати навантаження на колесах автомобіля.

У роботі запропоновано математичну модель визначення витрати палива через режим навантаження та швидкість руху автомобіля. Розрахунковий метод заснований на отриманні ККД: індикаторного, механічного, трансмісії та коліс, з яких було отримано загальний ККД транспортного засобу. У таблиці наведено результати розрахунку витрати палива, колісної потужності та загального ККД, а також його складових елементів. Всі параметри були визначені для різної швидкості автомобіля.

Наведено алгоритм та результати розрахунку витрати палива на дорозі та на стенді з біговими барабанами за різної потужності на колесах автомобіля та роликах стенду. Наведено результати експериментальних досліджень щодо визначення витрати палива для автомобілів ВАЗ. Витрата палива зростає в діапазоні від 6 до 11 л/100 км, якщо потужність на колесах змінюється від 7 до 21 кВт. Це добре узгоджується з розрахунковими даними у тому ж діапазоні зміни параметрів. Розрахунки показують збільшення витрати палива, якщо потужності знижується від 5 кВт та нижче. Це можна пояснити тим, що у цьому режимі транспортний засіб рухається на низьких передачах коробки передач. Повторити цей режим у процесі експерименту було неможливо.

Сформульовано висновки та напрями подальших досліджень.

**Ключові слова:** автомобіль, витрата палива, стенд з біговими барабанами, режим навантаження, швидкісний режим, ККД.

*ГОРБИК Юрій Васильович*, кандидат технічних наук, доцент, Кафедра "Технічної експлуатації та сервісу автомобілів імені проф. Говорущенко Н.Я.", Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [yuragorbik@gmail.com](mailto:yuragorbik@gmail.com), ORCID: 0000-0001-6876-8428.

*КРИВОШАПОВ Сергій Іванович*, кандидат технічних наук, доцент, Кафедра "Технічної експлуатації та сервісу автомобілів імені проф. Говорущенко Н.Я." Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [kaet@khadi.kharkov.ua](mailto:kaet@khadi.kharkov.ua), ORCID: 0000-0003-4605-6790.

*Yurij GORBIK*, PhD, Associate Professor (Assoc. Prof.), Candidate of Science in Engineering (Ph. D. (Eng.)), Department of "Technical operation and service of cars named after prof. Govorushchenko N.Ya.", Kharkov National Automobile and Highway University (KhNAHU), e-mail: [yuragorbik@gmail.com](mailto:yuragorbik@gmail.com), ORCID: 0000-0001-6876-8428.

*Sergy KRIVOSHAPOV*, PhD, Associate Professor (Assoc. Prof.), Candidate of Science in Engineering (Ph. D. (Eng.)), Department of "Technical operation and service of cars named after prof. Govorushchenko N.Ya.", Kharkov National Automobile and Highway University (KhNAHU), e-mail: [kaet@khadi.kharkov.ua](mailto:kaet@khadi.kharkov.ua), ORCID: 0000-0003-4605-6790.

DOI 10.36910/automash.v1i20.1027

УДК 621.317  
UDC 621.317

K. Ragulskis<sup>1</sup>, A. Pauliukas<sup>2</sup>, M. Maiak<sup>3</sup>, P. Paškevičius<sup>4</sup>, R. Maskeliūnas<sup>5</sup>, L. Ragulskis<sup>6</sup>  
<sup>1</sup>*Kaunas University of Technology, K. Donelaičio Str. 73, LT-44249, Kaunas, Lithuania*  
<sup>2</sup>*Vytautas Magnus University, Studentų Str. 11, LT-53361, Akademija, Kaunas District, Lithuania*  
<sup>3</sup>*Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine*  
<sup>4</sup>*Company "Vaivora", Palemono Str. 2a, LT-52191, Kaunas, Lithuania*  
<sup>5</sup>*Vilnius Gediminas Technical University, Saulėtekio Ave. 11, LT-10223, Vilnius, Lithuania*  
<sup>6</sup>*Vytautas Magnus University, Vileikos Str. 8, LT-44404, Kaunas, Lithuania*

## INVESTIGATION OF DYNAMICS OF A PIPE ROBOT WITH SELF-STOPPING MECHANISM

Pipe robots are used in agricultural engineering for transportation of various materials inside the pipe as well as for cleaning of internal surfaces of the pipes.

In this paper a model of a pipe robot with self-stopping mechanism is proposed and described in detail. Numerical investigations are performed, and the obtained results are presented in the form of graphical relationships. Variations of displacements as well as variations of velocities of the exciting mass and of the case of the pipe robot as functions of time are investigated. Results for steady state regime of motion are presented.

Displacement of the first degree of freedom, velocity of the first degree of freedom, displacement of the second degree of freedom, velocity of the second degree of freedom as functions of time in the steady state regime of motion are investigated. Also, difference of displacements as well as difference of velocities as functions of time in the steady state regime of motion are represented.

Results for three typical values of the constant force are described in the paper: first the results when the constant force is assumed equal to zero are presented and then the results for the two typical nonzero values of the constant force are presented. From the obtained graphical representations, the influence of the value of the constant force to the dynamic behavior of the pipe robot can be seen.

The obtained graphical representations enable to understand the behavior of the investigated pipe robot with self-stopping mechanism.

**Keywords:** pipe robot, self-stopping mechanism, harmonic excitation, steady state motions, parameters of the system.

### INTRODUCTION

Pipe robots are used for transportation of various materials inside the pipe as well as for cleaning of the internal surfaces of the pipes.

In this paper a model of a pipe robot with self-stopping mechanism is proposed and described in detail. Numerical investigations are performed, and the obtained results are presented in the form of graphical relationships.

Variations of displacements as well as variations of velocities of the exciting mass and of the case of the pipe robot as functions of time are investigated.

The obtained results are used in the process of design of pipe robots.

Implementation of a pipe robot is presented in [1]. Pipe robot with impact interactions is analyzed in [2]. Pneumatic exciters of vibrations are investigated in [3]. Dynamics of a pipe robot is analyzed in [4]. Vibrations of elements of manipulators and robots are investigated in [5]. Dynamic effects of essentially nonlinear system are analyzed in [6]. Nonlinearity of specific type is described in [7]. Impact motions in elements of manipulators and robots are investigated in [8]. Essentially nonlinear systems are analyzed in [9]. Dynamics of transmissions is investigated in [10]. Synchronization is analyzed in [11]. Robots of high precision are investigated in [12]. Industrial robots are described in [13]. New mechanisms in robotics are described in [14]. Specific nonlinear systems are investigated in [15]. Nonlinear effects of vibrations are analyzed in [16]. Robot of a special type is investigated in [17]. Periodic orbits of nonlinear mechanical systems are analyzed in [18].

First, a model of the investigated pipe robot with self-stopping mechanism is presented. Then results of performed numerical investigations for typical parameters of the system are described. Influence of the constant force on the dynamic behavior of the pipe robot is investigated.

### MODEL OF THE PIPE ROBOT WITH SELF-STOPPING MECHANISM

The exciter of vibrations is located inside the case of a pipe robot, and they are mutually interconnected by a spring and a damper. The case of a pipe robot interacts with the walls of the pipe by a

self-stopping mechanism, which allows the motion of the case of the pipe robot in one direction and does not allow the motion of the pipe robot in the opposite direction.

Dynamics of the pipe robot with self-stopping mechanism takes place according to two regimes of motion: self-stopping mechanism allows the motion of the pipe robot; self-stopping mechanism does not allow the motion of the pipe robot.

### **DYNAMICS OF THE SYSTEM WHEN THE SELF-STOPPING MECHANISM ALLOWS THE MOTION OF THE PIPE ROBOT**

Dynamics of the investigated system is described by the following equations:

$$m_1\ddot{x}_1 + H(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + C(x_1 - x_2) = F_1, \quad (1)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + H(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + C(x_2 - x_1) = F_2, \quad (2)$$

where  $x_1$  is the displacement of the pipe robot,  $x_2$  is the displacement of the exciter of vibrations,  $m_1$  is the mass of the case of the pipe robot,  $H$  is the coefficient of viscous friction between the exciter of vibrations and the case of the pipe robot,  $C$  is the coefficient of stiffness between the exciter of vibrations and the case of the pipe robot,  $F_1$  is the force of resistance to the motion of the pipe robot,  $m_2$  is the mass of the exciter of vibrations,  $F_2$  is the exciting force of the exciter of vibrations and the upper dot denotes differentiation with respect to the time.

It is assumed that the force of resistance to the motion of the pipe robot has the following form:

$$F_1 = A - B\dot{x}_1, \quad (3)$$

where  $A$  and  $B$  are constants.

It is assumed that the exciting force of the exciter of vibrations has the following form:

$$F_2 = f \sin \omega t, \quad (4)$$

where  $f$  is the amplitude of excitation,  $\omega$  is the frequency of excitation and  $t$  is the time variable.

Thus, the equations of motion of the investigated system have the following form:

$$m_1\ddot{x}_1 + B\dot{x}_1 + H(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + C(x_1 - x_2) = A, \quad (5)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + H(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + C(x_2 - x_1) = f \sin \omega t. \quad (6)$$

This regime of motion takes place until the following condition is satisfied:

$$\dot{x}_1 = 0. \quad (7)$$

### **DYNAMICS OF THE SYSTEM WHEN THE SELF-STOPPING MECHANISM DOES NOT ALLOW THE MOTION OF THE PIPE ROBOT**

In this case it is assumed that:

$$\dot{x}_1 = 0. \quad (8)$$

Dynamics of the exciter of vibrations is described by the following equation:

$$m_2\ddot{x}_2 + H\dot{x}_2 + Cx_2 = f \sin \omega t + Cx_1. \quad (9)$$

Also, the following force is calculated:

$$P = A + H\dot{x}_2 - C(x_1 - x_2). \quad (10)$$

This regime of motion takes place until the following condition is satisfied:

$$P = 0. \quad (11)$$

**INVESTIGATION OF DYNAMICS OF THE PIPE ROBOT WITH SELF-STOPPING MECHANISM**

The following parameters of the investigated pipe robot with self-stopping mechanism were assumed:

$$\omega = 1, m_1 = 1, B = 0.1, H = 0.1, C = 1, m_2 = 1, f = 1. \tag{12}$$

Investigations for the three values of the constant force of resistance to the motion of the pipe robot were performed:

$$A = 0, \tag{13}$$

$$A = -0.2, \tag{14}$$

$$A = -0.4. \tag{15}$$

**INVESTIGATIONS FOR THE VALUE OF  $A = 0$**

Variations of displacements as functions of time and of velocities as functions of time are presented in Fig. 1.

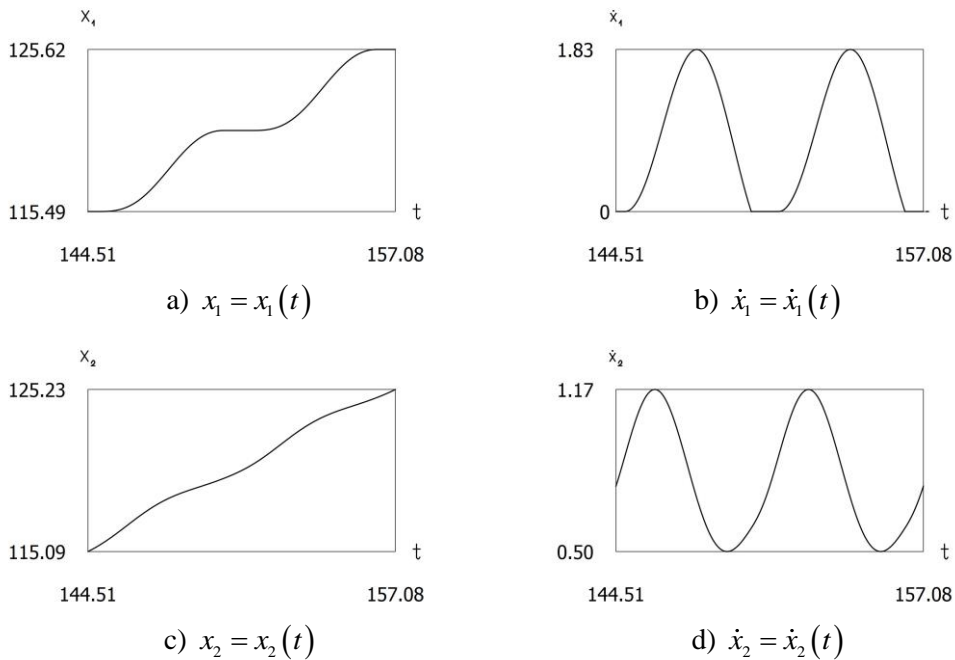


Figure 1. Results of investigation of dynamics for  $\omega = 1, m_1 = 1, B = 0.1, H = 0.1, C = 1, m_2 = 1, f = 1, A = 0$

Variations of difference of displacements as functions of time and of difference of velocities as functions of time are presented in Fig. 2.

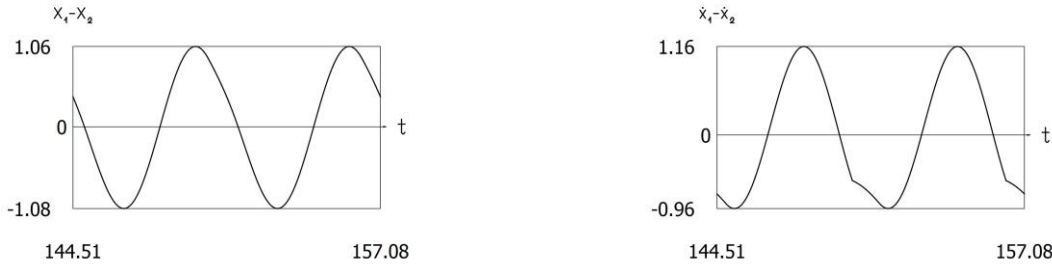
**INVESTIGATIONS FOR THE VALUE OF  $A = -0.2$**

Variations of displacements as functions of time and of velocities as functions of time are presented in Fig. 3.

Variations of difference of displacements as functions of time and of difference of velocities as functions of time are presented in Fig. 4.

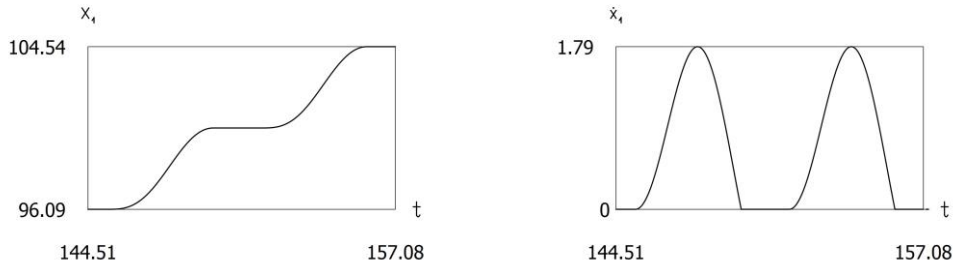
**INVESTIGATIONS FOR THE VALUE OF  $A = -0.4$**

Variations of displacements as functions of time and of velocities as functions of time are presented in Fig. 5.



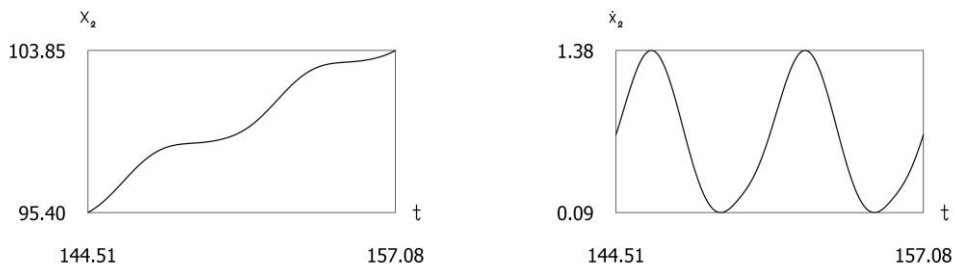
a) Difference of displacements as function of time      b) Difference of velocities as function of time

Figure 2. Relative motions for  $\omega=1, m_1=1, B=0.1, H=0.1, C=1, m_2=1, f=1, A=0$



a)  $x_1 = x_1(t)$

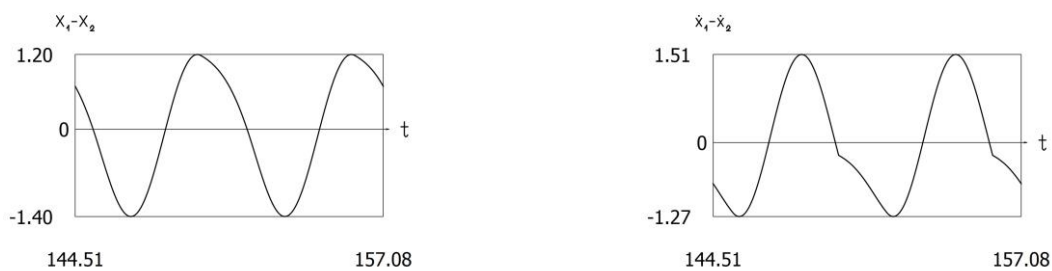
b)  $\dot{x}_1 = \dot{x}_1(t)$



c)  $x_2 = x_2(t)$

d)  $\dot{x}_2 = \dot{x}_2(t)$

Figure 3. Results of investigation of dynamics for  $\omega=1, m_1=1, B=0.1, H=0.1, C=1, m_2=1, f=1, A=-0.2$



a) Difference of displacements as function of time      b) Difference of velocities as function of time

Figure 4. Relative motions for  $\omega=1, m_1=1, B=0.1, H=0.1, C=1, m_2=1, f=1, A=-0.2$

Variations of difference of displacements as functions of time and of difference of velocities as functions of time are presented in Fig. 6.

The obtained graphical representations enable to understand the behavior of the investigated pipe robot with self-stopping mechanism.



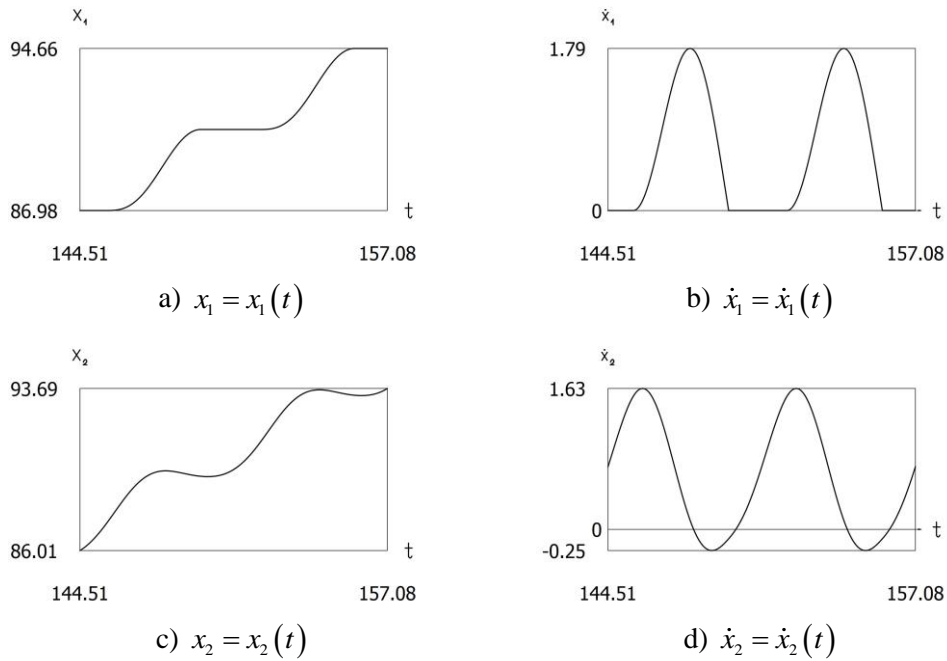


Figure 5. Results of investigation of dynamics for  $\omega = 1, m_1 = 1, B = 0.1, H = 0.1, C = 1, m_2 = 1, f = 1, A = -0.4$

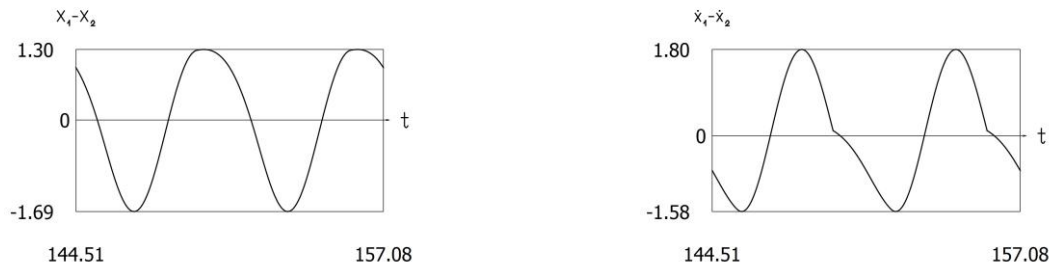


Figure 6. Relative motions for  $\omega = 1, m_1 = 1, B = 0.1, H = 0.1, C = 1, m_2 = 1, f = 1, A = -0.4$

**CONCLUSIONS**

Pipe robots are used in agricultural engineering for transportation of various materials inside the pipe as well as for cleaning of internal surfaces of the pipes. In this paper a model of a pipe robot with self-stopping mechanism is proposed and described in detail. Numerical investigations are performed, and the obtained results are presented in the form of graphical relationships. Variations of displacements as well as variations of velocities of the exciting mass and of the case of the pipe robot as functions of time are investigated. Results for steady state regime of motion are presented.

Displacement of the first degree of freedom, velocity of the first degree of freedom, displacement of the second degree of freedom, velocity of the second degree of freedom as functions of time in the steady state regime of motion are investigated. Also, difference of displacements as well as difference of velocities as functions of time in the steady state regime of motion are represented.

Results for three typical values of the constant force are described in the paper: first the results when the constant force is assumed equal to zero are presented and then the results for the two typical nonzero values of the constant force are presented. From the obtained graphical representations, the influence of the value of the constant force to the dynamic behavior of the pipe robot can be seen.

The obtained graphical representations enable to understand the behavior of the investigated pipe robot with self-stopping mechanism.

**LIST OF REFERENCES**

1.Spruogis B., Ragulskis K., Bogdevičius M., Ragulskis M., Matuliauskas A., & Mištinas V. (2002). Robot Performing Stepping Motion inside the Pipe. Patent LT 4968 B.

2. Ragulskis K., Spruogis B., Paškevičius P., Matuliauskas A., Mištinas V., Pauliukas A., & Ragulskis L. (2021). Investigation of dynamics of a pipe robot experiencing impact interactions. *Advances in Robotics & Automation Technology*, 1(2), 1-8, DOI: 10.39127/2021/ARAT:1000103.
3. Kibirkštis E., Pauliukaitis D., Miliūnas V., & Ragulskis K. (2018). Synchronization of pneumatic vibroexciters operating on air cushion with feeding pulsatile pressure under autovibration regime. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 32(1), 81-89, DOI: <https://doi.org/10.1007/s12206-017-1209-7>.
4. Ragulskis K., Spruogis B., Bogdevičius M., Pauliukas A., Matuliauskas A., Mištinas V., & Ragulskis L. (2020). Investigation of dynamics of a pipe robot with vibrational drive and unsymmetric with respect to the direction of velocity of motion dissipative forces. *Agricultural Engineering*, 52, 1-6, DOI: <https://doi.org/10.15544/ageng.2020.52.1>.
5. Ragulskis K., Spruogis B., Pauliukas A., Paškevičius P., Matuliauskas A., Mištinas V., Murovanyi I., & Ragulskis L. (2021). Investigation of dynamics of manipulators and robots, the motion of which is excited by an external variable force through mutual impacts of their separate elements. *Agricultural Engineering*, 53, 55-62, DOI: <https://doi.org/10.15544/ageng.2021.53.10>.
6. Ragulskis K., Pauliukas A., Bubulis A., Paškevičius P., Maskeliūnas R., & Ragulskis L. (2022). Investigation of dynamics of a system with two sided impacts. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, 1(18), 24-30, DOI: 10.36910/automash.v1i18.757.
7. Ragulskis K., Bubulis A., Pauliukas A., Paškevičius P., Maskeliūnas R., & Ragulskis L. (2020). Unsymmetric dry friction for models of surface cleaning. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, 1(14), 26-34, DOI: 10.36910/automash.v1i14.343.
8. Ragulskis K., Spruogis B., Matuliauskas A., Mištinas V., & Ragulskis L. (2021). Investigation of impact motions in elements of manipulators and robots. *Mathematical Models in Engineering*, 7(3), 54-62, DOI: <https://doi.org/10.21595/mme.2021.22240>.
9. Ragulskienė V. (1974). *Виброударные системы (Теория и применение)*. 320, – Vilnius: Mintis.
10. Kurila R., & Ragulskienė V. (1986). *Двумерные вибрационные приводы*. 137, – Vilnius: Mokslas.
11. Ragulskis K., Vitkus J., & Ragulskienė V. (1965). *Самосинхронизация механических систем (1. Самосинхронные и виброударные системы)*. 186, – Vilnius: Mintis.
12. Ragulskis K., Bansevicius R., Barauskas R., & Kulvietis G. (1987). *Vibromotors for Precision Microrobots*. 326, – New York: Hemisphere.
13. Bansevicius R., Ivanov A., Kamyshnyj N., Kostin A., Lobikov L., Michieiev V., Nikolskaja T., Ragulskis K., & Shangin V. (1985). *Промышленные роботы для миниатюрных изделий*. 264, – Moscow: Mashinostroyenye.
14. Glazunov V. (2018). *Новые механизмы в современной робототехнике*. 316, – Moscow: Tehnosphere.
15. Sumbatov A. S., & Yunin Ye. K. (2013). *Избранные задачи механики систем с сухим трением*. 200, – Moscow: Physmathlit.
16. Blekhman I. I. (2018). *Вибрационная механика и вибрационная реология (теория и приложения)*. 752, – Moscow: Physmathlit.
17. Bolotnik N. N., Nunuparov A. M., & Chashchukhin V. G. (2016). Capsule-type vibration-driven robot with an electromagnetic actuator and an opposing spring: dynamics and control of motion. *Journal of Computer and Systems Sciences International*, 55(6), 986-1000, DOI: <https://doi.org/10.1134/S106423071605004X>.
18. Spedicato S., & Notarstefano G. (2017). An optimal control approach to the design of periodic orbits for mechanical systems with impacts. *Nonlinear Analysis: Hybrid Systems*, 23, 111-121, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.nahs.2016.08.009>.

***K. Ragulskis, A. Pauliukas, M. Maiak, P. Paškevičius, R. Maskeliūnas, L. Ragulskis. Investigation of dynamics of a pipe robot with self-stopping mechanism.***

Трубні роботи використовуються у сільськогосподарському машинобудуванні для транспортування різних матеріалів усередині труби, а також для очищення внутрішніх поверхонь труб.

У цій статті запропоновано і докладно описано модель трубного робота з механізмом, що самозупиняється. Проведено чисельні дослідження, а отримані результати подано у вигляді графічних залежностей. Досліджуються зміни переміщень, а також зміни швидкостей збудливої маси та корпусу трубопровідного робота як функції часу. Представлені результати для режиму руху, що

встановився.

Досліджуються переміщення першого ступеня свободи, швидкість першого ступеня свободи, переміщення другого ступеня свободи, швидкість другого ступеня свободи як функції часу у стаціонарному режимі руху. Також представлено різницю переміщень, а також різницю швидкостей як функції часу в стаціонарному режимі руху.

У статті описані результати трьох типових значень постійної сили: спочатку представлені результати, коли постійна сила прийнята рівної нулю, а потім представлені результати для двох типових ненульових значень постійної сили. З отриманих графічних уявлень видно вплив величини постійної сили динамічне поведінка робота.

Отримані графічні зображення дозволяють зрозуміти поведінку досліджуваного трубопровідного робота з механізмом самозупинення.

**Ключові слова:** трубопровідний робот, самотормозний механізм, гармонічне порушення, встановлені руху, параметри системи.

*Казім'єрас РАГУЛЬСКІС*, член академій наук Литви, професор, габілітований доктор, Каунаський технологічний університет, Каунас, Литва, e-mail: kazimieras3@hotmail.com.

*Арвідас ПАУЛЮКАС*, доктор, Університет Вітовта Магнуса, Академія, Каунаський район, Литва, e-mail: [arvydas.pauliukas@vdu.lt](mailto:arvydas.pauliukas@vdu.lt).

*Микола МАЯК*, доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна, [mayak@lutsk-ntu.com.ua](mailto:mayak@lutsk-ntu.com.ua).

*Петрас ПАШКЕВІЧУС*, доктор, компанія «Вайвора», Каунас, Литва, e-mail: [info@vaivorairko.lt](mailto:info@vaivorairko.lt).

*Римас МАСКЕЛЮНАС*, професор, габілітований доктор, Вільнюський технічний університет імені Гедімінаса, Вільнюс, Литва, e-mail: [rimas.maskeliunas@vgtu.lt](mailto:rimas.maskeliunas@vgtu.lt).

*Лютаурас РАГУЛЬСКІС*, доктор, Університет Вітовта Магнуса, Каунас, Литва, e-mail: [l.ragulskis@if.vdu.lt](mailto:l.ragulskis@if.vdu.lt).

*Kazimieras RAGULSKIS*, Member of Academies of Sciences Lithuania, Professor, Habilitated Doctor, Kaunas University of Technology, Kaunas, Lithuania, e-mail: kazimieras3@hotmail.com.

*Arvydas PAULIUKAS*, Doctor, Vytautas Magnus University, Akademija, Kaunas District, Lithuania, e-mail: [arvydas.pauliukas@vdu.lt](mailto:arvydas.pauliukas@vdu.lt).

*Mykola MAIAK*, Doctor of Sciences, Professor, Professor of the Department of Automobiles and Transport Technologies, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine, [mayak@lutsk-ntu.com.ua](mailto:mayak@lutsk-ntu.com.ua).

*Petras PAŠKEVIČIUS*, Doctor, Company “Vaivora”, Kaunas, Lithuania, e-mail: [info@vaivorairko.lt](mailto:info@vaivorairko.lt).

*Rimas MASKELIŪNAS*, Professor, Habilitated Doctor, Vilnius Gediminas Technical University, Vilnius, Lithuania, e-mail: [rimas.maskeliunas@vgtu.lt](mailto:rimas.maskeliunas@vgtu.lt).

*Liutauras RAGULSKIS*, Doctor, Vytautas Magnus University, Kaunas, Lithuania, e-mail: [l.ragulskis@if.vdu.lt](mailto:l.ragulskis@if.vdu.lt).

DOI 10.36910/automash.v1i20.1028

K. Ragulskis<sup>1</sup>, A. Pauliukas<sup>2</sup>, P. Paškevičius<sup>3</sup>, R. Maskeliūnas<sup>4</sup>, L. Ragulskis<sup>5</sup>  
<sup>1</sup>*Kaunas University of Technology, K. Donelaičio Str. 73, LT-44249, Kaunas, Lithuania*  
<sup>2</sup>*Vytautas Magnus University, Studentų Str. 11, LT-53361, Akademija, Kaunas District, Lithuania*  
<sup>3</sup>*Company "Vaivora", Palemono Str. 2a, LT-52191, Kaunas, Lithuania*  
<sup>4</sup>*Vilnius Gediminas Technical University, Saulėtekio Ave. 11, LT-10223, Vilnius, Lithuania*  
<sup>5</sup>*Vytautas Magnus University, Vileikos Str. 8, LT-44404, Kaunas, Lithuania*

## INVESTIGATION OF TWO-SIDED SOFT IMPACTS

In various engineering devices used in robotics, transport and agricultural engineering two-sided impacts take place. In this paper two-sided soft impacts are investigated.

Model of the investigated vibrating system with two-sided soft impacts is described in detail. Dynamics of the investigated system with two-sided soft impacts takes place according to the three typical regimes of motion: vibrating system is not connected with the supports, vibrating system is connected with the first support, vibrating system is connected with the second support.

Results of numerical investigations are presented in the form of graphical relationships.

Variation of displacement of the vibrating system, variation of velocity of the vibrating system, variation of displacement of the left support, variation of displacement of the right support, variation of the value of the force and variation of the quantity characterizing the regime of motion of the vibrating system as functions of time are investigated.

Investigation of steady state regimes of motion for various stiffnesses of the supports is performed. Results for several typical values of stiffnesses of the supports are presented in the paper. The obtained graphical representations enable to understand the behavior of the investigated vibrating system with two-sided soft impacts in steady state regimes of motion for various stiffnesses of the supports.

The obtained results of the performed investigation are applied in the process of design of pipe robots and other engineering devices.

**Keywords:** two-sided impacts, soft impacts, harmonic excitation, nonlinear dynamics, left support, right support.

## INTRODUCTION

In various engineering devices two-sided impacts take place.

In this paper two-sided soft impacts are investigated. Model of the system is described in detail. Results of numerical investigations are presented in the form of graphical relationships.

Variation of displacement of the vibrating system, variation of velocity of the vibrating system, variation of displacement of the left support, variation of displacement of the right support, variation of the value of the force and variation of the quantity characterizing the regime of motion of the vibrating system as functions of time are investigated.

The obtained results of the performed investigation are applied in the process of design of pipe robots and other engineering devices.

Ideal impacts are investigated in [1]. Special type of nonlinearity is analyzed in [2]. Impact dynamics is investigated in [3]. Theory of systems with impacts is presented in [4]. Impacts in transmissions are investigated in [5]. Vibrations with impacts are analyzed in [6]. Manipulators and robots are investigated in [7]. Dynamics of robots is analyzed in [8]. Dynamics of mechanisms is investigated in [9]. Nonlinear dynamics is presented in [10]. Impact interactions are investigated in [11].

First model of the system with two-sided soft impacts is presented. Then results of numerical investigations are presented in the form of graphical relationships.

## MODEL OF THE SYSTEM WITH TWO-SIDED SOFT IMPACTS

Schematic representation of the investigated system with two-sided soft impacts is presented in Fig. 1.

Dynamics of the investigated system with two-sided soft impacts takes place according to the three typical regimes of motion: vibrating system is not connected with the supports, vibrating system is connected with the first support, vibrating system is connected with the second support.

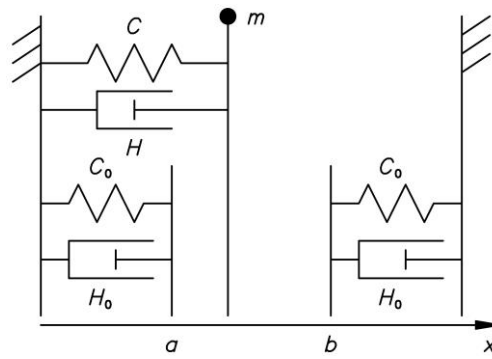


Figure 1. Vibrating system with two-sided soft impacts: the vibrating mass  $m$  is attached to the immovable support by the spring with the coefficient of stiffness  $C$  and the damper with the coefficient of viscous damping  $H$ , the impacting surfaces are attached to the immovable supports by the springs with the coefficients of stiffness  $C_0$  and the dampers with the coefficients of viscous damping  $H_0$

### DYNAMICS OF THE SYSTEM WITH TWO-SIDED SOFT IMPACTS WHEN VIBRATING SYSTEM IS NOT CONNECTED WITH THE SUPPORTS

Dynamics of the vibrating system is described by the equation:

$$\ddot{x} + h\dot{x} + cx = f \sin \omega t, \quad (1)$$

where  $x$  is the displacement,  $h$  is the coefficient of viscous damping,  $c$  is the coefficient of stiffness,  $f$  is the amplitude of excitation,  $\omega$  is the frequency of excitation,  $t$  is the time variable, and the upper dot denotes differentiation with respect to it.

Dynamics of the left support is described by the equation:

$$h_0\dot{x}_1 + c_0x_1 = c_0a, \quad (2)$$

where  $x_1$  is the displacement of the left support,  $h_0$  is the coefficient of viscous damping of the supports,  $c_0$  is the coefficient of stiffness of the supports,  $a$  is the position of the left support in the status of equilibrium.

Dynamics of the right support is described by the equation:

$$h_0\dot{x}_2 + c_0x_2 = c_0b, \quad (3)$$

where  $x_2$  is the displacement of the right support,  $b$  is the position of the right support in the status of equilibrium.

This regime of motion takes place until the following condition is satisfied:

$$x = x_1, \quad (4)$$

or until the following condition is satisfied:

$$x = x_2. \quad (5)$$

### DYNAMICS OF THE SYSTEM WITH TWO-SIDED SOFT IMPACTS WHEN VIBRATING SYSTEM IS CONNECTED WITH THE LEFT SUPPORT

Dynamics of the vibrating system is described by the equation:

$$\ddot{x} + (h + h_0)\dot{x} + (c + c_0)x = f \sin \omega t + c_0a. \quad (6)$$

Dynamics of the right support is described by the equation:

$$h_0\dot{x}_2 + c_0x_2 = c_0b. \quad (7)$$

Also, the following force is calculated:

$$P = h_0 \dot{x}_1 + c_0 x_1 - c_0 a. \quad (8)$$

This regime of motion takes place until the following condition is satisfied:

$$P = 0. \quad (9)$$

### **DYNAMICS OF THE SYSTEM WITH TWO-SIDED SOFT IMPACTS WHEN VIBRATING SYSTEM IS CONNECTED WITH THE RIGHT SUPPORT**

Dynamics of the vibrating system is described by the equation:

$$\ddot{x} + (h + h_0) \dot{x} + (c + c_0) x = f \sin \omega t + c_0 b. \quad (10)$$

Dynamics of the left support is described by the equation:

$$h_0 \dot{x}_1 + c_0 x_1 = c_0 a. \quad (11)$$

Also, the following force is calculated:

$$P = h_0 \dot{x}_2 + c_0 x_2 - c_0 b. \quad (12)$$

This regime of motion takes place until the following condition is satisfied:

$$P = 0. \quad (13)$$

### **INVESTIGATION OF DYNAMICS OF THE SYSTEM WITH TWO-SIDED SOFT IMPACTS**

The following initial conditions are assumed in the performed investigation:

$$x(0) = 0, \dot{x}(0) = 0, x_1(0) = a, x_2(0) = b. \quad (14)$$

The following parameters of the investigated system were assumed:

$$\omega = 0.2, f = 1, h = 0.1, c = 1, h_0 = 0.4, c_0 = 16, a = -0.4, b = 0.4. \quad (15)$$

Variation of displacement of the vibrating system is presented in Fig. 2. Variation of velocity of the vibrating system is presented in Fig. 3. Variation of displacement of the left support is presented in Fig. 4. Variation of displacement of the right support is presented in Fig. 5. Variation of the value of the force is presented in Fig. 6. Also, the following quantity characterizing the regime of motion of the vibrating system is introduced:

$$I = \begin{cases} 1, & \text{when the mass is not connected with the supports,} \\ 2, & \text{when the mass is connected with the left support,} \\ 3, & \text{when the mass is connected with the right support.} \end{cases} \quad (16)$$

Variation of this quantity is presented in Fig. 7.

The obtained graphical representations enable to understand the behavior of the investigated vibrating system with two-sided soft impacts.

### **INVESTIGATION OF STEADY STATE REGIMES OF MOTION FOR VARIOUS STIFFNESSES OF THE SUPPORTS**

The following parameters of the investigated system were assumed:

$$\omega = 0.2, f = 1, h = 0.1, c = 1, h_0 = 0.4, a = -0.4, b = 0.4. \quad (17)$$

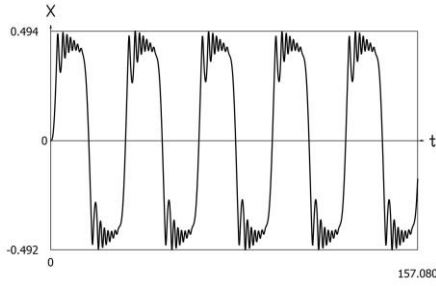


Figure 2. Displacement of the vibrating system as function of time

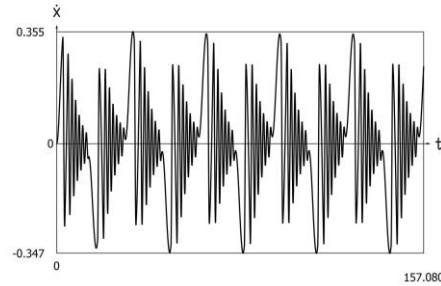


Figure 3. Velocity of the vibrating system as function of time

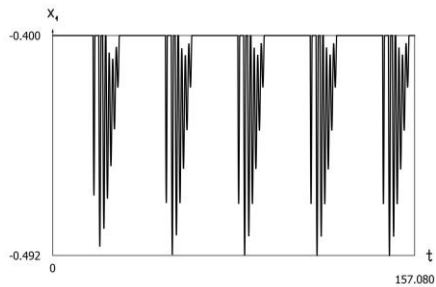


Figure 4. Displacement of the left support as function of time

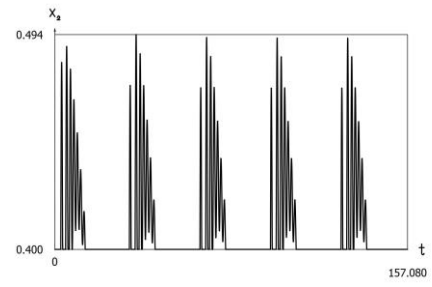


Figure 5. Displacement of the right support as function of time

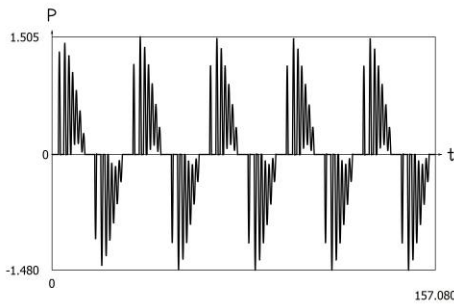


Figure 6. Force as function of time

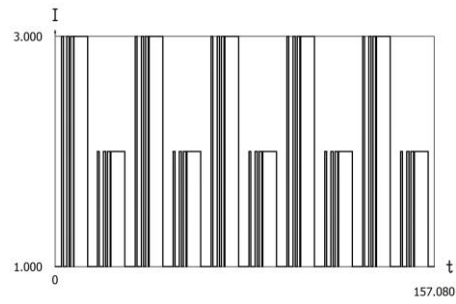


Figure 7. Regime of motion of the vibrating system as function of time

For the following values of the stiffness of the supports:

$$c_0 = 16, \tag{18}$$

$$c_0 = 8, \tag{19}$$

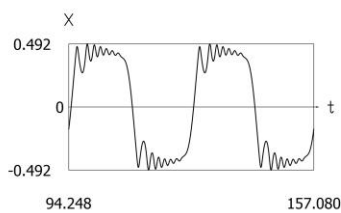
$$c_0 = 4, \tag{20}$$

$$c_0 = 2, \tag{21}$$

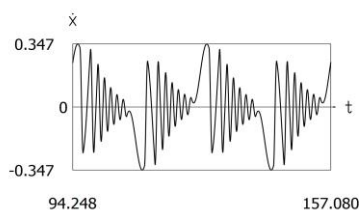
$$c_0 = 1, \tag{22}$$

results of investigation of steady state regime of motion are presented in Fig. 8, Fig. 9, Fig. 10, Fig. 11, Fig. 12.

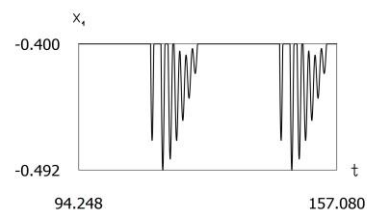
The obtained graphical representations enable to understand the behavior of the investigated vibrating system with two-sided soft impacts in steady state regimes of motion for various stiffnesses of the supports.



a)  $x(t)$



b)  $\dot{x}(t)$



c)  $x_1(t)$

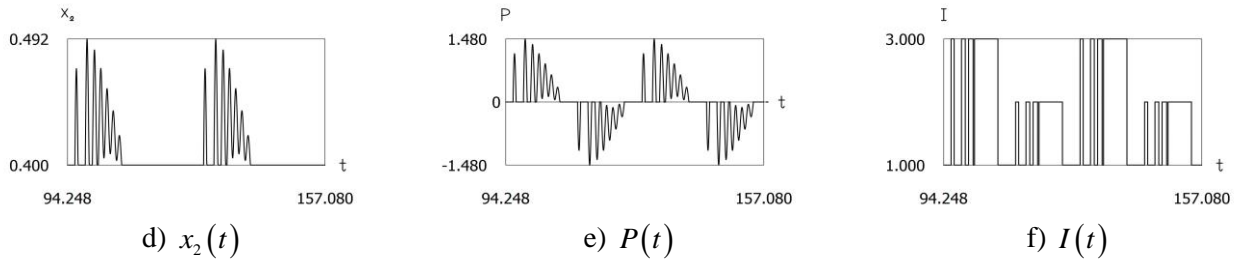


Figure 8. Steady state regime of motion for  $c_0 = 16$

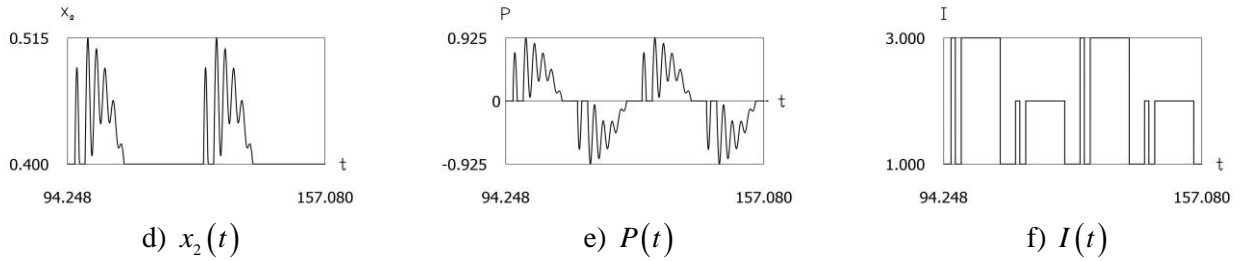
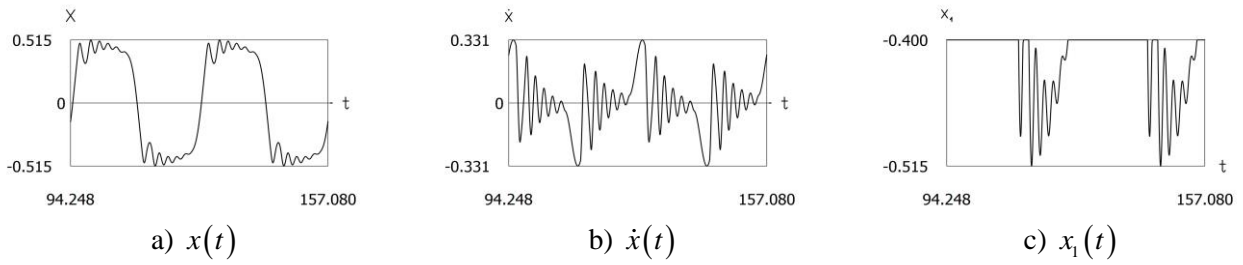


Figure 9. Steady state regime of motion for  $c_0 = 8$

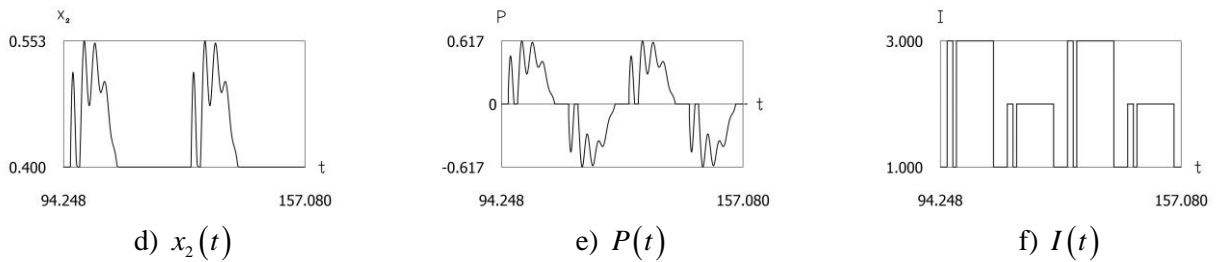
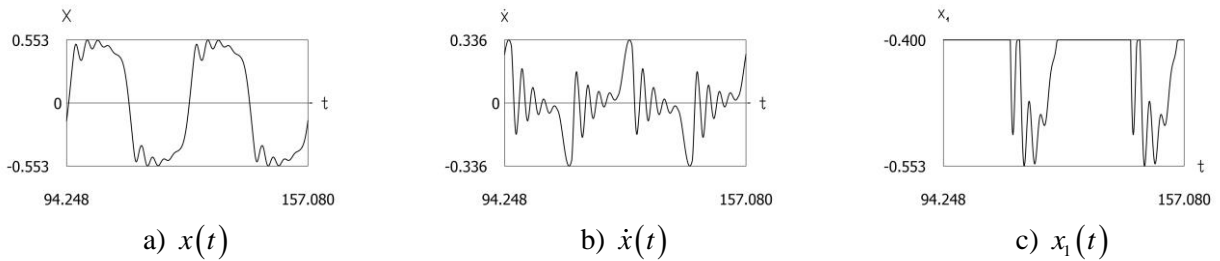
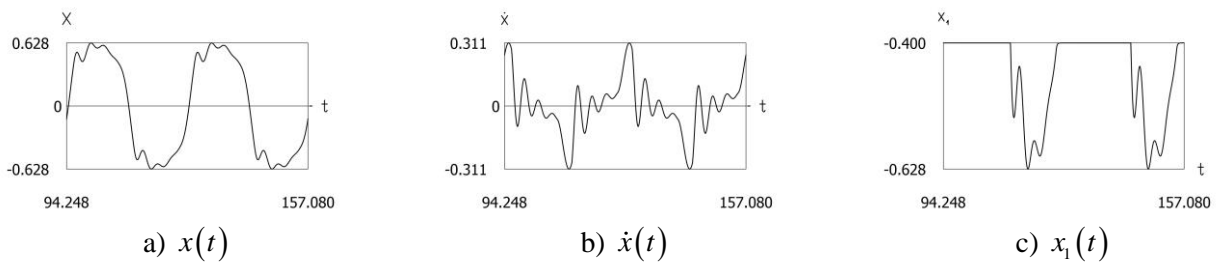
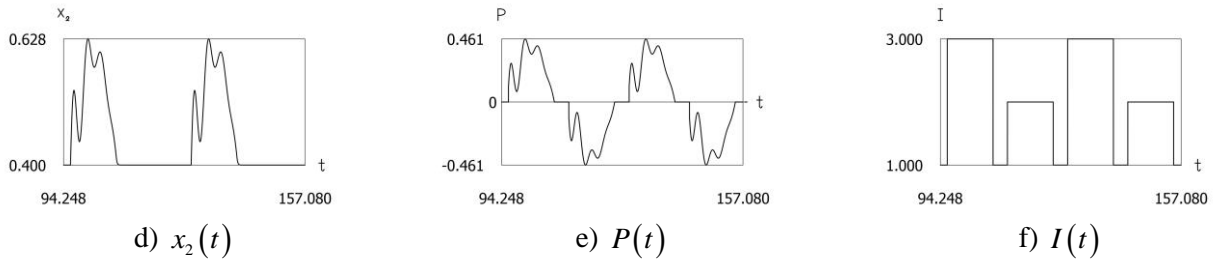
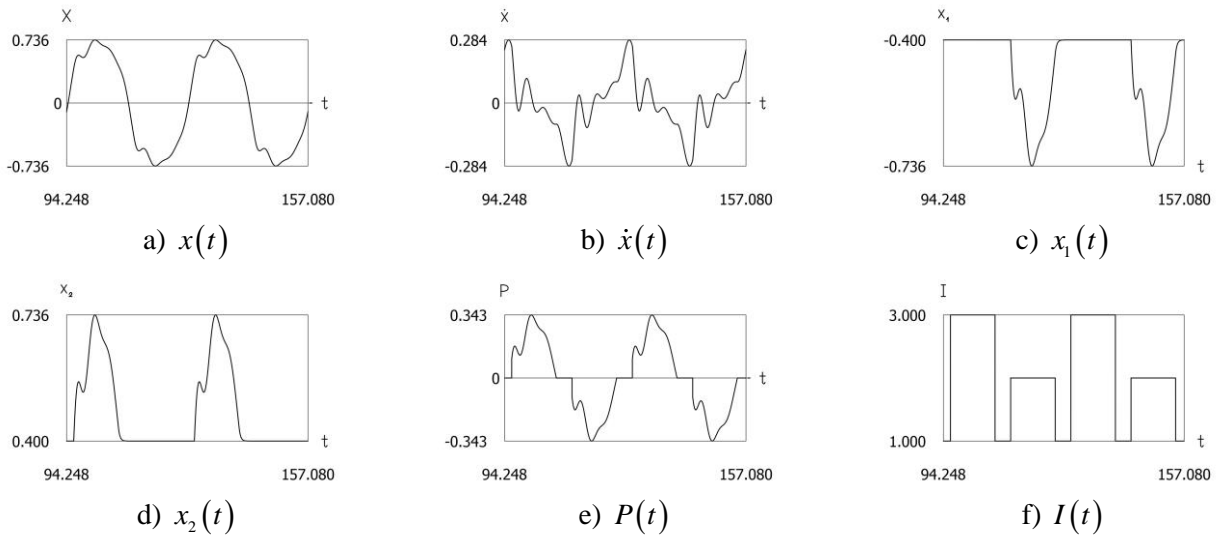


Figure 10. Steady state regime of motion for  $c_0 = 4$





Figure 11. Steady state regime of motion for  $c_0 = 2$ Figure 12. Steady state regime of motion for  $c_0 = 1$ 

## CONCLUSIONS

In a number of engineering devices two-sided impacts take place. Investigation of two-sided soft impacts is performed in this paper. Model of the investigated vibrating system with two-sided soft impacts is described in detail. Results of numerical investigations are presented in the form of graphical relationships.

Variation of displacement of the vibrating system, variation of velocity of the vibrating system, variation of displacement of the left support, variation of displacement of the right support, variation of the value of the force and variation of the quantity characterizing the regime of motion of the vibrating system as functions of time are investigated.

The obtained graphical representations for various stiffnesses of the supports show the behavior of the investigated vibrating system with two-sided soft impacts in steady state regimes of motion.

The presented graphical representations enable to understand the behavior of the investigated vibrating system with two-sided soft impacts.

The obtained results are applied in the process of design of pipe robots and other engineering devices.

## LIST OF REFERENCES

1. Ragulskis K., Pauliukas A., Bubulis A., Paškevičius P., Maskeliūnas R., & Ragulskis L. (2022). Investigation of dynamics of a system with two sided impacts. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, 1(18), 24-30, DOI: 10.36910/automash.v1i18.757.
2. Ragulskis K., Bubulis A., Pauliukas A., Paškevičius P., Maskeliūnas R., & Ragulskis L. (2020). Unsymmetric dry friction for models of surface cleaning. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, 1(14), 26-34, DOI: 10.36910/automash.v1i14.343.
3. Ragulskis K., Spruogis B., Matuliauskas A., Mištinas V., & Ragulskis L. (2021). Investigation of impact motions in elements of manipulators and robots. *Mathematical Models in Engineering*, 7(3), 54-62, DOI: <https://doi.org/10.21595/mme.2021.22240>.
4. Ragulskienė V. (1974). *Вибродарные системы (Теория и применение)*. 320, – Vilnius: Mintis.
5. Kurila R., & Ragulskienė V. (1986). *Двумерные вибрационные приводы*. 137, – Vilnius: Mokslas.

6. Ragulskis K., Vitkus J., & Ragulskienė V. (1965). Самосинхронизация механических систем (1. Самосинхронные и виброударные системы). 186, – Vilnius: Mintis.
7. Ragulskis K., Bansevicius R., Barauskas R., & Kulvietis G. (1987). Vibromotors for Precision Microrobots. 326, – New York: Hemisphere.
8. Bansevicius R., Ivanov A., Kamyshnyj N., Kostin A., Lobikov L., Michieiev V., Nikolskaja T., Ragulskis K., & Shangin V. (1985). Промышленные роботы для миниатюрных изделий. 264, – Moscow: Mashinostroyenye.
9. Glazunov V. (2018). Новые механизмы в современной робототехнике. 316, – Moscow: Tehnosphere.
10. Sumbatov A. S., & Yunin Ye. K. (2013). Избранные задачи механики систем с сухим трением. 200, – Moscow: Physmathlit.
11. Ragulskis K., Spruogis B., Paškevičius P., Matuliauskas A., Mištinas V., Pauliukas A., & Ragulskis L. (2021). Investigation of dynamics of a pipe robot experiencing impact interactions. *Advances in Robotics & Automation Technology*, 1(2), 1-8, DOI: 10.39127/2021/ARAT:1000103.

***K. Ragulskis, A. Pauliukas, P. Paškevičius, R. Maskeliūnas, L. Ragulskis. Investigation of two-sided soft impacts.***

У різних технічних пристроях, що використовуються у робототехніці, транспортній та сільськогосподарській техніці, мають місце двосторонні удари. У цьому роботі досліджуються двосторонні м'які удари.

Детально описана модель досліджуваної коливальної системи з м'якими двосторонніми ударами. Динаміка досліджуваної системи при двосторонніх м'яких ударах відбувається за трьома типовими режимами руху: коливальна система не пов'язана з опорами, коливальна система пов'язана з першою опорою, коливальна система пов'язана з другою опорою.

Результати чисельних досліджень представлені як графічних залежностей.

Зміна переміщення коливальної системи, зміна швидкості коливальної системи, зміна переміщення лівої опори, зміна переміщення правої опори, зміна значення сили та зміна величини, що характеризує режим руху коливальної системи, досліджуються як функції часу.

Проведено дослідження режимів руху, що встановилися, при опорах різної жорсткості. У роботі представлені результати для кількох типових значень жорсткості опор. Отримані графічні зображення дозволяють зрозуміти поведінку досліджуваної коливальної системи при двосторонніх м'яких ударах на режимах руху при опорах різної жорсткості.

Отримані результати проведених досліджень застосовують при проектуванні трубопровідних роботів та інших технічних пристроїв.

**Ключові слова:** двосторонній удар, м'який удар, гармонійне збудження, нелінійна динаміка, ліва опора, права опора.

*Kazimieras RAGULSKIS*, член академії наук Литви, професор, габілітований доктор, Каунаський технологічний університет, Каунас, Литва, e-mail: kazimieras3@hotmail.com.

*Arvydas PAULIUKAS*, доктор, Університет Вітовта Магнуса, Академія, Каунаський район, Литва, e-mail: arvydas.pauliukas@vdu.lt.

*Petras PAŠKEVIČIUS*, доктор, компанія «Вайвора», Каунас, Литва, e-mail: info@vaivorairko.lt.

*Rimas MASKELIŪNAS*, професор, габілітований доктор, Вільнюський технічний університет імені Гедімінаса, Вільнюс, Литва, e-mail: rimas.maskeliunas@vgtu.lt.

*Liutauras RAGULSKIS*, доктор, Університет Вітовта Магнуса, Каунас, Литва, e-mail: l.ragulskis@if.vdu.lt.

*Kazimieras RAGULSKIS*, Member of Academies of Sciences Lithuania, Professor, Habilitated Doctor, Kaunas University of Technology, Kaunas, Lithuania, e-mail: kazimieras3@hotmail.com.

*Arvydas PAULIUKAS*, Doctor, Vytautas Magnus University, Akademija, Kaunas District, Lithuania, e-mail: arvydas.pauliukas@vdu.lt.

*Petras PAŠKEVIČIUS*, Doctor, Company “Vaivora”, Kaunas, Lithuania, e-mail: info@vaivorairko.lt.

*Rimas MASKELIŪNAS*, Professor, Habilitated Doctor, Vilnius Gediminas Technical University, Vilnius, Lithuania, e-mail: rimas.maskeliunas@vgtu.lt.

*Liutauras RAGULSKIS*, Doctor, Vytautas Magnus University, Kaunas, Lithuania, e-mail: l.ragulskis@if.vdu.lt.

DOI 10.36910/automash.v1i20.1029

**INVESTIGATION OF CUTTING FORCE DURING BORING OF SCREW NON-RIGID MACHINE PARTS**

In the work, the peculiarities of boring of screw workpieces are described. The regularities of the processes of boring screw non-rigid parts have been established. The specifics of the design of the equipment for boring screw non-rigid parts and the expediency and prospects of using screw workpieces are substantiated. It is based on theoretical and experimental studies. A theoretical generalization and a new solution to the scientific and technical problem expressed in the development and creation of technological processes for processing non-rigid screw workpieces, are presented. This will make it possible to ensure the expansion of technological capabilities and the improvement of technical and economic parameters. Calculations were carried out using a package of applied statistical programs for processing and analyzing the results of experimental studies for a PC. According to these results, the dependences of the response surfaces of the optimization parameter and the two-dimensional section of the response surfaces were constructed and analyzed for a visual representation of the results of the experimental studies. The dependences of the change in cutting force on feed and cutting depth were constructed and analyzed. The dependences of the optimization parameter, that is, the dependence of the cutting force on the change of one input factor with a constant value of the other two factors, were also substantiated. After carrying out research using the program «Statistika», a two-dimensional section of the response surface of the dependence of the cutting force on the feed and depth of cut and the response surface of the dependence of the cutting force on the feed and depth of cut were constructed. The obtained experimental broken line was built based on the results of the conducted research. Approximation of it was carried out according to known standard methods, while the amount of deviation (mismatch) was determined by the method of least squares.

**Key words:** cutting process, feed, cutting depth, nature of loads, boring process, statistical analysis, lathe and screw-cutting machine.

**INTRODUCTION**

Modeling of cutting processes depends on many factors: physical and mechanical properties of the material, feed, cutting depth, nature of loads, etc. The specified factors are of a stochastic random nature, so it is necessary to conduct a set of experimental studies to determine the dominant factors that significantly affect the boring process. In order to perform a statistical analysis of the obtained results, empirical dependencies should be introduced into the selected mathematical model. They will show the change in the cutting force depending on the cutting depth and feed.

**ANALYSIS OF LITERATURE DATA AND STATEMENT OF THE PROBLEM**

To determine the cutting force during boring screw non-rigid machine parts [3-4], experimental studies were carried out on a screw-turning machine with different spindle speeds. Cutter material of the brand T16K5 was chosen for the boring process [4-5].

The part was installed in a special device and fixed in a three-jaw chuck of the lathe and screw-cutting machine 16K20 so that the researched process could be carried out on machines that are widely used in repair shops of enterprises engaged in equipment repair. The workpiece was installed in the device manually.

In addition, experiments were conducted for different values of feed and cutting depth [3]. In this way, an experimental array of optimization parameter data was obtained depending on the feed and cutting depth. From the entire obtained experimental array of data, a data sample of one specific feed value with different values of the cutting depth was created [1-2]. The obtained numerical results of the cutting force were entered in the table of a conditional full-factor experiment [1].

Processing of the obtained data of the experimental array was carried out according to well-known methods of correlation and regression analysis of experimental data to obtain the final result of empirical regression equations [1].

To obtain a regression model of the optimization parameter in the form of a full quadratic polynomial, a suitable conditional plan of a full factorial experiment was chosen. Its implementation was carried out in a specified sequence.

**PURPOSE AND TASKS OF THE RESEARCH**

The purpose of the work is to analyze the features of the boring process of screw workpieces and to establish the regularity of the boring processes of screw non-rigid parts.

The tasks of the research: plot the dependencies of the response surfaces of the optimization parameter and a two-dimensional section of the response surfaces for a visual representation of the results of the

experimental studies; plot and analyze the dependence of the change in cutting force on feed and cutting depth; plot the dependence of the optimization parameter, that is, the dependence of the cutting force on the change of one input factor with a constant value of the other two factors; plot a two-dimensional section of the response surface of the dependence of the cutting force on the feed and cutting depth and the response surface of the dependence of the cutting force on the feed and depth of cutting on the basis of research results using the program «Statistika».

**RESEARCH RESULTS**

Since, in the process of conducting experiments, variable independent factors are heterogeneous and have different units of measurement, and the numbers expressing the values of these factors are of different orders, they were brought to a single system of calculations by replacing real values with coded ones.

The relationship between coded  $x_i$  and natural  $X_i$  variable factors was established by dependence:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \tag{1}$$

where  $X_{i0}$  – natural value of the  $i$ -th factor at the zero level;

$\Delta X_i$  – variation interval of the  $i$ -th factor.

The zero level or average value of the input factor was determined by the formula:

$$X_0 = \frac{X_{max} + X_{min}}{2}, \tag{2}$$

where  $X_0$  – the numerical value of the zero level of the input factor;

$X_{max}$  – numerical value of the upper level of the input factor;

$X_{min}$  – numerical value of the lower level of the input factor.

The intervals of variation by factors are determined:

$$\Delta X_i = \frac{X_{max} - X_{min}}{2}. \tag{3}$$

Conventional designations of the upper, lower, and zero levels of factor variation were entered, respectively +1, -1, 0 to construct a conditional plan-matrix for the planning of experiments. The results of the coding of the experimental factors and the levels of their variation are shown in Table 1.

Table 1 – Results of factors coding and their levels of variation

Factor	Natural designations	Coded designations	Variation interval	Levels of variation					
				natural			code		
				upper	lower	zero	upper	lower	zero
Feed, $S$ , mm/stroke	$X_1$	$x_1$	0,08 mm	0,2	0,04	0,12	+1	-1	0
Cutting depth, $t$ , mm	$X_2$	$x_2$	1,0 mm	2,5	0,5	1,5	+1	-1	0

After coding the input factors, a plan-matrix of a conditional full factorial experiment of the FFE  $3^3$  type was compiled for the total number of experiments  $N=P^k$ , where  $P$  is the number of levels of variation (three),  $k$  is the number of active input factors (three) in the experiment, shown in Table 2.

Table 2 – Conditional plan-matrix of the FFE  $3^3$  type experiment

No. of the experiment	Factor levels			Interaction of factors	Optimization parameter, $Y$			Average values $Y$
	$x_0$	$x_1$	$x_2$		Frequency			
				1	2	3	$Y_{ср.}$	
1	+1	-1	-1	$x_1x_2$	$Y_{11}$	$Y_{12}$	$Y_{13}$	$Y_{1c}$

2	+1	+1	-1	-1	$Y_{21}$	$Y_{22}$	$Y_{23}$	$Y_{2c}$
3	+1	0	-1	0	$Y_{31}$	$Y_{32}$	$Y_{33}$	$Y_{3c}$
4	+1	-1	+1	-1	$Y_{41}$	$Y_{42}$	$Y_{43}$	$Y_{4c}$
5	+1	+1	+1	+1	$Y_{51}$	$Y_{52}$	$Y_{53}$	$Y_{5c}$
6	+1	0	+1	0	$Y_{61}$	$Y_{62}$	$Y_{63}$	$Y_{6c}$
7	+1	-1	0	0	$Y_{71}$	$Y_{72}$	$Y_{73}$	$Y_{7c}$
8	+1	+1	0	0	$Y_{81}$	$Y_{82}$	$Y_{83}$	$Y_{8c}$
9	+1	0	0	0	$Y_{91}$	$Y_{92}$	$Y_{93}$	$Y_{9c}$

In order to reliably estimate the cutting force when boring screw non-rigid parts during experimental studies, the required number of measurements of the controlled parameters (repetition of experiments) was determined according to the methodology outlined in [1-2]. The experiments were carried out three times.

To implement the plan-matrix and to preclude the influence of uncontrolled and unregulated factors on the research result, randomization of the plan-matrix was carried out using the method of random balance, which was implemented by getting the serial numbers of the experiments from the urn.

The obtained results of the calculations were entered in the **table** of the obtained results of experimental studies. The analysis of the obtained results of the experiments was carried out using a well-known method of processing and analysis of the conducted experimental studies [1-2].

At the same time, the response function (optimization parameter) was taken as an approximate mathematical model of a full quadratic polynomial [1-2], which describes the real experimental process:

$$Y = P_z = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2, \quad (4)$$

where  $P_z$  – experimental value of cutting force, H;

$b_0, b_1, b_2, b_{12}, b_{11}, b_{22}$ , – regression coefficients of the corresponding values of the input factors  $x_i$ ;

$x_1, x_2$  – input coded factors.

The coefficients of the approximating polynomial, presented in the form of a complete quadratic equation under the condition of orthogonality and symmetry, were determined according to the appropriate formulas [1]:

- free term  $b_0$  and coefficients of the  $b_i$   $i$ -th factor:

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^N x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N}, \quad (5)$$

- interaction coefficients  $b_{ij}$  and  $b_{ijk}$ :

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u}{N}; \quad b_{ijk} = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} x_{ju} x_{ku} \bar{y}_u}{N}, \quad (6)$$

where  $x_{iu}$  – the value of the coded variable in the appropriate column of the experimental design;

$\bar{y}_u$  – the average result of the  $u$ -th experiment;

$u$  – serial number of the experiment

$i$  – factor number;

$j, k$  – factor number other than the  $i$ -th factor;

$N$  – the number of conducted experiments.

The statistical significance of the coefficients of the regression equation  $b_i$  was performed according to the Student's test and determined in the following sequence:

- the dispersion of experimental errors in the lines of the FFE plan was determined as:

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (y_{uj} - \bar{y}_u)^2, \quad (7)$$

where  $n$  – number of parallel experiments (repetitions of one experiment);

$j=1, 2, \dots, n$ .

- the dispersion of the reproduction of the experiment was determined as:

$$S_u^2 = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N S_u^2 \quad (8)$$

- the reproduction error was determined as:

$$S_y = \sqrt{S_y^3} \quad (9)$$

- the significance condition of the  $b_i$  coefficients of the regression equation was determined as:

$$b_{(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{Nn}} \quad (10)$$

where  $t_T$  – the tabular value of the Student coefficient, which is selected from the table depending on the degree of correspondence  $f$  and the level of significance  $\alpha$  [1-2].

The degree of compliance is determined by the formula:

$$f=(n-1)N, \quad (11)$$

If (9) is not fulfilled, then the coefficient  $b_i$  of the regression equation was taken equal to zero, and the appropriate term  $x_i$  was excluded from the regression equation.

Verification of the adequacy of the selected mathematical model with experimental data, that is, the correspondence of the mathematical model to the real process, was carried out according to Fisher's  $F$  test as follows [2]:

- the variance of adequacy was determined as:

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N-g'} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2, \quad (12)$$

where  $N-g'$  – the number of degrees of freedom of the adequacy variance;

$g'$  – the number of significant coefficients in the regression equation;

$\bar{y}_u$  – average response value in the  $u$ -th trial;

$\tilde{y}_u$  – the response value at the  $u$ -th point of the plan, calculated by the regression equation;

- calculated Fisher's correspondence criterion  $F_p$  was determined as:

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \quad (13)$$

where  $S_y^2$  – dispersion of experiment reproduction.

The tabular value of Fisher's  $F_T$  test was determined at a given level of significance  $\alpha$  and two degrees of correspondence  $f_{ag}=N-g$  та  $f_y=N(n-1)$  [1].

The adequacy condition of the selected mathematical model was checked according to the inequality:

$$F_p < F_T \quad (14)$$

If the condition  $F_p < F_T(0,05, f_{ag}, f_y)$  was fulfilled, i.e., the calculated value of  $F_p$  - Fisher's test is less than the table  $F_T$  for the 5% level of significance, the number of degrees of freedom of the variance of adequacy,  $f_{ag}=N-g$  and the number of degrees of freedom of the variance of reproducibility  $f_y=N(n-1)$ , then the PFE regression equation is adequate to the experimental data.

## DISCUSSION OF RESEARCH RESULTS

According to the results of the calculations, which were carried out with the help of a package of

applied statistical programs for processing and analyzing the results of experimental studies for a PC, the dependencies of the response surfaces of the optimization parameter and a two-dimensional section of the response surfaces were built for a visual representation of the results of the experimental studies.

To build and analyze the dependence of the change in cutting force on feed and depth of cutting, we used the statistical program package for PC «Statistika». The analysis of randomness of the process was evaluated according to standard methods [2].

The dependence of the optimization parameter, that is, the dependence of the cutting force on the change of one input factor with a constant value of the other two factors, was built using the «MathCad 11» PC application package.

Approximation of the obtained experimental broken line, which was constructed based on the results of the conducted research, was carried out according to known standard methods, while the amount of deviation («mismatch») was determined by the method of least squares, which is described by the dependence:

$$\theta = \sum_{i=1}^N \varepsilon^2 = \sum_{i=1}^N (m_{i_e} - m_{i_m})^2 \quad (15)$$

where  $\theta = \varepsilon^2$  – amount of «mismatch»;

$m_{i_e}$ ,  $m_{i_m}$  – respectively, the theoretical, determined by the empirical formula, and the experimental value of the  $i$ -th experiment.

After conducting the research, a two-dimensional section of the response surface of the dependence of the cutting force on the feed and depth of cut and the response surface of the dependence of the cutting force on the feed and depth of cut were constructed using the program «Statistika».

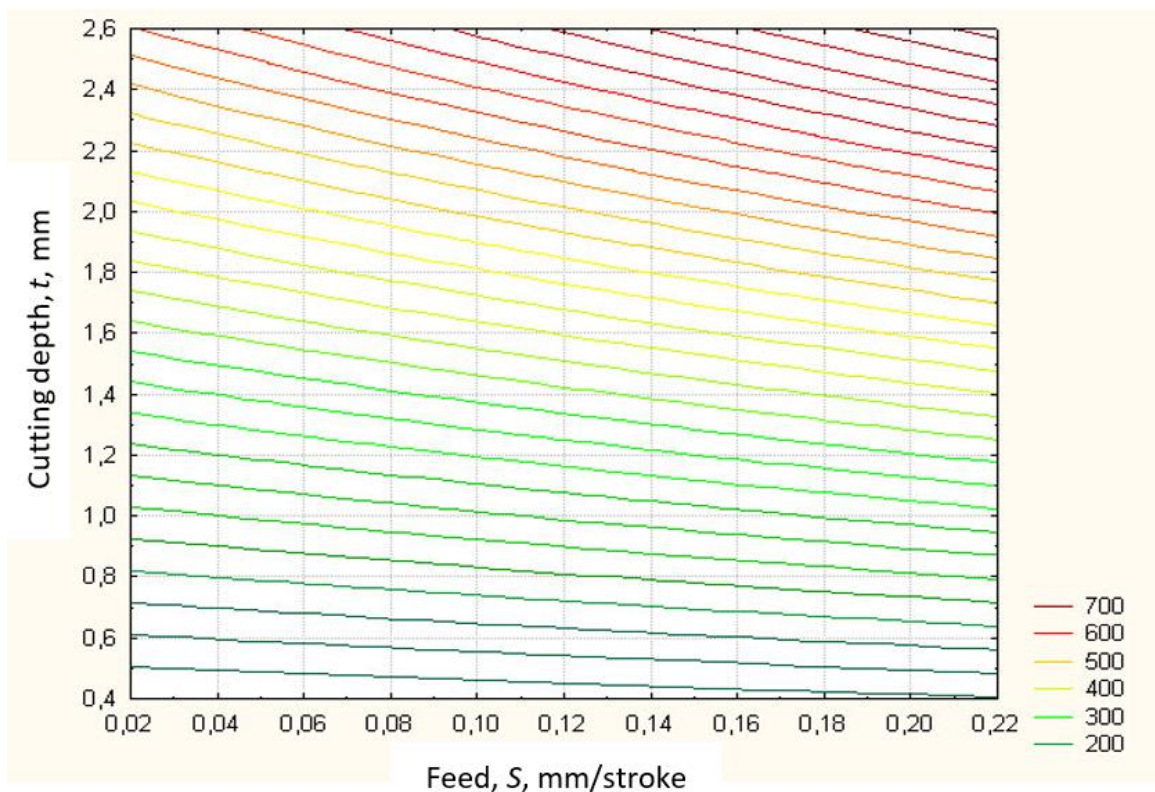


Figure 1 – Two-dimensional cross-section of the response surface of the dependence of the cutting force on the feed and cutting depth

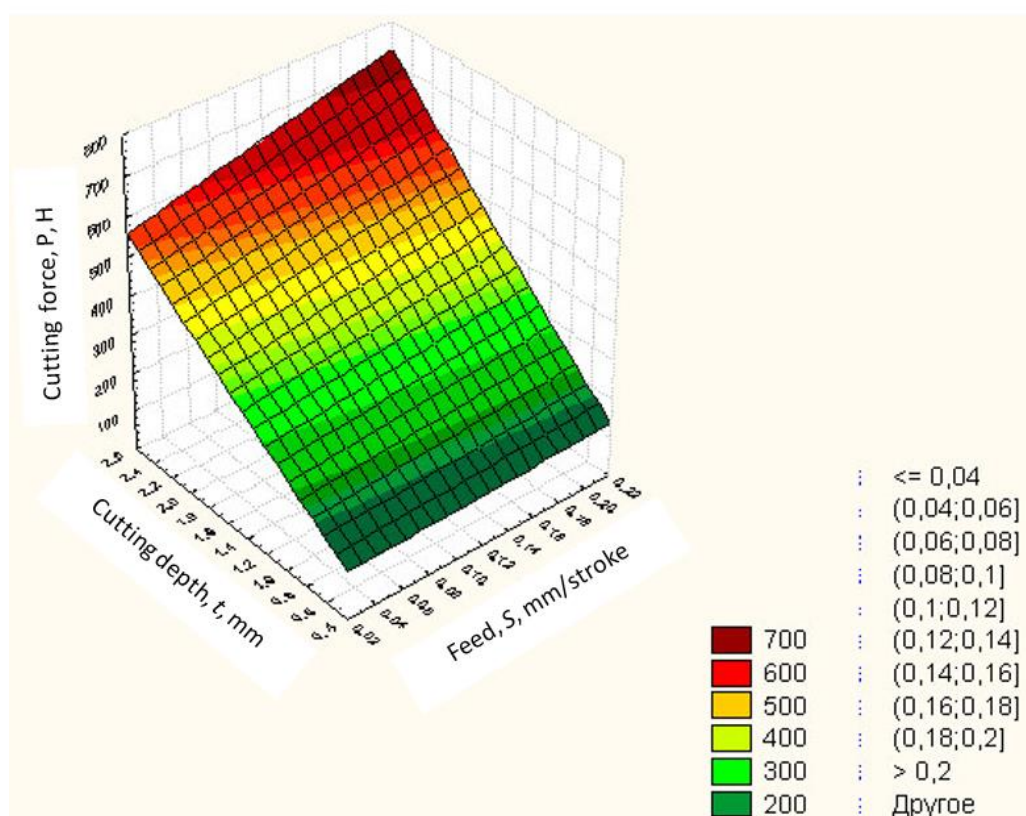


Figure 2 – Response surface of cutting force dependence on feed and cutting depth

## CONCLUSIONS

The work examines the peculiarities of the process of boring of screw workpieces. The regularities of the processes of boring screw non-rigid parts have been established. The equipment for boring of screw non-rigid parts is presented on the basis of theoretical and experimental studies, substantiation of the feasibility and prospects of using screw workpieces. A theoretical generalization and a new solution to the scientific and technical problem, which is manifested in the development and creation of technological processes for processing screw non-rigid parts, are presented, which will allow to ensure the expansion of technological capabilities and the improvement of technical and economic parameters.

## REFERENCES

1. Yu.S. Mishura. Tinsel Random processes: theory, statistics, application: a textbook / Yu.S. Mishura, K.V. Ralchenko, H.M. Shevchenko. – 2nd ed., corrected and supplemented. – K.: VOC «Kyiv University», 2021. – 496 p.
2. Kolomiets S.V. The theory of the randomness of processes: a workshop / S.V. Kolomiets // State Higher Educational Institution «Ukrainian Academy of Banking of the National Bank of Ukraine». – Sumy: DVZN UABS NBU, 2011. – 80 p.
3. Babenko A.E. Theory of elasticity. Part 1 [Electronic resource]: textbook / A. E. Babenko, M. I. Bobir, S. L. Boyko [and others]. – Electronic text data (1 file: 1.27 MB). – Kyiv: Osнова, 2009. – 244 p.
4. Walid Ibrahim Alnusirat, Litvin Oleksandr, Ibrahim Farhan Alrafo, Kravez Oleksandr. Tool for researching the dynamic system of metal-cutting machine/ World science № 9(37). September 2018, p. 5-9. DOI: 10.31435/rsglobal\_ws.
5. Dolja V.M. Machine parts processing technology: a summary of lectures for students of the specialty 7.05050201 "Technology of mechanical engineering" of all forms of education. / V.M. Dolja, O.V. Dolja // Kharkiv: NTU «KhPI», 2015. – 112 p.

**Редько Р., Повстяной О., Полінкевич Р., Четвержук Т., Залета О. Дослідження сили різання при розточуванні гвинтових нежорстких деталей машин.**

У роботі розглянуто особливості процесу проточування навивних заготовок. Встановлено закономірності процесів розточування гвинтових нежорстких деталей. Обґрунтовано особливості конструкції



оснащення для розточування ГНЗ на основі теоретичних і експериментальних досліджень, а також доцільності та перспектив використання гвинтових заготовок. Наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення науково-технічної задачі, що виявляється в розробці і створенні технологічних процесів обробки нежорстких гвинтових заготовок, що дозволить забезпечити розширення технологічних можливостей та покращення техніко-економічних показників. За результатами розрахунків, які проводили за допомогою пакету прикладних статистичних програм оброблення та аналізу результатів експериментальних досліджень для ПК, побудовані і проаналізовані залежності поверхонь відгуку параметру оптимізації та двомірного перерізу поверхонь відгуку для наочного зображення результатів проведених експериментальних досліджень. Побудовані і проаналізовані залежності зміни сили різання від подачі і глибини різання. Також обґрунтовані залежності параметру оптимізації, тобто залежність сили різання від зміни одного вхідного фактору з постійним значенням двох інших факторів. Після проведення досліджень за допомогою програми Statistika побудовано двомірний переріз поверхні відгуку залежності сили різання від подачі й глибини різання та поверхню відгуку залежності сили різання від подачі й глибини різання. Апроксимацію отриманої експериментальної ломаної лінії, яка побудована за результатами проведених досліджень, проводили за відомими стандартними методиками, при цьому величину відхилення (неузгодження) визначали за способом найменших квадратів.

**Ключові слова:** процес різання, подача, глибина різання, характер навантажень, процес розточування, статистичний аналіз, токарно-гвинторізний верстат.

*РЕДЬКО Ростислав Григорович* – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри прикладної механіки та мехатроніки, Луцький національний технічний університет, e-mail: [redkorg@ukr.net](mailto:redkorg@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0001-5066-0224>.

*ПОВСТЯНОЙ Олександр Юрійович* – доктор технічних наук, професор кафедри прикладної механіки та мехатроніки, Луцький національний технічний університет, e-mail: [povstjanoy@ukr.net](mailto:povstjanoy@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0002-1416-225X>.

*ПОЛІНКЕВИЧ Роман Миколайович* – кандидат технічних наук, доцент кафедри прикладної механіки та мехатроніки, Луцький національний технічний університет, e-mail: [r.polinkevych@lntu.edu.ua](mailto:r.polinkevych@lntu.edu.ua). <https://orcid.org/0000-0002-4243-5585>.

*ЧЕТВЕРЖУК Тарас Іванович* – кандидат технічних наук, доцент кафедри прикладної механіки та мехатроніки, Луцький національний технічний університет, e-mail: [eti\\_tar@ukr.net](mailto:eti_tar@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0002-4445-4632>.

*ЗАЛЕТА Ольга Михайлівна* – кандидат технічних наук, доцент кафедри прикладної механіки та мехатроніки, Луцький національний технічний університет, e-mail: [olga\\_zaleta@ukr.net](mailto:olga_zaleta@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0002-0777-9972>.

*Rostyslav REDKO* – PhD in Engineering, associate professor, head of Applied Mechanics and Mechatronics department, Lutsk National Technical University e-mail: [redkorg@ukr.net](mailto:redkorg@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0001-5066-0224>.

*Oleksandr POVSTYANOY* – DSc, professor of Applied Mechanics and Mechatronics department, Lutsk National Technical University e-mail: [povstjanoy@ukr.net](mailto:povstjanoy@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0002-1416-225X>.

*Roman POLINKEVICH* – PhD in Engineering, associate professor of Applied Mechanics and Mechatronics department, Lutsk National Technical University e-mail: [r.polinkevych@lntu.edu.ua](mailto:r.polinkevych@lntu.edu.ua). <https://orcid.org/0000-0002-4243-5585>.

*Taras CHETVERZHUK* – PhD in Engineering, associate professor of Applied Mechanics and Mechatronics department, Lutsk National Technical University e-mail: [eti\\_tar@ukr.net](mailto:eti_tar@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0002-4445-4632>.

*Olha ZALETA* – PhD in Engineering, associate professor of Applied Mechanics and Mechatronics department, Lutsk National Technical University e-mail: [olga\\_zaleta@ukr.net](mailto:olga_zaleta@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0002-0777-9972>.

DOI 10.36910/automash.v1i20.1030

B. Sereda<sup>1</sup>, D. Mukovska<sup>2</sup>, D. Sereda<sup>3</sup>

<sup>1</sup> *Dniprovsky State Technical University, Kamianske, Ukraine*

<sup>2</sup> *PJSC Zaporozhstal is a metallurgical plant of Ukraine, Zaporizhzhia, Ukraine*

<sup>3</sup> *Dniprovsky State Technical University, Kamianske, Ukraine*

## INVESTIGATION OF THE FUNCTIONING OF THE TRANSPORT AND PRODUCTION SYSTEM OF A METALLURGICAL ENTERPRISE QUARRY

Timing of the time parameters of the technological routes of the transport and technological system of the quarry of the metallurgical enterprise was carried out. The statistical characteristics and laws of distribution of the above-mentioned parameters are determined.

In order to identify the correlations between the parameters of transport service indicators of technological routes and to identify the statistical characteristics of these parameters, the timing of the operation of rolling stock on the technological routes of the transport and production system of the quarry of the metallurgical enterprise was carried out.

The study presents the results of timing of two technological routes of the section of the transport and production system of the quarry. Timing was carried out during four working days in two shifts (from 08.00 to 20.00 and from 20.00 to 08.00).

Timing was carried out according to the following values: loading time, unloading time, driving time with a load, driving time without a load, technological and physiological idle time, number of drives.

The study was conducted using the Wialon software package.

Analyzing the obtained results, it is possible to conclude that idle vehicles before loading (unloading) cargo can occur on any shift during a work shift. This is due to the fact that during the time the car is traveling on the route, the value of the time parameters may be such that the conditions of vehicle downtime arise. In this regard, it can be concluded that the occurrence of idling vehicles on technological routes is of a probabilistic nature.

**Key words:** timing, distribution law, loading time, unloading time, technological downtime, technological routes, rolling stock, carrying capacity

### INTRODUCTION

Quarry dump trucks are an important element of the transport and technological system of quarries of mining enterprises. In this regard, the task of solving the problem of increasing the efficiency of the system as a whole by choosing a rational fleet of rolling stock, taking into account the change in transportation conditions and the random nature of the time parameters of the transport process. Solving the given task requires obtaining the characteristics of the time parameters of the transportation process for further performance of the given task.

### ANALYSIS OF LITERATURE DATA AND FORMULATION OF THE PROBLEM

The transport network in the quarry is a complex system consisting of a large number of active elements - dump trucks and excavators of individual types. This system is characterized by a relatively rapid change in traffic flow parameters in space and time, as well as by random values of the time of individual processes, such as vehicle maneuvering, loading and unloading, movement along the route. Optimum operational planning and management of quarry transport can increase its productivity by more than 20% due to reduction of idle time and queues. [1] As a result, the process of transporting technological raw materials by dump trucks in the conditions of mining and extractive production does not meet the requirements of the modern transportation process due to the inefficiency of the existing methods of managing fleets of heavy-duty dump trucks, which are not sufficiently adapted to the conditions of operation in the technological cycles of metallurgical and mining production. [2]

The analysis of works [3-12] devoted to the aspects of selection and approaches to the selection of rolling stock shows that the issues of selection, formation, calculation, economic feasibility of using one or another type of rolling stock on the technological routes of industrial enterprises were sufficiently studied. Thus, in the paper [3] it is stated that when choosing vehicles, a comprehensive approach is necessary, the essence of which is, first of all, that the issues of transportation, unloading, loading and storage should be considered simultaneously and in relation to other issues of technology and organization production. The choice of vehicles is based on the generally accepted method of assessing the economic efficiency of new equipment and capital investments. The initial data necessary for the selection of the most economical means of transport include: the characteristics of the goods being transported; route information; data on the volume of cargo transportation by the consumer, etc. The existing approaches to the definition and understanding of

the term "rolling stock selection" in transport logistics are considered in the paper [4]. In work [5-6] issues regarding the existing and modern methods of calculating the rolling stock fleet and their shortcomings are highlighted.

### THE PURPOSE OF THE WORK PURPOSE AND OBJECTIVES OF THE STUDY

To identify the relationship between the parameters of transport service indicators of technological routes and to determine the statistical characteristics of these parameters by timing the operation of moving vehicles of the transport and production system of the career of a metallurgical enterprise.

### RESEARCH RESULT

In order to identify the correlations between the parameters of transport service indicators of technological routes and to identify the statistical characteristics of these parameters, the timing of the operation of rolling stock on the technological routes of the transport and production system of the quarry of the metallurgical enterprise was carried out.

The rolling stock of the transport and production system of the quarry is represented by BeLAZ dump trucks with a load capacity of 30 and 42 tons. On some dump trucks, the load capacity was increased to 36 and 30 tons. The road transport division serves the technological routes of sections of the transport and production system and carries out the transportation of technological waste and products of their processing to ensure the continuous production process of the main production of the metallurgical enterprise. The study presents the results of timing of two technological routes of the section of the transport and production system of the quarry. Timing was carried out during four working days in two shifts (from 08.00 to 20.00 and from 20.00 to 08.00).

Timing was carried out according to the following values:

- loading time, min.;
- unloading time, min.;
- the time of the trip with the cargo, min.;
- the time of the trip without the cargo, min.;
- downtime of a technological and physiological nature, min.;
- the number of rides.

The study was conducted using the Wialon software package.

The results of statistical data processing are presented in Table 1.

Table 1 – The main statistical characteristics of the time parameters of the technological routes of the transport and production system of the quarry

Parameter, min.	Mean, min.	Variance	Standard Error	Minimum, min.	Maximum, min.
1	2	3	4	5	6
Route A					
Loading time	5,515	3,026	0,107	3,32	11,12
Unloading time	12,787	2,619	0,099	9,25	19,38
The time of the trip with the cargo	2,273	0,809	0,055	1,250	5,920
The time of the trip without the cargo	11,131	3,205	0,110	8,500	18,100
Route B					
Loading time	3,199	2,469	0,091	1,430	10,50
Unloading time	3,086	2,989	0,099	1,270	10,70
The time of the trip with the cargo	5,927	1,671	0,075	2,4	12,1
The time of the trip without the cargo	2,070	0,395	0,036	1,2	5,19
Waiting time in the queue	5,971	34,479	0,338	0	24,52
Downtime per shift	30,813	319,983	3,322	2,04	77,86

Values - loading time, unloading time, the time of the trip with the cargo, the time of the trip without the cargo, waiting time in the queue were obtained for 650 rides. The values - downtime per shift, the number of rides are obtained for 27 shifts, and the value in the last line is the total idle time during one shift.

As a result of the statistical analysis, the laws of random values of the time parameters of the technological routes of the transport and production system of the quarry were established.

The results of the analysis are shown in Table 2.

As a result of the statistical analysis, it was found that the number of trips of each car during the shift is not a constant value, the average value of which is equal to 20.41 min.

Table 2 – Results of the statistical analysis of the time parameters of the technological routes of the transport and production system of the quarry of the metallurgical enterprise

Parameter, min	Technological routes	
	The law of distribution	Distribution function
Route A		
Loading time	Lognormal	$f(x) = \left(\frac{1}{\sqrt{0,107}}\right)e^{-\frac{(\ln x - 5,15)^2}{2(0,107)^2}}$
Unloading time	Lognormal	$f(x) = \left(\frac{1}{\sqrt{x0,099^2}}\right)e^{-\frac{(\ln x - 12,787)^2}{2(0,099)^2}}$
The time of the trip with the cargo	Normal	$f(x) = \frac{1}{0,055\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(x-2,273)^2}{2(0,055)^2}}$
The time of the trip without the cargo	Lognormal	$f(x) = \left(\frac{1}{\sqrt{x0,110^2}}\right)e^{-\frac{(\ln x - 11,131)^2}{2(0,110)^2}}$
Route B		
Loading time	Lognormal	$f(x) = \left(\frac{1}{\sqrt{x0,091^2}}\right)e^{-\frac{(\ln x - 3,198)^2}{2(0,091)^2}}$
Unloading time	Lognormal	$f(x) = \left(\frac{1}{\sqrt{x0,099^2}}\right)e^{-\frac{(\ln x - 3,086)^2}{2(0,099)^2}}$
The time of the trip with the cargo	Normal	$f(x) = \frac{1}{0,075\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(x-5,927)^2}{2(0,075)^2}}$
The time of the trip without the cargo	Lognormal	$f(x) = \left(\frac{1}{\sqrt{x0,395^2}}\right)e^{-\frac{(\ln x - 3,086)^2}{2(0,395)^2}}$
Waiting time in the queue	Exponential	$f(x) = 0,167e^{-0,167x}$
Downtime per shift	Normal	$f(x) = \frac{1}{3,322\sqrt{2\pi}}e^{-\frac{(x-30,813)^2}{2(3,332)^2}}$

## DISCUSSION OF THE STUDY RESULTS

Figure 1 presents a histogram of the distribution of idle time on routes. This time parameter belongs to the normal distribution law and is difficult to analyze compared to other researched parameters. For the most part, it is quite difficult to analyze the situation of downtime on the routes, which may arise as a result of poor-quality ongoing repairs of rolling stock, installation of poor-quality spare parts, unsatisfactory physical and psychological condition of drivers, and unsatisfactory condition of the road surface.

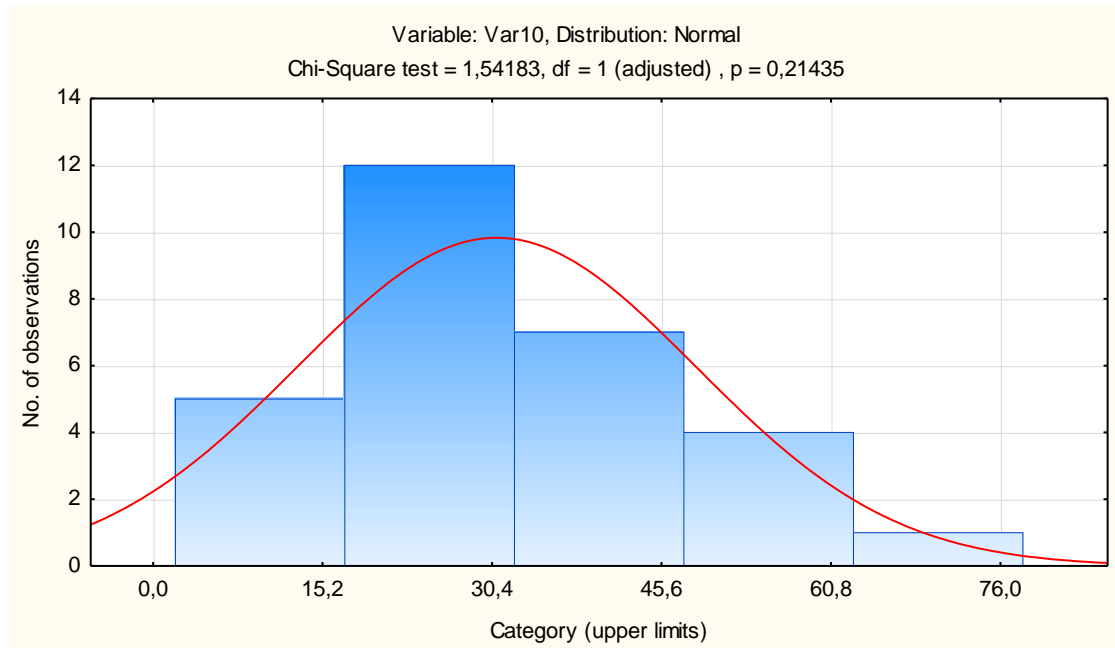


Figure 1 – Graphic representation of the empirical distribution law for the parameter downtime of a technological and physiological nature for technological routes

According to the obtained data, the loading time on the routes is presented in Figures 2, 3. Using the Chi-Square test, the hypothesis that the obtained samples belong to the logarithmic-normal distribution was tested. At the significance level of 0.95, the loading time obeys the logarithmic-normal distribution law with the parameters for route A -  $\tilde{x} = 5,515$ ;  $\sigma = 0,107$ , for route B -  $\tilde{x} = 3,199$ ;  $\sigma = 0,091$ .

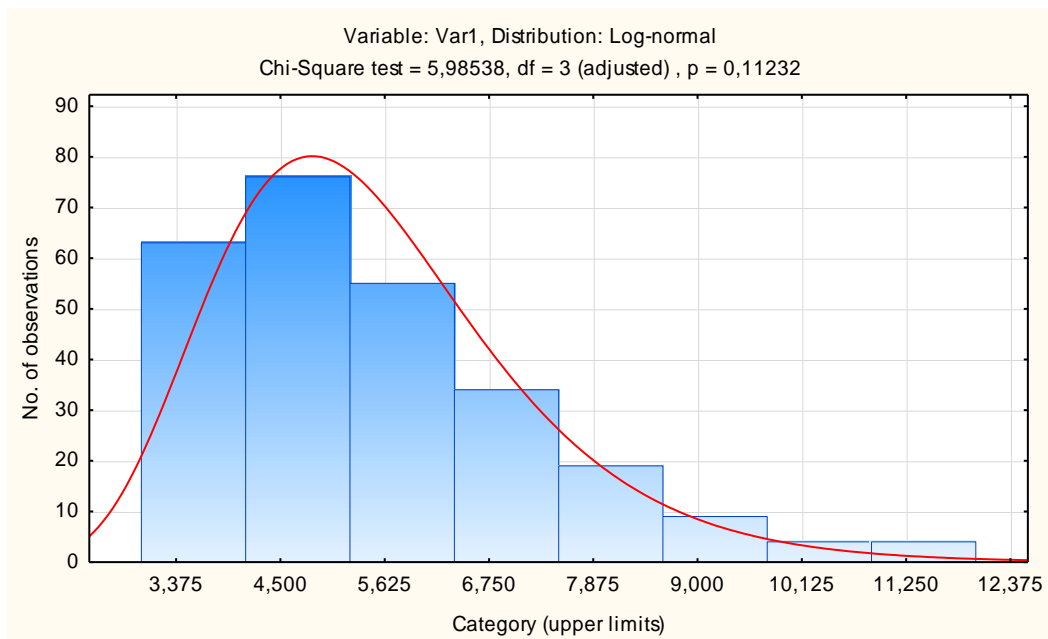


Figure 2 – Graphic representation of the empirical distribution law for the parameter loading time for technological route A

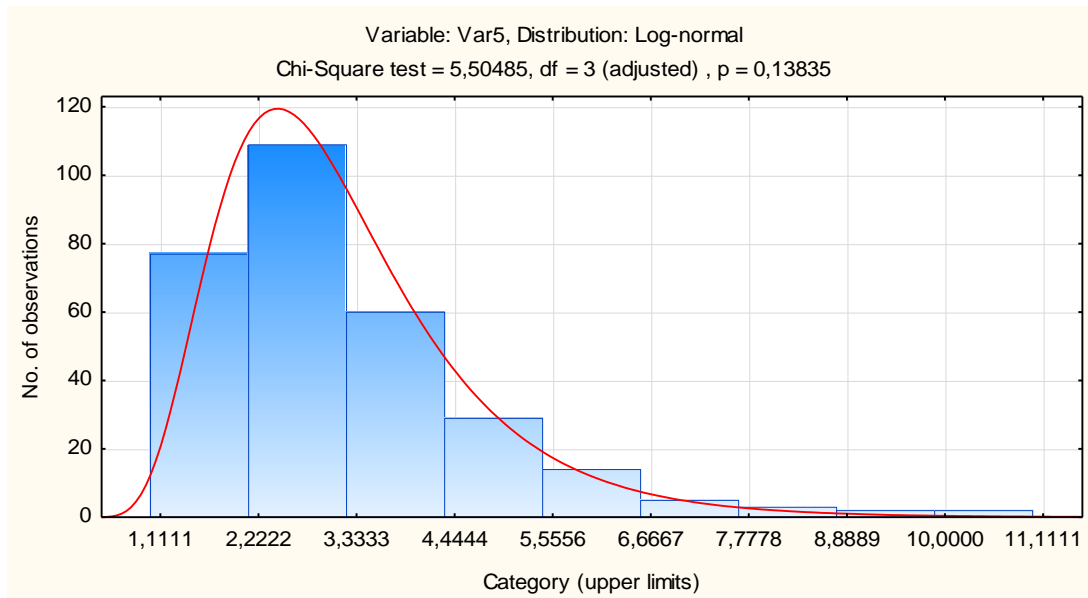


Figure 3 – Graphic representation of the empirical distribution law for the parameter loading time for technological route B

The unloading time, the distribution histograms of which are presented in Figures 4, 5, are also subject to the logarithmic-normal distribution law with parameters for the route A -  $\bar{x} = 12,787$ ;  $\sigma = 0,099$ , для маршруту B -  $\bar{x} = 3,086$ ;  $\sigma = 0,099$ .

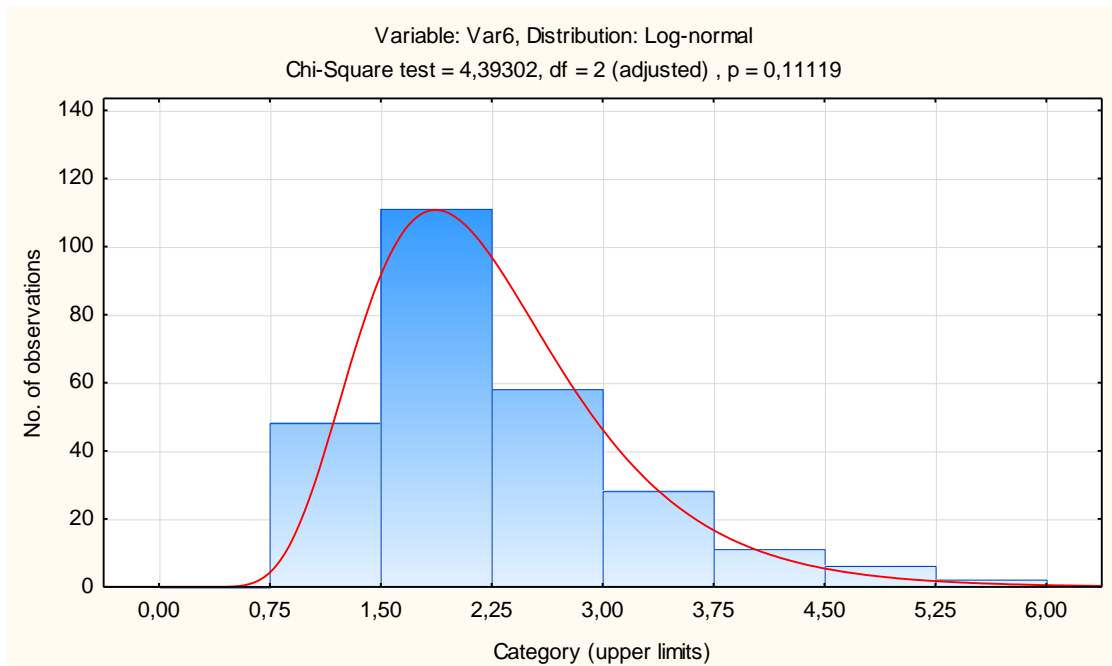


Figure 4 – Graphic representation of the empirical distribution law for the parameter for technological route A

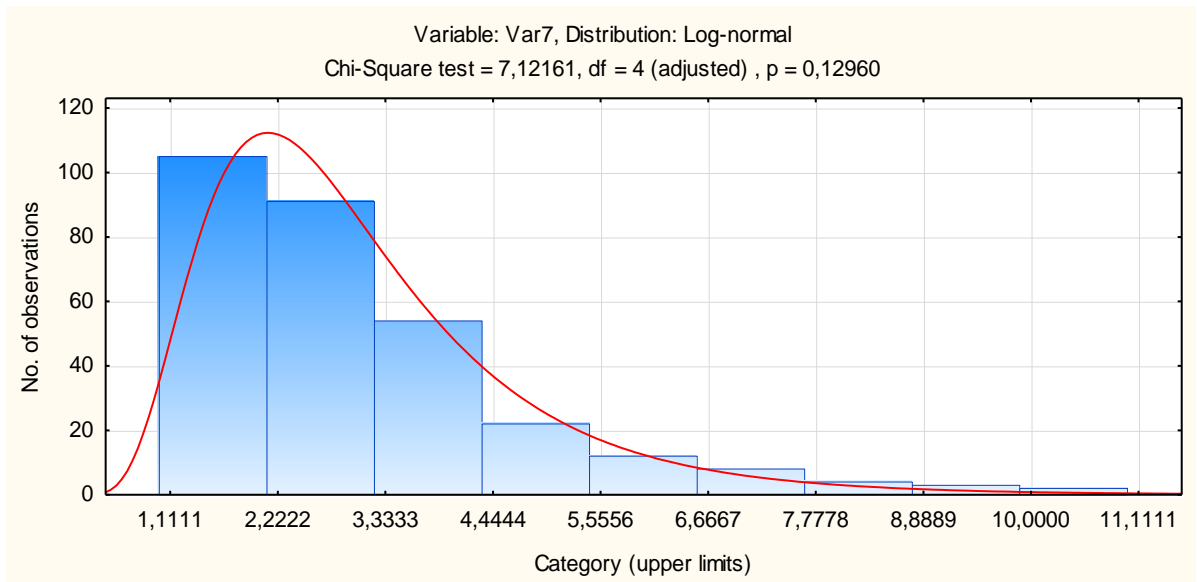


Figure 5 – Graphic representation of the empirical distribution law for the parameter for technological route B

Figures 6, 7 present histograms of the time distribution of the trip with cargo. Using the Chi-Square test, the hypothesis that the obtained samples belonged to the normal distribution law with parameters for the route was tested A -  $\bar{x} = 2,273$ ;  $\sigma = 0,055$ , for the route was tested B -  $\bar{x} = 5,927$ ;  $\sigma = 0,075$ .

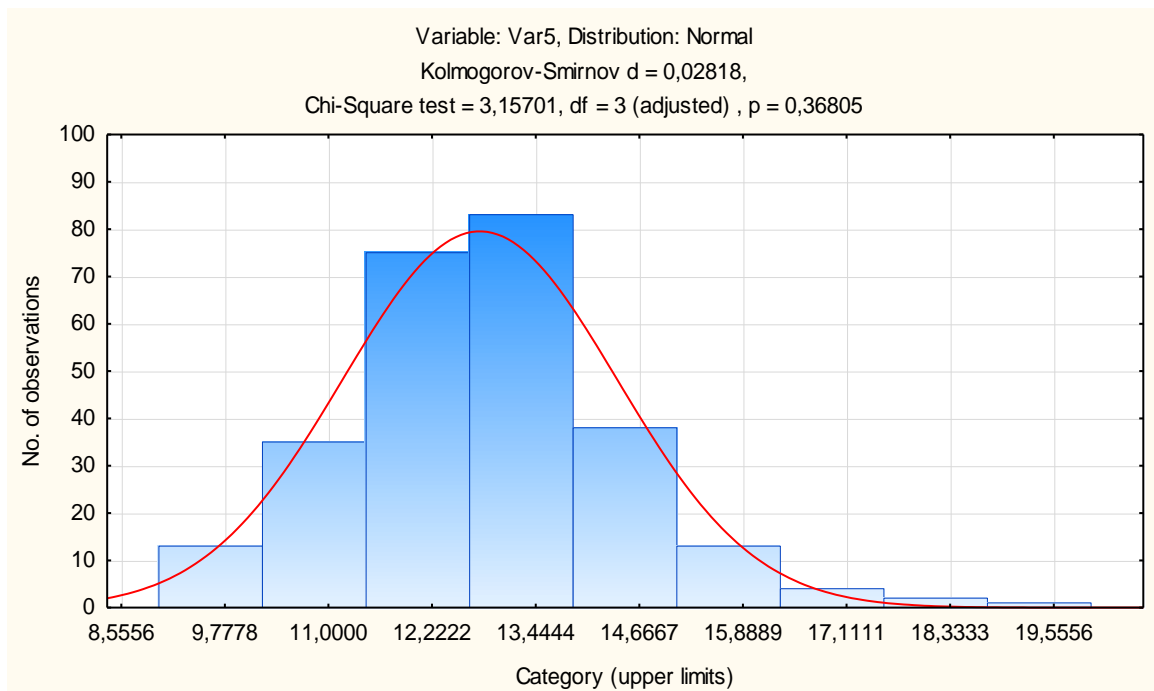


Figure 6 – Graphic representation of the empirical distribution law of the parameter the time of the trip with the cargo for technological route A

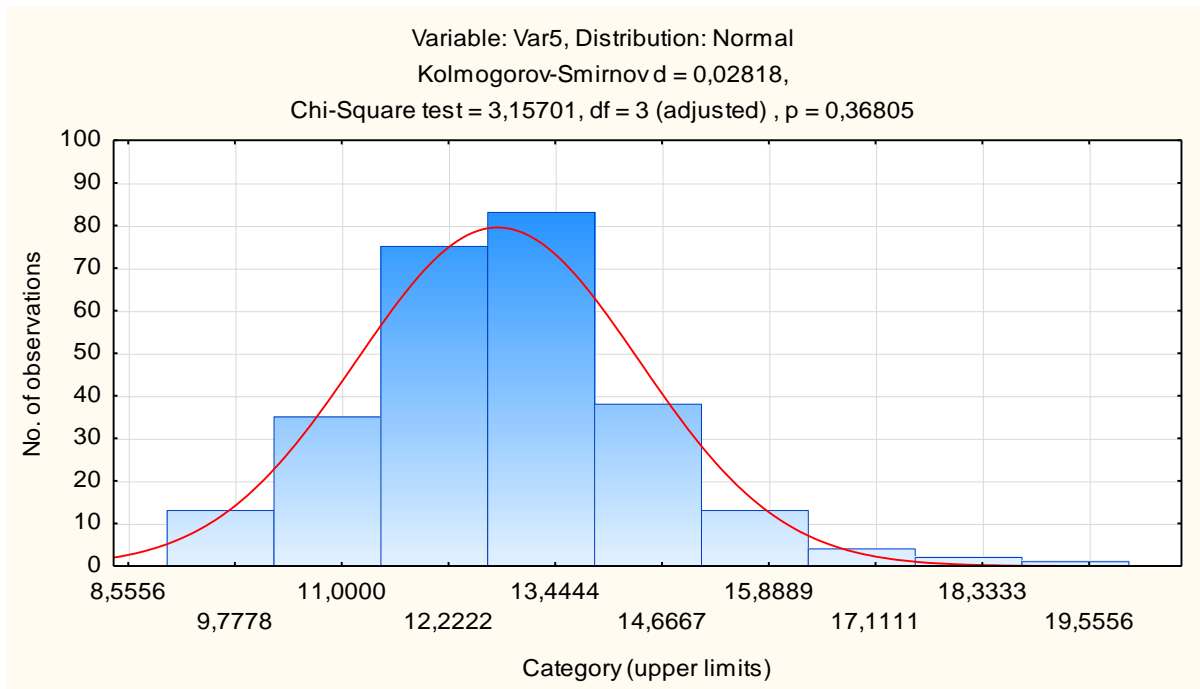


Figure 7 – Graphic representation of the empirical distribution law of the parameter the time of the trip with the cargo for technological route B

The travel time without cargo, the distribution histograms of which are presented in Figures 8, 9, are also subject to the log-normal distribution law with parameters for the route A -  $\bar{x} = 11,131$ ;  $\sigma = 0,110$ , with parameters for the route B -  $\bar{x} = 3,086$ ;  $\sigma = 0,395$ .

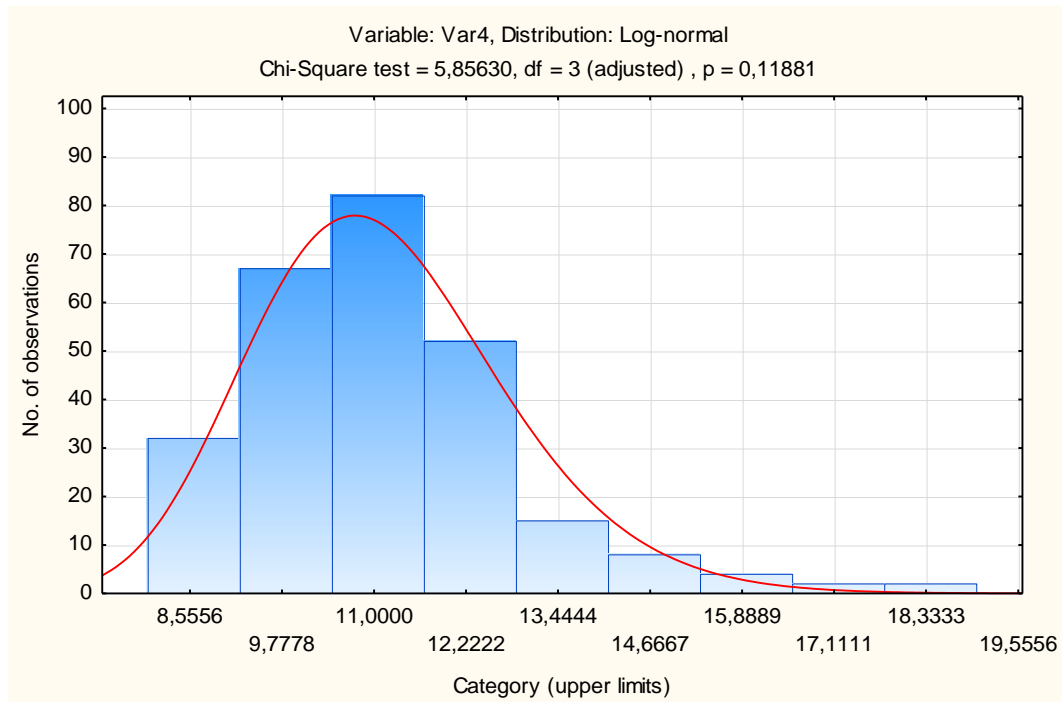


Figure 8 – Graphic representation of the empirical distribution law for the parameter the time of the trip without the cargo for technological route A



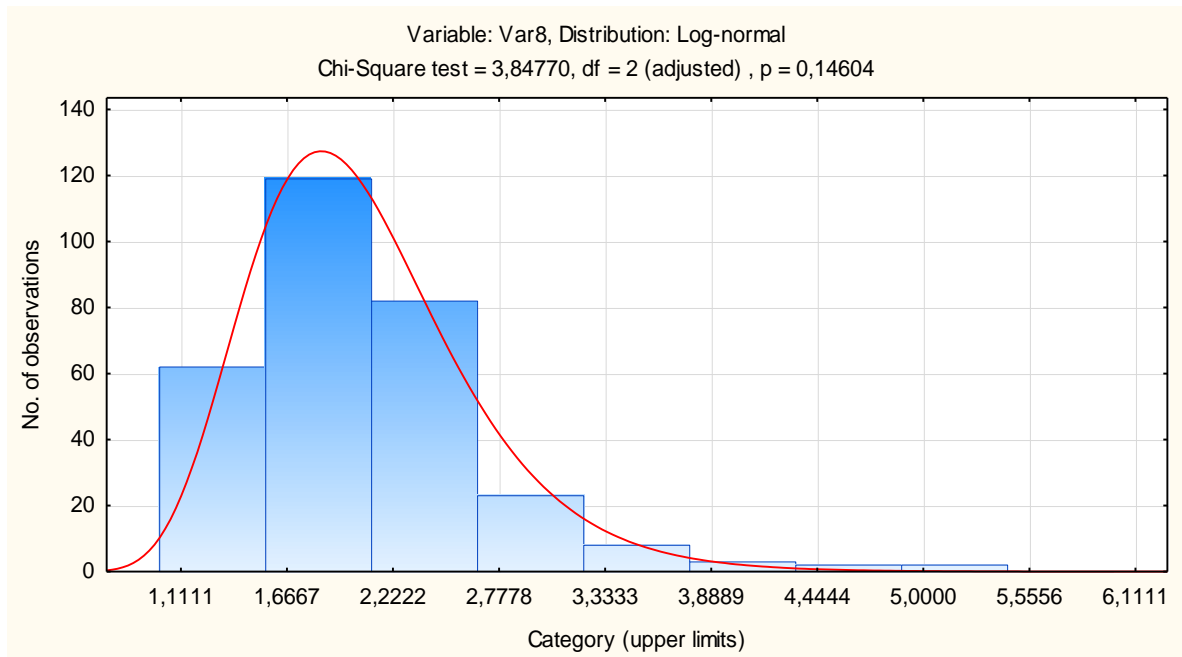


Figure 9 – Graphic representation of the empirical distribution law for the parameter the time of the trip without the cargo for technological route B

The histogram presented in Figure 10 describes the waiting time in the queue for reordering by unloading to the crushing and sorting complex and is subject to the exponential law of distribution with the parameter  $\gamma = 0,167$ .

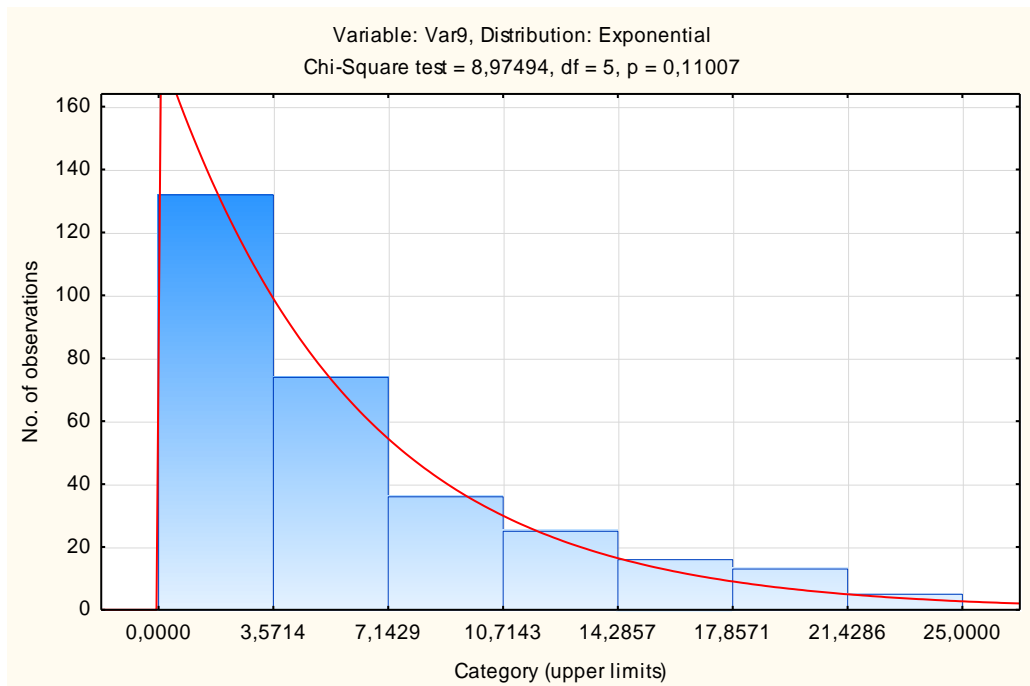


Figure 10 – Graphic representation of the empirical distribution law for the parameter waiting time in the queue for technological route B

### CONCLUSIONS

1. Timing was carried out and the main statistical characteristics of the time parameters of the transport service cycle of technological routes were determined.
2. A statistical analysis of time parameters of technological routes was carried out. The obtained distribution laws of random variables.

Analyzing the obtained results, it is possible to conclude that idle vehicles before loading (unloading) cargo can occur on any shift during a work shift. This is due to the fact that during the time the car is traveling on the route, the value of the time parameters may be such that the conditions of vehicle downtime arise. In this regard, it can be concluded that the occurrence of idling vehicles on technological routes is of a probabilistic nature.

## REFERENCES

1. Levykyn V. M., Shevchenko Y. V., Muzychenko S. E. (2005) Funktsyonalno-ynformatsyonnaia struktura ymytatsyonnoi modely protsessa operatyvnoho upravleniya karernym avtotransportom [*Functional-informational structure of the simulation model of the process of operational management of career vehicles*] Novi tekhnolohii - *New technologies*, 1-2, 123-129.
2. Hubenko V. K., Pomazkov M. V. (2010) Resursoberehaiushchaia tekhnolohiya marshrutyzatsyy avtosamosvalov na metallurhycheskom predpriyatyy [*Resource-saving technology for routing dump trucks at a metallurgical enterprise*] Visnyk Pryazovskoho derzhavnogo tekhnichnoho universytetu Serii: tekhnichni nauky - *Bulletin of the Azov State Technical University Series: Technical Sciences*, 21, 113-120.
3. Maksymov Y. M., Perfyleva A. Y. (2014) Orhanyzatsyia vnutryzavodskoho transportnoho khoziaistva y puty eho sovershenstvovanyia [*Organization of intra-factory transport facilities and ways to improve it*] Lohystycheskye systemy v hlobalnoi ekonomyke - *Logistics systems in the global economy*, 4, 164-168.
4. Mochalyn S.M., Zarudnev D.Y. (2008) Analiz problemu vubora podvyzhnoho sostava v transportnoi lohystyke [*Analysis of the problem of choice of rolling stock in transport logistics*] Vestnyk SybADY - *Vestnik SibADI*, 8, 66-69.
5. Naumov V.S. (2006) Sushchestviushchye metody rascheta struktury avtoparka y ykh nedostatky [*Existing methods for calculating the structure of the fleet and their shortcomings*] Visnyk KDPU - *Bulletin of KDPU*, 2(37), 114-119.
6. Roslavl'tsev D.M., Burma V.A. (2011) Formuvannia struktury avtoparku funktsionalnoho pidrozdilu pidpriemstva [*Formation of the structure of the vehicles fleet of the functional support of the enterprise*] Vostochno-Evropeiskyi zhurnal peredovykh tekhnolohiy - *Eastern European Journal of Advanced Technologies*, 1(3), 30-32.
7. Halkyn A.S. (2013) Analiz alternatyvnykh proektov pry opredelenyy kolychestva y marky avtotransportnykh sredstv [*Analysis of alternative projects in determining the number and brand of vehicles*] Ekonomyka predpriyatya - *Enterprise economy*, 3(11), 43-45.
8. Zarudnev D.Y., Bykova O.V. (2015) Sovremennoe sostoianye voprosa vybora avtotransportnykh sredstv pry dostavke hruzov [*The current state of the issue of choosing vehicles for the delivery of goods*] Sovershenstvovanye orhanyzatsyy dorozhnoho dvyzheniya y perevozok passazhyrov y hruzov - *Improving the organization of traffic and transportation of passengers and goods*, 1, 83-87.
9. Baryl'nykova E.P., Kulakov A.T., Talypova Y.P. (2017) Model vybora podvyzhnoho sostava dlia perevozky hruzov avtomobyl'nyim transportom [*The model for choosing rolling stock for the carriage of goods by road*] Yntellekt. Ynnovatsyy. Ynvestytsyy - *Intelligence. Innovation. Investments*, 12, 102-106.
10. Horiaynov A.N., Osokyna O.D. (2009) Struktura transportnoho parka y kharakterystyky transportnoi y lohystycheskoi system [*The structure of the transport fleet and the characteristics of the transport and logistics systems*] Vostochno-Evropeiskyi zhurnal peredovykh tekhnolohiy - *Eastern European Journal of Advanced Technologies*, 1(37), 28-31.
11. Balhabekov T.K. (2017) Vlyianye vozrastnoi struktury avtoparka na efektyvnost avtotransportnoho predpriyatya [*Influence of the age structure of the fleet on the efficiency of the motor transport enterprise*] Trudy BHTU - *Proceedings of BSTU*, 2, 225-231.
12. Vueikova O.N. (2013) Teoreticheskoe obosnovanie vliyaniya struktury parka avtosamosvalov na prostoi avtomobilno-ekskavatornykh kompleksov otkrytykh gornorudnykh karerov [*Theoretical drainage of the structure of the park of auto-dispensing on the mast of automobile-exasked complexes of open horned cars*] Sovremennyye problemy transportnogo kompleksa Rossii - *Moving problems of the transport complex of Russia*, 3, 192-198.

**Середа Б.П., Муковська Д.Я., Середя Д.Б. Дослідження функціонування транспортно-виробничої системи кар'єру металургійного підприємства**

З метою виявлення співвідношень між параметрами показників транспортного обслуговування технологічних маршрутів та виявлення статистичних характеристик цих параметрів

було проведено хронометрування роботи рухомого транспорту на технологічних маршрутах ТВС К МП металургійного підприємства. Рухомий склад ТВС К МП представлений самоскидами марки БЕЛАЗ вантажопідйомністю 30 й 42 т. На деяких самоскидах вантажопідйомність була збільшена до 36 т. 30 т б. Автотранспортний підрозділ обслуговує технологічні маршрути ділянок ДПМШ та здійснює перевезення технологічних відходів та продуктів переробки основного виробництва для забезпечення неперервного виробничого процесу основного виробництва металургійного підприємства.

Дослідження проводилось на шести технологічних маршрутах ДПМШ ЦШП цеху шлакопереробки. Хронометраж проводився протягом чотирьох робочих діб у дві зміни (з 08.00 до 20.00 та з 20.00 до 08.00).

Хронометраж здійснювався за наступними величинами: час завантаження, час розвантаження, час їздки з вантажем, час їздки без вантажу, час на простой технологічного та фізіологічного характеру, кількість їздок.

Дослідження проводилось за допомогою програмного пакету Wialon.

Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновок, що простой автотранспорту перед навантаженням (розвантаженням) вантажу можуть відбуватися в будь-яку зміну протягом робочої зміни. Це пов'язано з тим, що за час руху автомобіля по маршруту значення параметрів часу можуть бути такими, що виникають умови простою автомобіля. У зв'язку з цим можна зробити висновок, що поява простою автотранспорту на технологічних маршрутах носить імовірнісний характер.

**Ключові слова:** хронометраж, закон розподілу, час навантаження, час розвантаження, технологічний простій, технологічні маршрути, рухомий склад, вантажопідйомність.

*СЕРЕДА Борис Петрович* - доктор технічних наук, завідувач кафедри автомобілі та автомобільне господарство, Дніпровський державний технічний університет, E-mail: seredabp@ukr.net ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9518-381X>

*СЕРЕДА Дмитро Борисович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування, Дніпровський державний технічний університет, E-mail: seredabp@ukr.net ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4353-1365>

*МУКОВСЬКА Дар'я Яківна* – Старший диспетчер Управління автомобільного транспорту, ПАТ «Запоріжсталь» e-mail: [dariamykovska@gmail.com](mailto:dariamykovska@gmail.com)

*Borys SEREDA*, doctor of technical science, head of Department of Automobiles and the automotive industry, Dniprovsky State Technical University, Kamianske, city, E-mail: E-mail: seredabp@ukr.net ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9518-381X>

*Dmytro SEREDA*, Ph.D in Engeneering, associate professor of Department of Automobiles and the automotive industry, Dniprovsky State Technical University, Kamianske, city, E-mail: seredabp@ukr.net ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4353-1365>

*Darya MUKOVSKA* Specialist in dispatching Department of Road Transport PJSC Zaporozhstal is a metallurgical plant of Ukraine

DOI 10.36910/automash.v1i20.1031

O.Shevchenko, A Belyaeva  
*Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute, Ukraine*

## EFFICIENCY OF KINEMATIC CHIP BREAKING ON A CNC LATHE

When turning many materials, especially such as high-alloyed steels and a some of non-ferrous metal alloys, long continuous chips are usually formed which clutter the working area of the machine tools and are dangerous for the workers. One of the effective and reliable methods of chip breaking during turning is vibration cutting, when the uniform motion of the cutter relative to the workpiece during the turning process is superimposed with an additional vibration motion of the cutter. The use of oscillating movements of the cutter in the direction of longitudinal feed is the most effective for chip breaking during longitudinal turning. To ensure the necessary amplitude-frequency range of cutter oscillations, the use of a toolholder with an elastic part in the form of a machined spring of cross slot configuration and directional stiffness. The toolholder is equipped with a mechanism of oscillating movements of the elastic part, which receives movement from the drive of the tool spindle of the machine tool. The development and research of the mathematical model of the cutting tool elastic system determined the conditions under which reliable chip breaking takes place regardless of the cutting modes and the properties of the processing material. The conducted experimental studies confirmed the effectiveness of the proposed toolholder with elastic elements for reliable chip breaking during longitudinal turning.

**Key words:** chip breaking, vibration cutting, mathematical simulation, toolholder with machined spring of cross slot configuration.

### INTRODUCTION

The problem of controlling the chip formation process arose when using automated production, CNC machine tools and "unmanned" technologies in modern engineering. In the conditions of automated production, breaking and removal of chips becomes especially important when their accumulation disrupts the automatic cycle of the machine tool. During high-speed turning of structural steels, a long continuous chip is usually formed, which is wound around the toolholder and the processed workpiece, interferes with monitoring the machining process, clutters the workplace, is inconvenient to remove from the machine tool, and is dangerous for the workers.

### ANALYSIS OF LITERATURE DATA AND FORMULATION OF THE PROBLEM

The chip breaking process on the machine tools is carried out depending on the nature of the interaction between the cutting tool and the processed workpiece and is divided into cutting with constant and variable parameters. When cutting with constant parameters, the invariance of the cutting speed, feed and depth is ensured within the limits of this technological operation. In this case, they mainly use methods of mechanical breaking of chips without the supply of additional energy, which is carried out by adjusting the cutting modes and geometry of the cutter, as well as with the help of notches and ledges, which that change the movement of the chips in the direction of its steeper twisting [1].

When cutting with variable parameters, the most effective is the method of vibration cutting, which consists in adding to the traditional forming movements the vibration movement of the cutting tool relative to the workpiece, as a result of which the cutter of the toolholder performs the sum of the feed and additional vibration movements. However, this method requires the introduction of additional mechanisms into the design of the machine tool to create oscillating movements of the cutting tool in the range of up to 200 Hz with amplitudes of up to 0.3 mm and synchronizing them with the rotation of the workpiece. At the same time, the cutting tool relative to the workpiece can oscillate parallel to the directions of axial and radial feeds and the cutting speed vector (tangential vibrations) [2, 3].

Turning with axial vibrations in the direction of longitudinal feed affects the change of the cut area and increases the roughness of the machined surface in relation to turning with uniform feed. Therefore, turning with axial vibrations is used for rough and semi-finish operations, which do not have strict requirements regarding the quality of the machined surface. When cutting with radial vibrations, the cutting tool relative to the workpiece performs oscillating movements in the direction of cross feed and is effective especially in operations with cross feed. A feature of the turning process with tangential vibrations is the practically constant dimensions of the longitudinal and cross sections of the cut, which makes the use of such vibrations of the cutter for kinematic breaking of chips inefficient.

Depending on the cutting modes and additional vibrations of the cutter, the kinematics of the cutting process with vibrations can provide a continuous or intermittent cutting process. In the latter case, regardless of the cutting conditions, a breaking chip form is obtained. In the case of a continuous process of cutting with vibrations, chip breaking will take place when the thickness of the chip fluctuates significantly, when its

strength in the hollow during interaction with the rotating surface of the workpiece or a special projection of the cutter may become insufficient [4, 5].

The purpose of the research is to increase the efficiency of turning with chip breaking by using toolholders with machined spring of cross slot configuration of directional stiffness to ensure a given amplitude-frequency range of oscillatory movements of the cutter and modes of vibration-resistant cutting.

### PURPOSE AND OBJECTIVES OF THE STUDY

During the processing of workpieces on a machine tool using vibration cutting, additional ones arising under the action of alternating loads and due to the properties of the elastic system of the machine tool are superimposed on the oscillations set by the vibration drive [6]. Both during vibration and during conventional cutting, three components of the cutting force  $P(t)$  act on the cutter - axial  $P_x(t)$ , radial  $P_y(t)$  and tangential  $P_z(t)$ , the current values of which, especially depending on the methods of vibration cutting, change during each cycle of the cutter oscillation. As a result, the total amplitude of cutter oscillations can cause the technological system of the machine tool to go beyond the limits of stable cutting. Considering this, there is a need to simulate the turning process with additional oscillations of the cutting tool in order to determine vibration-resistant cutting modes while ensuring effective chip breaking.

For the mathematical description of the elastic system of the machine tool in its technological system, the cutting tool system that exerts a dominant influence on the chip breaking process is highlighted. It is advisable to build the model of the elastic system of the cutting tool using the main coordinates, which will allow to completely separating the variables that determine the movement of the cutting tool in an arbitrary  $xyz$  plane. In Fig. 1 shows a generalized dynamic diagram of a lathe designed for modeling dynamic processes during chip breaking in turning. The elastic system of the cutting tool includes sub-systems of the cutter-carriage, the feed drive-carriage and the drive of oscillatory movements of the cutter.

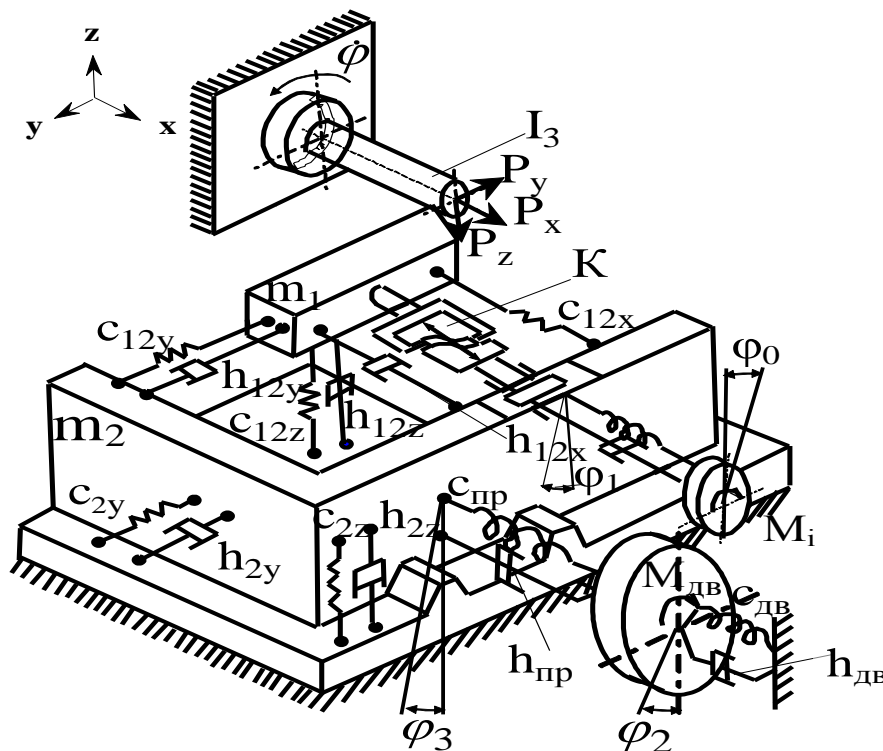


Fig.1. Generalized dynamic scheme of the cutting tool elastic system

The elastic system of the cutting tool consists of the reduced masses of the toolholder  $m_1$  and the carriage  $m_2$ , connected to each other and the base of the machine tool by links with elastic and dissipative properties, on which the cutting force  $P(t)$  acts. The system takes into account the reduced stiffness and damping coefficients of the toolholder -  $c_{12y}$ ,  $h_{12y}$  and  $c_{12z}$ ,  $h_{12z}$ , and the carriage -  $c_{2y}$ ,  $h_{2y}$  and  $c_{2z}$ ,  $h_{2z}$ , respectively, in the directions  $Oy$  and  $Oz$ ;  $I_3$  and  $I_0$  - moments of inertia of the rotors of the feed drive motor and oscillatory movements of the cutter;  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$  - rotation angles of the engine rotor and the feed drive screw;  $h_{01}$ ,  $h_{23}$ ,  $c_{01}$ ,  $c_{23}$  - total reduced coefficients of torsional damping and torsional stiffness of feed drives;  $h_{x12}$ ,  $c_{x12}$  - total reduced coefficients of damping and stiffness of the toolholder in the  $Ox$  direction;  $M_{dv}$  and  $M_i$  - torques of the motors of the feed drive and the drive of the oscillating movements of the cutter;  $F_{TP}$  - the total frictional force in the slide carriage

guides, screw gear, bearings and seals;  $P_x(t)$  is the axial component of the cutting force (in the direction of longitudinal feed);  $t_e$  – pitch of the lead screw. Mechanism  $K$  is designed to convert rotary motion into oscillating motion of the cutter along the  $Ox$  axis.

In modern CNC lathes, the feed drive consists of a high-torque motor, a belt (gear) transmission, a roller screw, and a feedback sensor. In addition, the carriage contains a tool accumulator - a turret head, in the working position of which there is a drive for rotating the tool spindle of the toolholders for drilling and milling operations. It is this drive that can be used as a source for oscillatory movements of the cutter.

The drive of oscillatory movements of the cutter is presented in the form of a reduced mass of the toolholder  $m_l$ , a vibration drive of the toolholder with a torque  $M_i$ , a reduced moment of inertia of the motor rotor  $I_0$ , the angles of rotation of the motor rotor and the drive shaft of the tool spindle -  $\varphi_0$  and  $\varphi_1$ , which with the help of a transmission mechanism  $K$  transforms the rotational movement of a drive into oscillating movement of the elastically deformed part of the toolholder with the cutter.

The system of equations of motion of the cutting tool elastic system in the direction of longitudinal feed has the following form:

$$\begin{cases} J_3 \cdot \ddot{\varphi}_2 + h_{23}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + c_{23}(\varphi_3 - \varphi_2) = M_{\text{dв.}} \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + h_{x12}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + c_{x12}(\varphi_3 - \varphi_2) - \\ - h_{23} \cdot \frac{2\pi}{t_{\Gamma B}}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + c_{23} \frac{2\pi}{t_{\Gamma B}}(\varphi_3 - \varphi_2) = -F_{TP} \\ m_1 \cdot \ddot{x}_1 + h_{x12}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) - c_{x12}(\varphi_3 - \varphi_2) = -P_x \\ J_0 \cdot \ddot{\varphi}_1 + h_{01}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_0) + c_{01}(\varphi_1 - \varphi_0) = M_i \end{cases} \quad (1)$$

The cutting force  $P(t)$  can be represented as [7]  $P(t) = K_{piз} \cdot a(t) \cdot b(t)$ , where  $a(t)$  and  $b(t)$  - time-varying thickness and width of the area of metal being cut,  $K_{piз}$  - specific cutting force.

When cutting without vibrations, the distance  $a(t)$  between the trajectories of the cutter end on two adjacent rotations of the workpiece is constant and equal to the axial feed  $S$ . When cutting with axial vibrations, this distance is variable and depends on both the feed and the amplitude of oscillations, phase angle and phase shift as [3]:

$$a(t) = S + A \cdot \sin \omega_i t - A \sin(\omega_i t - 2 \cdot \pi \cdot \omega_i / \omega_\delta), \quad (2)$$

where  $\omega_i = \dot{\varphi}_2$  - circular frequency of oscillatory movements of the cutter;  $\omega_\delta$  - angular velocity of the workpiece. The ratio  $\omega_i / \omega_\delta$  can be represented by the sum of the whole part  $k$ , which is the whole number of waves included in one revolution of the workpiece, and the fractional part  $q$ , that is:  $\omega_i / \omega_\delta = k + q$ . It is obvious that the relative position of the sinusoids of oscillations is determined only by the fractional part of the ratio  $\omega_i / \omega_\delta$ . In particular, at  $q = 0$ , an increase in the amplitude  $A$  of the cutter vibrations does not ensure chip breaking due to the whole number of vibration waves that are included in one revolution of the workpiece and leave a constant value  $a(t)$  at each subsequent revolution of the workpiece (machining on the previous trace). Therefore, it should be taken into account that the ratio  $\omega_i / \omega_\delta$  should not be a whole number to ensure chip breaking.

Cutting with axial vibrations affects the change of the cut area, which is proportional to  $a(t)$ , and increases the roughness of the machined surface in relation to cutting with a uniform feed. Therefore, cutting with axial vibrations is used for rough and semi-finished operations, which do not have strict requirements regarding the quality of the processed surface. From the analysis of the kinematics of vibration cutting, it follows that with axial vibrations of the cutter, chip breaking with a minimum amplitude is achieved only with a strictly defined ratio between the angular speed of the workpiece  $\omega_\delta$  and the angular frequency of oscillations of the cutter  $\omega_i$ , that is [8]:

$$\omega_i / \omega_\delta = k + 0,5 \text{ та } A = 0,5 \cdot S. \quad (3)$$

The simulation of the process of chip breaking in the direction of axial feed is carried out on the mathematical model of the cutting tool elastic system in the form of a system of differential equations (1), which takes into account the elastic-damping characteristics of the elements of the dynamic scheme and, using expression (2), the kinematic characteristics of the chip breaking process and the influence of one of sources of self-oscillations during cutting - machining on the previous trace (3).

## RESEARCH RESULT

In Fig. 2 shows the results of the simulation of the chip breaking process in the form of graphs of the dependence of the current value of the thickness of the cut area  $a(t)$  and the cutting force  $P(t)$  from the frequency ratio  $\omega_i/\omega_\delta$ . The graphs were calculated at the values of  $S = 0.1$  mm/rev,  $A = 0.05$  mm and at the ratio  $\omega_i/\omega_\delta = 3.5$ , which corresponds to condition (3), and at the ratio  $\omega_i/\omega_\delta = 3.0$ . Modeling of the breaking process under the condition  $\omega_i/\omega_\delta = 3.5$  shows that its consideration ensures periodic crossing of the zero coordinate by the  $a(t)$  graph, which means periodic interruption of the cutting process (Fig. 2, a) and zeroing of the cutting force  $P(t)$  (Fig. 2, b). On the other hand, disregarding condition (3) and the effect of processing after the trace at the ratio  $\omega_i/\omega_\delta = 3.0$ , with all other parameters of the model being the same, a process of continuous cutting with variable parameters and slight fluctuations in the thickness of the cut area  $a(t)$  (Fig. 2, a) and cutting forces  $P(t)$  (Fig. 2, b) are observed without chip breaking.

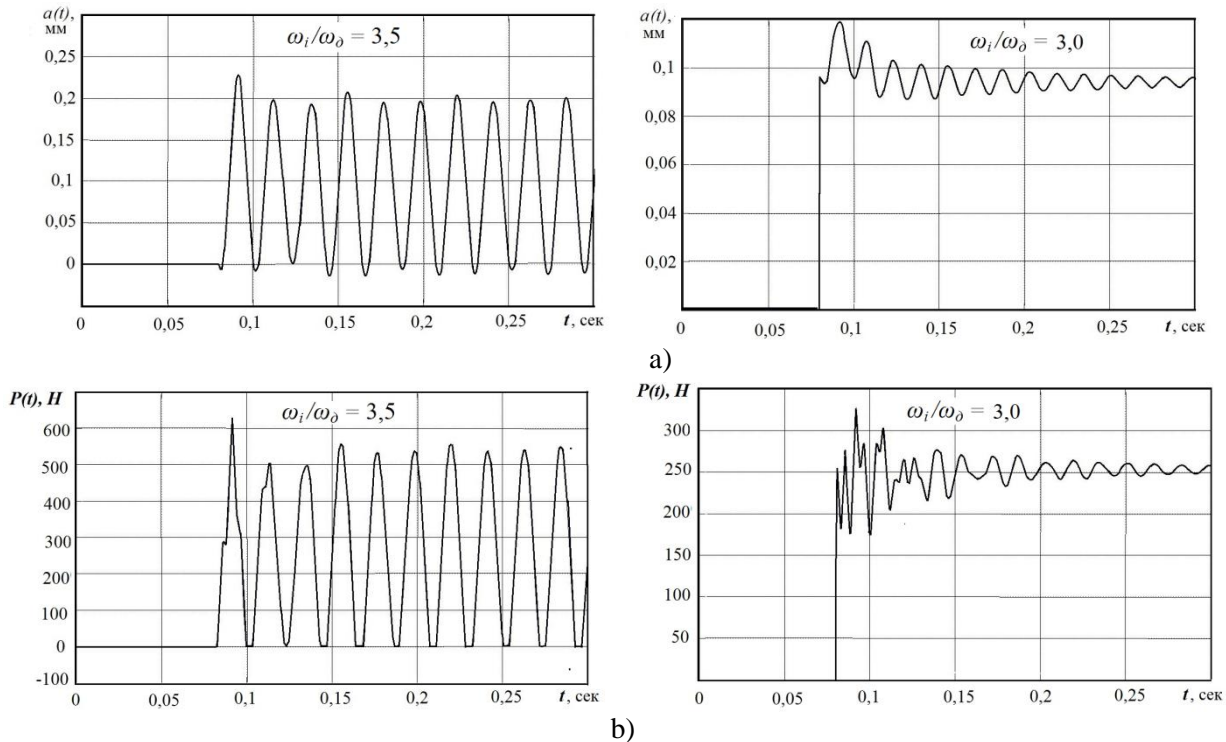


Fig.2. The results of the simulation of the chip crushing process in the form of graphs of the current values of the cut area thickness  $a(t)$  (a) and the cutting force  $P(t)$  (b) taking into account the condition (3) for  $\omega_i/\omega_\delta = 3.5$  and with an arbitrary ratio, for example  $\omega_i/\omega_\delta = 3.0$

To implement the specified amplitude-frequency range of cutter oscillations, a toolholder with machined spring of cross slot configuration and with the axis of greatest stiffness oriented relative to the normal to the processed surface is proposed [10]. The use of such a machined spring for cutter oscillations provides an increase in the modes of stable chip breaking and the necessary amplitude-frequency range of vibration movements of the cutter due to the sufficient cyclic endurance of its elastic elements at maximum amplitudes of its oscillations.

In Fig.3 shows the kinematic diagram of the two-coordinate turret carriage 1, which has a turret head 2 with a 16-position faceplate 3. The faceplate 3 of the turret head in the working position is fixed on the gear semi-couplings 4 by a hydraulic cylinder 5. The rotation of the faceplate is carried out when the semi-couplings 4 are unfixing from the high-torque motor 6 through the gear pair 7. The rotation of the tool spindle 8 is also provided by the engine 6 through the toothed belt transmission 9, the toothed gear 10 and the clutch 11. The rotation of the tool spindle 8 of the toolholder for chip breaking is transmitted only after the faceplate is fixed, when the faceplate rotation drive is turned off.

In Fig. 4 shows the general view of the elastic elements (Fig. 4, a) and the polar diagram of the flexibility of the elastic part of the toolholder in the  $yOz$  plane (Fig. 4, b).

From Fig. 4,b, it can be seen that the special design of the elastic element of the toolholder in the form of a machined spring of cross slot configuration ensures the directionality of the axes of greatest and least flexibility in accordance with the recommendations that ensures the increased vibration resistance of

processing with non-rigid tooling, i.e. that the angle of rotation of the main axes of stiffness  $y'Oz'$  ( $\beta = 15^\circ$ ) was approximated in value to half the angle  $\alpha$  ( $\alpha=30^\circ$  was taken in the calculations), which determines the direction of action of the cutting force  $P$ , that is  $\beta = \alpha/2$  [7, 10].

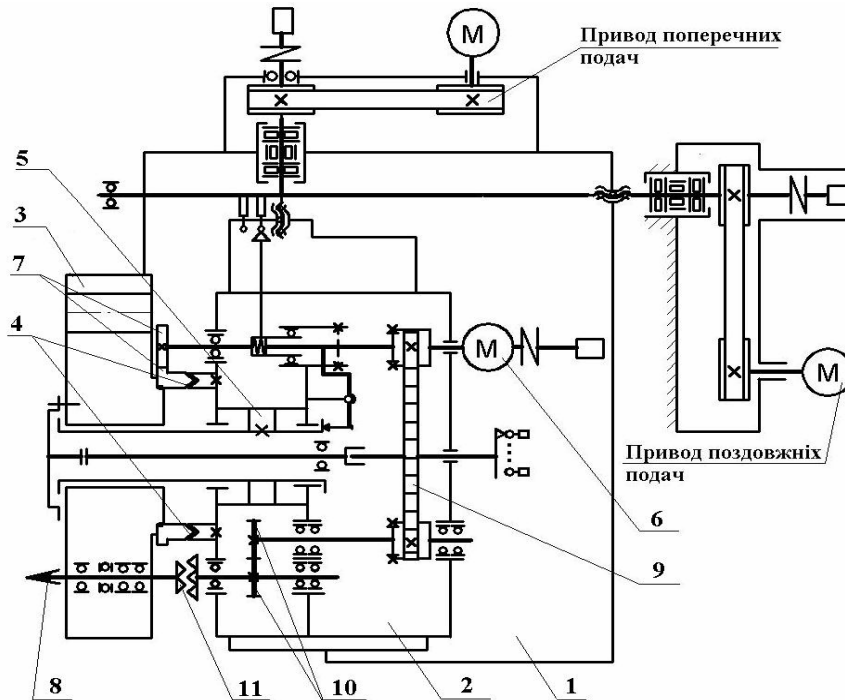


Fig.3. Kinematic scheme of the turret carriage of a CNC lathe

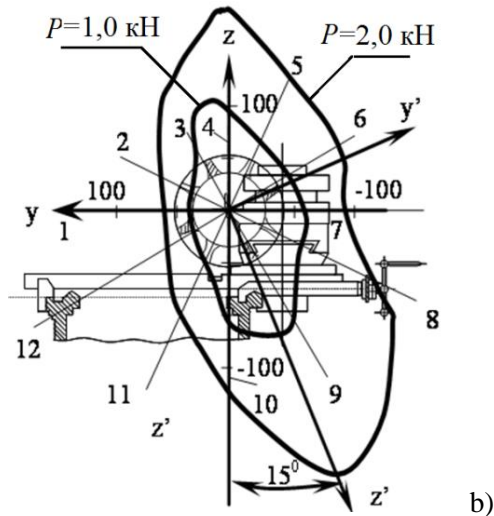


Fig.4. Machined spring of cross slot configuration of the toolholder (a) and experimental polar diagram of the flexibility of the elastic part of the toolholder (b)

Experimental research of the toolholder with elastic elements in the form of machined spring of cross slot configuration showed the following results: - stiffness in the directions of the components of the cutting force  $c_x = 67.5 \text{ N}/\mu\text{m}$ ,  $c_y = 23.45 \text{ N}/\mu\text{m}$ ,  $c_z = 11.18 \text{ N}/\mu\text{m}$ . Frequencies of natural oscillations of the elastic part of the toolholder in the following directions: -  $P_x$  without pretension - 93 Hz, with pretension of 0.2 mm - 86 Hz; -  $P_y$  without pretension - 140 Hz, with pretension of 0.2 mm - 150 Hz; -  $P_z$  without pretension - 155 Hz, with pretension of 0.2 mm - 157 Hz. Increasing the value of the pretension did not lead to a significant change in the frequencies of natural oscillations.

The test for cutting workpieces made of steel 45 was carried out on a stand based on a 1A616 lathe equipped with an additional drive for rotating the tool spindle of the toolholder. In all cutting modes at feed  $S=0.16 \text{ mm}/\text{rev}$ , range of cutting speeds  $V = 72\text{-}167 \text{ m}/\text{min.}$ , amplitude of cutter oscillations  $A = 0.08 \text{ mm}$ , cutting depths  $t=0.25; 0.5; 0.75; 1.0; 1.25; 1.5; 1.75 \text{ mm}$  and an odd  $\omega_i/\omega_d$  ratio, stable chip breaking was



registered.

#### DISCUSSION OF THE RESULTS OF THE STUDY

Based on the analysis of known methods and devices for chip breaking during turning, it was established that the use of elastic elements for oscillating movements of the cutter is the most effective way to provide vibration processing with an amplitude of up to 0.5 mm and a frequency of up to 200 Hz for reliable chip crushing in a wide range of modes cutting.

The results of mathematical modeling established that the choice of the shape, location and stiffness of the elastic part of the toolholder relative to the direction of the external load on the cutting tool has a significant impact on the efficiency of the segmental chip formation process.

It is proposed to choose the parameters of the elastic elements of the toolholder, taking into account ensuring its maximum stiffness with minimal external loads for oscillatory movements of the cutter. At the same time, it is recommended to use oriented stiffness for the machined spring of cross slot configuration due to the special placement of jumpers between two rows of slots.

#### SUMMARY

According to the results of research, the effectiveness of using vibration cutting with low-frequency oscillations for reliable breaking of chips during turning processing has been confirmed. The most effective and reliable in longitudinal turning is the chip breaking process with axial vibrations of the cutter, taking into account the odd ratio of the spindle rotation frequency and the frequency of oscillatory movements of the cutter. Conducted research using a mathematical model of the cutting tool elastic system showed that when using axial vibrations of the cutter, the reliability of chip breaking is determined by the ratio of the amplitude of these vibrations and the amount of longitudinal feed of carriage.

The use of a toolholder with an elastic part in the form of machined spring of cross slot configuration and with the drive of its oscillating movements provides the necessary amplitude-frequency range of cutter oscillations for chip breaking in the direction of longitudinal feed. The positive effect of chip breaking compensates for some disadvantages associated with a slight decrease in the quality of the treated surfaces. The execution of the elastic part of the toolholder in the form of machined spring of directional stiffness ensures a sufficient level of vibration resistance of the cutting tool elastic system due to the reduction of the influence of the coordinate connection, that is, the condition when the cutter is pushed away from the processed surface of the workpiece when the cutting force increases.

#### REFERENCES

1. Kratochvíl J, Petrů J, Pagáč M., Holubják J, Mrazík J. (2017). Effect of chip breakers on the cutting force during the machining of steel 45. *Advances in Science and Technology*. Vol. 11, Iss. 1, 173–178.
2. Yilmaz Y., Kiyak M. (2020). Investigation of Chip Breaker and its Effect in Turning Operations. *Journal of Advances in Manufacturing Engineering*. 1(1) 29-37.
3. Shevchenko O.V. (2011). Vykorystannia vibratsiinoho rizannia dlia droblennia struzhky pry tokarnii obrobtisi / Pratsi 9 mizhnarodnoho sympoziumu ukrainskykh inzheneriv-mekhanikiv u Lvovi. - Lviv: KINPATRI LTD. 255-257.
4. Astarloa A, Beudaert X., Dombovari Z., Fernandes M., Munoa J. (2021). Application of machine drive oscillations for chip breaking in heavy duty turning operations. 9th CIRP Conference on High Performance Cutting (HPC 2020), *Procedia CIRP* 101 110–113.
5. Yılmaz B., Karabulut S., Güllü A. (2020). A review of the chip breaking methods for continuous chips in turning. *Journal of Manufacturing Processes*. 49, 50-69.
6. Schwarze M., Ruger C., Georgi O., Rentzsch H., Patzold H. (2021). Actuator and Process Development for Vibration Assisted Turning of Steel. *Advances in Manufacturing Technology XXXIV*, 64-69.
7. Shevchenko O.V., Lishchiner-Ivashchenko O.V. (2020). Zabezpechennia vibrostriikosti protsesu roztochuvannia odnozovym instrumentom na tokarnomu verstati // *Tekhnichna inzheneriia* № 1(85)2020, Zhytomyr, Derzhavnyi universytet «Zhytomyrska politekhnika», 81-88.
8. Shevchenko O.V., Bieliaieva A.J. (2010). Efektyvne droblennia struzhky pry tokarnii obrobtisi // *Tekhnolohiia i tekhnika drukarstva / Zbirnyk naukovykh prats* – Kyiv: NTUU „KPI”, Vol. 4(30), 131 – 137.
9. Shevchenko O.V., Bieliaieva A.J. (2009). Riztsetrymach: Deklaratsiinyi patent Ukrainy № 43535: B23B 25/00, pub. 25.08.2009, Biul. № 16. – 3 p.
10. Shevchenko O.V. (2020). Vplyv radialnoi podatlyvosti pruzhnoi systemy instrumentu tokarnoho verstata na tochnist obrobky / *Materialy Mizhnarodnoi nauково-tekhnichnoi konferentsii "Prohresyvna tekhnika, tekhnolohiia ta inzhenerna osvita"*, sektsiia: Prohresyvna tekhnika ta tekhnolohiia mashynobuduvannia – Kyiv, Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic institute: 06-09.10.2020, 106-109.

**Шевченко О.В. Беляєва А.Ю. Ефективність кінематичного дроблення стружки на токарному верстаті з ЧПК**

При токарній обробці багатьох матеріалів, особливо таких, як високолеговані сталі і ряд сплавів кольорових металів, зазвичай утворюється зливна стружка, яка заважає робочу зону верстата та є травмонебезпечною для робітника. Одним ефективних і надійних способів дроблення стружки при токарній обробці є вібраційне різання, коли на рівномірний рух інструменту відносно деталі в процесі точіння накладається додатковий вібраційний рух інструменту. При правильному виборі напрямку коливань, їх частоти та амплітуди, вібраційне різання дозволяє надійно і ефективно дробити стружку. Найбільш ефективно при поздовжньому точінні відбувається дроблення стружки з використанням коливальних рухів різця в напрямку поздовжньої подачі. Результатами математичного моделювання на розробленій математичній моделі динамічної системи інструменту токарного верстата, що враховує конструктивні особливості вібраційного приводу з передаточним механізмом різцетримача у вигляді пружного елемента спеціальної просторової конфігурації для забезпечення направленої вібраційного руху різця, показано, що суттєвий вплив на ефективність процесу утворення сегментної стружки має вибір форми, місця розташування і величини жорсткості зони пружного корпусу різцетримача відносно напрямку зовнішнього навантаження на різальний інструмент. Для забезпечення необхідного амплітудно-частотного діапазону коливань різця запропоновано використання різцетримача з пружною частиною у вигляді прорізної пружини направленої жорсткості та використання штатного приводу інструментального шпинделя верстата з ЧПК. Розробкою та дослідженням математичної моделі пружної системи інструменту визначені умови, при яких незалежно від режимів різання та властивостей оброблюваного матеріалу відбувається надійне дроблення стружки.

**Ключові слова:** дроблення стружки, вібраційне різання, математична модель, прорізна пружина різцетримача.

*ШЕВЧЕНКО Олександр Віталійович*, доктор технічних наук, професор кафедри конструювання машин, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», E-mail: [alex0507305251@gmail.com](mailto:alex0507305251@gmail.com), <https://orcid.org/my-orcid?orcid=0000-0003-2015-1239>

*БСЛЯЄВА Анастасія Юріївна*, кандидат технічних наук, доцент кафедри конструювання машин, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського», E-mail: [bieliaeva.ay@gmail.com](mailto:bieliaeva.ay@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0002-1696-8687>

*Oleksandr SHEVCHENKO*, Doctor of Science in Mechanical Engineering, Professor of Machine Design department, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», E-mail: [alex0507305251@gmail.com](mailto:alex0507305251@gmail.com), <https://orcid.org/my-orcid?orcid=0000-0003-2015-1239>

*Anastasia BELYAIEVA*, Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering, Associate Professor of Machine Design department, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», E-mail: [bieliaeva.ay@gmail.com](mailto:bieliaeva.ay@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0002-1696-8687>

DOI 10.36910/automash.v1i20.1032

Zybtssev Y.V., Voroshylov P.A.  
*Kharkiv National Automobile and Road University, Kharkiv, Ukraine*

## DIAGNOSING OF CAR ON THE SHORT ROAD

This article describes methods of calibrating car speedometer on the road without expensive equipment. The most accurate results are obtained by using marking elements, for instance, the standard road guard fence. The most practical method is synchronous video recording of speedometer and the display of receiver for satellite signals GPS or/and GLONASS. Also, the KhNADU has substantiated methods of checking a car for acceleration and running out onto the road with simple measuring devices - a speedometer and a phone stopwatch. Experiments have shown that the real picture of countermeasures does not fit into generally accepted models, and this should be taken into account when calculating the standards of diagnostic parameters - the path and time of run-outing and acceleration. For check of the car by a known method the horizontal section of the road 2.5...3 km long is necessary. On the most part of the territory of Ukraine such sections are very rare, so it is proposed to check up a car on an acceleration on II and III gears and on a coasting down from 50 or 40 km/h to 20 km/h, using accessible length of 0,5 km. Behavior of car in such conditions was studied, some unknown specificities are discovered and described. The methods of calculation of control values for time of acceleration and time of coasting are offered. The speedometer is a frequency converter of the output shaft of the transmission or the wheels of the car. It inevitably reflects all the errors caused by the uncertainty of the rolling radius of the wheel, including due to atmospheric conditions, the degree of tire warm-up, vehicle loading and its distribution in the longitudinal and transverse directions, etc. Under these conditions, it is necessary to improve the standless diagnostic methods available to ordinary drivers, i.e. on-the-road inspection methods without complicated or prohibitively expensive equipment. So the calibration of the speedometer is a necessary test step and, in critical cases, must be performed at the beginning and end of each test day. Experimentally estimated the error, the required duration of measurement and speed variation when maintaining it by driver or by cruise control. Grading on GPS better when driving south. Calibration equation was obtained for the 2006 Honda Civic:  $V_{GPS} = 0,9528 V_{speedo} - 0,83$ .

**Keywords:** short road, car test, acceleration time, coasting time, GPS, car, speedometer.

### INTRODUCTION

In operation, the performance of cars is gradually deteriorating, which must be detected in a timely manner. This problem is solved with the help of traction roller stands. However, traction stands are expensive and many service stations do not have them. Service station owners believe that there is no demand for such services: a client arrives with a specific complaint about the deterioration of the technical condition, and the service station is required not to confirm this fact, but to search for and eliminate a defect that causes the car to become inoperable. Another argument is that a modern car has on-board diagnostic tools and therefore does not need external diagnostics. Both of these arguments are invalid.

The driver turns to the service station when he noticed a deterioration in the traction properties of the car and could not fix it on his own. But the experience of drivers is not always enough to detect this deterioration in a timely manner. There are cases when the driver noticed a decrease in traction properties by two or even three times. But at the same time, the car does not just “drive badly” - it wastes fuel, i.e. non-renewable natural resources, and this is no longer a personal concern of the car owner, but a problem for the whole society.

References to the equipment of a modern car with on-board diagnostics are irrelevant for Ukraine. The average age of the country's passenger car fleet is 18.5 years, which means that half of all cars are even older. So most of the cars in our countries do not have on-board diagnostics.

KhNADU substantiates methods for checking a car for acceleration and run-out on the road with simple measuring tools - a speedometer and a phone stopwatch. Experiments have shown that the real picture of resistances does not fit into generally accepted models, and this should be taken into account when calculating the standards for diagnostic parameters - the path and time of run-out and acceleration. It is recommended to accelerate to 100...120 km/h in direct or IV gear, followed by coasting to a stop. But for such tests, horizontal sections of the road 2.5 ... 3 km long are needed. We have such sites are very rare. Therefore, it is proposed to check cars on a short road in terms of acceleration time in downshifts and run-out time from 50 or 40 to 20 km/h.

### ANALYSIS OF LITERARY DATA AND PROBLEM STATEMENT

The car develops the maximum traction force of interest to the diagnostician at maximum speed, with very high resistances or during acceleration. The easiest way to do an acceleration road test is in calm weather on a level road with good coverage. We will not determine the absolute value of the traction force

$P_T$ , but we will know that, minus the total road resistance  $P_T$  and air resistance  $P_w$ , this force is sufficient to give a car with a mass  $m$  an acceleration  $a$ , that is

$$P_T - P_{\psi} - P_w = ma. \tag{1}$$

The average acceleration is a fairly objective indicator, it is easy to evaluate it without special instruments: for example, put the car into direct gear, develop a speed of 50 ... increasing speed from  $V_1$  to  $V_2$ , say from 60 to 100 km/h. If the length of the measured section of the road is insufficient, then acceleration should be carried out in downshifts.

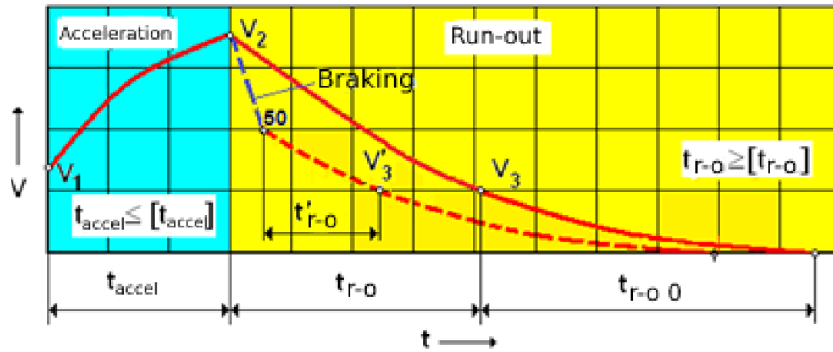


Figure 1. Scheme of general diagnostics of the traction and speed properties of the car for acceleration and run-out (solid lines - known method, dashed lines - proposed)

After the end of acceleration, i.e. reaching speed  $V_2$ , you can disengage the clutch and measure the car's run-out time, i.e. coasting from  $V_2$  to  $V_3$  and/or to a stop. If the measured road is short, you can first slow down, for example, up to 50 km/h, and then start the car coasting. The deceleration of the run-out characterizes the sum of external resistances plus losses in the suspension and disconnected transmission. To assess the technical condition of the car, it is these losses that are of interest.

Coasting distances are given in the literature (usually from 50 km/h to a stop). The coast down path can exceed 1000 m, so it is better not to bring the coast to a stop, but to limit it to some small speed range, for example, from 50 or 40 to 20 km / h. But measuring the run-out distance on the odometer in this case is too rough (the absolute error is 100 m with a full path of 300 ... 500 m. It's easier to measure not the path, but the run-out time.

In order to use the obtained values of the acceleration and run-out times as diagnostic parameters characterizing the technical condition of the car, it is necessary to have standards (control values) for these indicators. And to calculate the standards, it is necessary to study the features of the car in the selected modes and, accordingly, adjust the theory of movement.

**AIM AND TASKS OF THE RESEARCH**

The purpose of this work is to improve the standless diagnostic methods available to ordinary drivers, i.e. on-road testing methods without sophisticated or prohibitively expensive equipment and a general familiarization with them.

**RESEARCH RESULTS**

For the case of operation at full fuel supply, i.e. according to the external speed characteristic of the engine (ESCE), the tractive force  $P_t$  in newtons is calculated from the curve of the effective torque  $M_e$  in newton meters:

$$P_T = \frac{M_e \cdot u_i \cdot u_0 \cdot \eta_T}{R_d}, \tag{2}$$

where  $u_i$  is the gear ratio of the  $i$ -th gear engaged;  
 $u_0$  - gear ratio of the main gear (main pair)  
 $\eta_T$  is transmission efficiency;  
 $R_d$  is the dynamic radius of the driving wheel, m.

The torque curve  $M_e$  is found in the literature. For old carburetor and diesel engines, it can be calculated using the well-known formula S.R. Leiderman:

$$M_e = M_{eN_{max}} \left[ A + B \left( \frac{n}{n_N} \right) - C \left( \frac{n}{n_N} \right)^2 \right] \quad (3)$$

where  $M_{eN_{max}}$  is the torque at rated (maximum) power, Nm;

$n$  – crankshaft speed (crankshaft) current,  $\text{min}^{-1}$ ;

$n_n$  is the speed of rotation of the crankshaft at the rated (maximum) power,  $\text{min}^{-1}$ ;

A, B, C - coefficients, individual for each engine and depending on its coefficients of adaptability in terms of rotation frequency of the crankshaft and in terms of torque. Many methodological sources recommend the same coefficients for all carburetor engines and somewhat different ones, but also the same for all diesel engines. In this version, the formula gives a satisfactory power curve, but not torque - the torque curve calculated in this way does not even pass through the points of maximum torque and rated power specified in the vehicle and engine characteristics.

For modern electronically controlled engines, the Leiderman formula gives satisfactory results only in a limited range of rotational speeds, for example, from 2500 to 4500  $\text{min}^{-1}$ .

However, the nominal torque curves published in the literature were obtained in static modes, i.e. according to measurements at each point at a constant speed, without acceleration. Acceleration during acceleration noticeably distorts the configuration of the torque curve (Figure 2). The entire curve descends slightly, dips appear at the beginning and end, and the point of maximum moment shifts along the abscissa axis to the right or left.

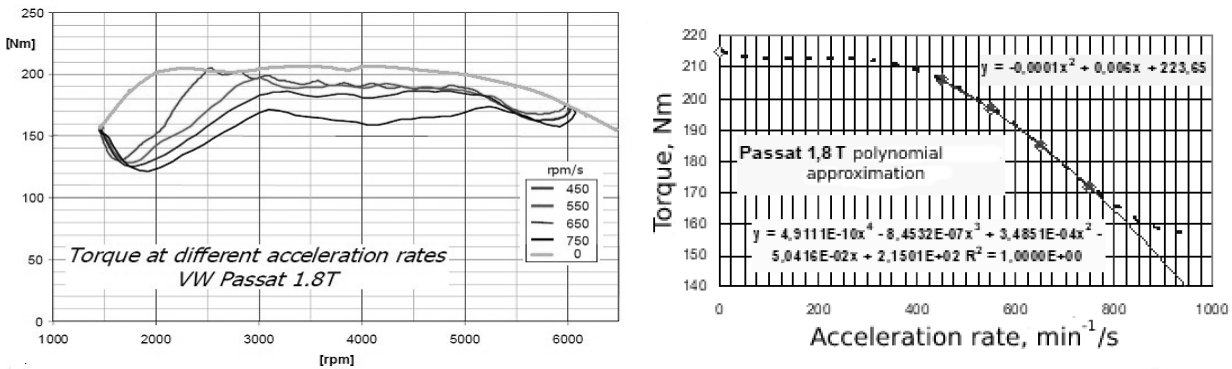


Figure 2. Torque measurement results for VW Passat 1.8 T on the Rototest VPA-RX 2WD [1] (left) and our processing [2]

The engine acceleration rates (450...750) used by the Rototest researchers are not exaggerated. So, in our experiments, a car Lada 111 weighing 1260 kg accelerated in second gear at a rate of 320...360  $\text{min}^{-1}/\text{s}$ , and in first gear – 920...1080  $\text{min}^{-1}/\text{s}$ .

DVS theory explains this reconfiguration verbally, not quantitatively. It is not even clear where the maximum torque will shift - to the right, to higher crankshaft speeds, or to the left. Prof. A.N. Poida believes that this sets the engine setting, which is manifested by the shape of the torque curve according to the ESCE. If the curve has a clearly defined maximum (as, for example, in the Lada Priora car), one should expect a shift to the left, but if there is a platform (as in the VAZ-2111), the maximum will shift to the right. Note that for cars of the Volkswagen Audi Group, the maximum is usually shifted to the right.

The generally accepted models of resistance to vehicle movement simplify the real picture. This is shown by the processing of published field test data (Figure 3). Discrepancies appear in all speed ranges, which indicates an insufficiently accurate description of all acting forces[3].

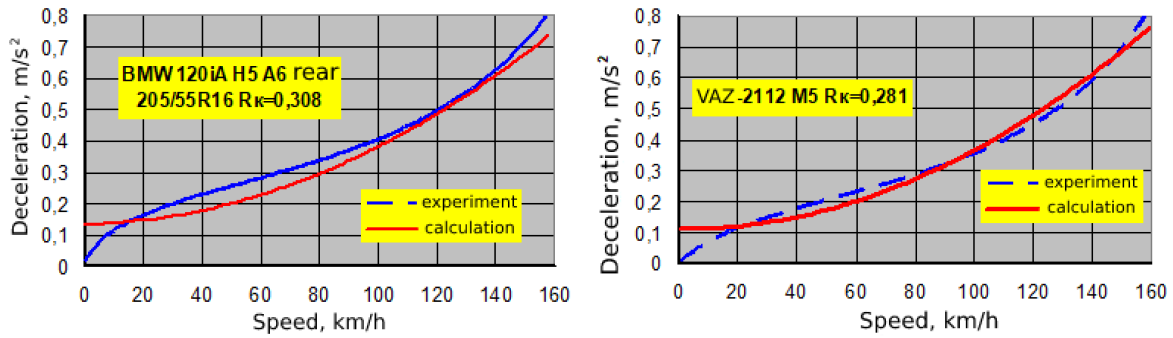


Figure 3. Comparison of calculated and experimental dependencies deceleration of the free run of cars from speed (processing of the results of field tests "Autoreview")

Note that these discrepancies are not the result of incorrect processing. The results of our experiments on different cars have a very similar configuration. The speed dependence of the DAEWOO Matiz 0.8 car deceleration (Figure 4) built on the basis of experimental data has exactly the same shape as shown in Figure 3, in particular, a clearly pronounced decrease in the deceleration module (i.e., resistance forces) on speeds below 20 km/h. Since this diagram was built using the data of 21 runouts - both upwind and downwind, and on two different roads (i.e. at different angles to the direction of the wind), such a deviation from the theoretical diagram cannot be attributed to incorrect processing, negligence performers, wind influence, unaccounted for slope, random factors, etc.

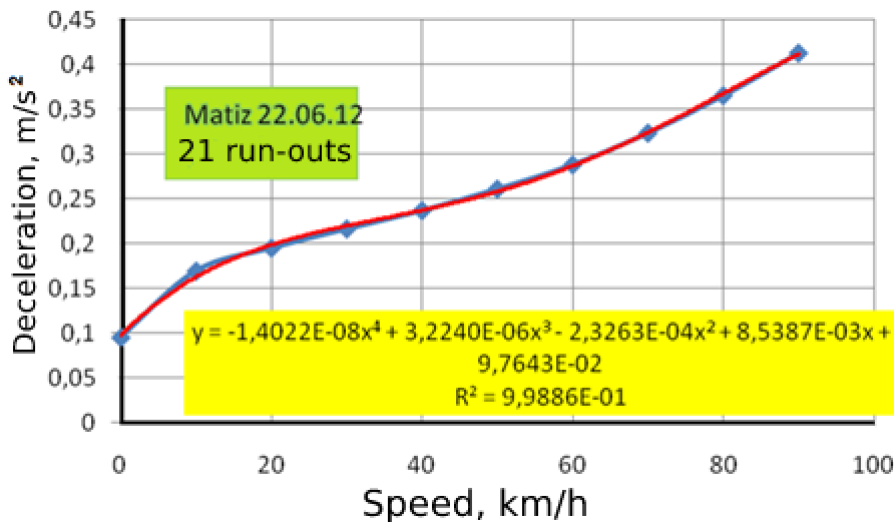


Figure 4. Experimental dependence averaged over 21 run-outs

Calm periods on open roads are extremely rare, so you can not completely clear the results from the influence of the wind. But with a weak wind (about 1 m/s), similar rundown diagrams were obtained in both directions, with a clear drop in resistance at low speeds, especially below 8...10 km/h (Figure 5). Consequently, this feature of the resistance to vehicle movement at low speeds can be considered proven and taken into account in the calculations.

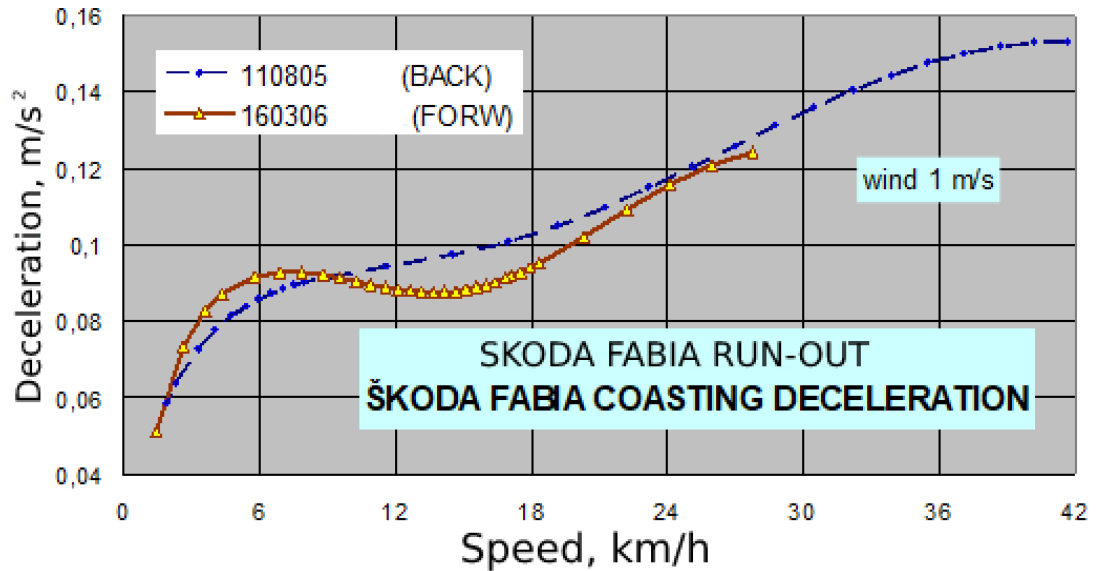


Figure 5. Experimental dependences of the deceleration of the car Skoda Fabia Combi I on the speed when coasting in opposite directions

This drop can be caused by the peculiarities of all acting forces. Idling losses of the transmission depending on the speed are usually described by a linear law (V.V. Moskovkin et al.). However, our experiments show a progressive decrease in these losses as the speed decreases (Figure 6).

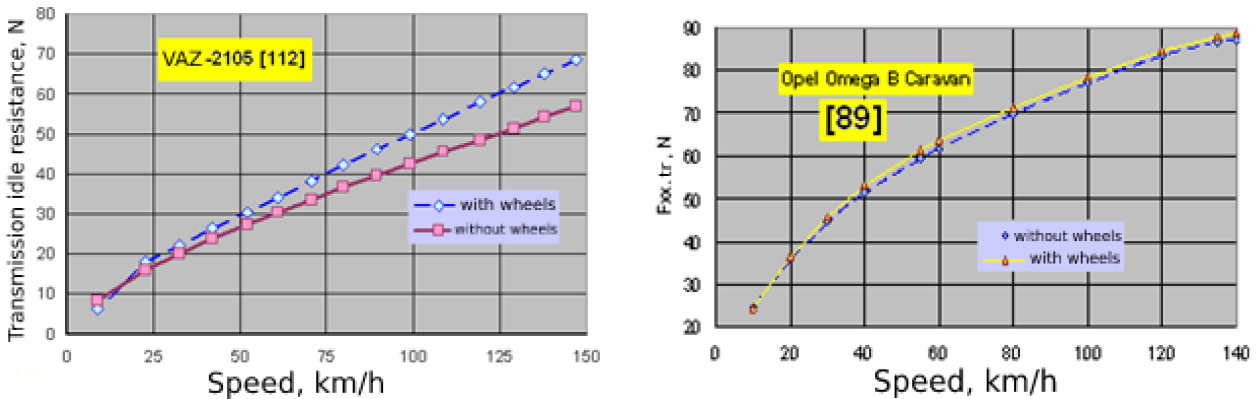


Figure 6. Idling resistance of a passenger car transmission

Many sources suggest that the rolling resistance coefficient be considered constant in the range from zero to 100 km/h. More conscientious authors simply do not show its values at speeds below 15 km / h (Figure 7) - apparently, due to the peculiarities of the measuring systems of tire stands. But even in these cases, the downward deviation of the experimental points is clearly visible [4].

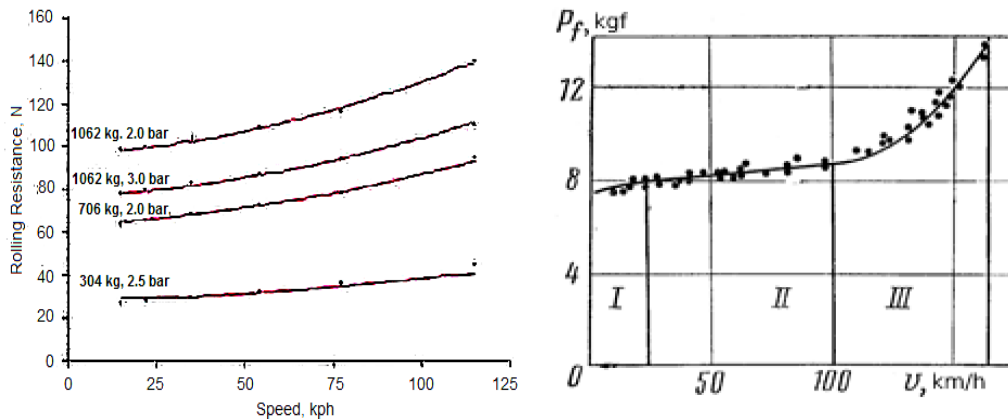


Figure 7. Dependence of rolling resistance on speed according to [5].

Air resistance to vehicle movement is usually described as a quadratic dependence on speed:

$$P_w = 0,5\rho_w \cdot C_x \cdot F \cdot v^2, \tag{4}$$

where  $\rho_w$  is the air density, on average  $1.2 \text{ kg/m}^3$ ;  
 $C_x$  is the drag coefficient;  
 $F$  is the frontal area of the vehicle,  $\text{m}^2$ ;  
 $v$  is the speed of the vehicle relative to the air,  $\text{m/s}$ .

It is generally accepted that when blowing in a wind tunnel, the coefficient  $C_x$  is measured. In fact, the forces and moments acting on the object along three axes and the flow velocity are measured, and  $C_x$  is calculated based on formula (4), i.e. a priori taking the exponent equal to 2. In fact, the exponent is not equal to 2 and is not a constant at all. It essentially depends on the speed, it was shown back in the 20s of the last century, this is well known to specialists. However, the literature does not provide guidance on how to calculate it. We tried to explore its connection with the speed of the means available to us. It turned out that the qualitative picture of 84 studied cars is almost the same, although the variation is very large, especially at speeds below 20 km/h. But the absolute values of the force  $P_w$  are small here, so you can use the averaged dependencies shown in Figure 8.

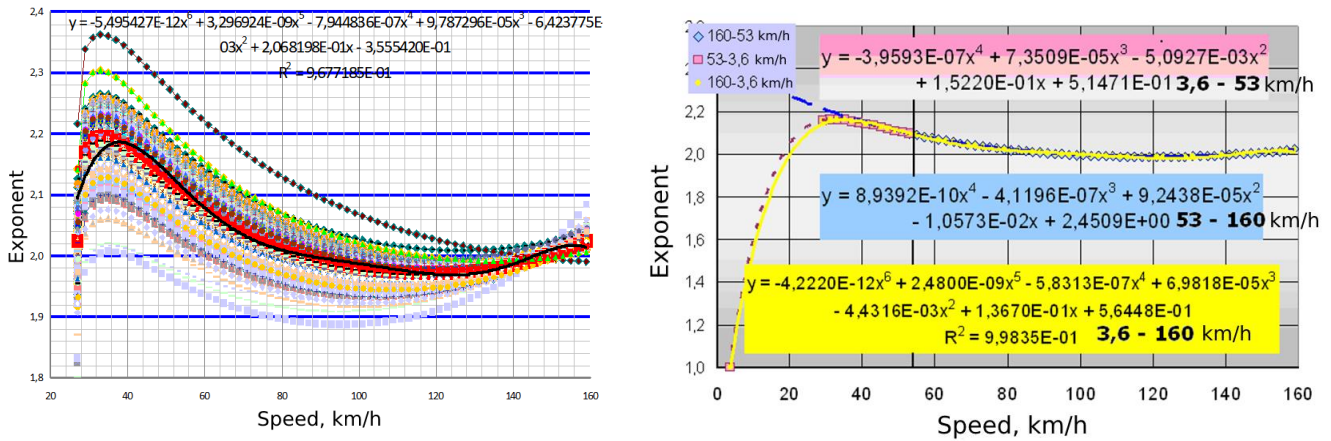


Figure 8. The dependence of the exponent in the air resistance formula on speed: variation across different vehicles (left) and polynomial approximation [6].

**DISCUSSION OF THE RESEARCH RESULTS**

Traction balance equation (1) is essentially a differential equation of the form

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{P_m - \Sigma P_c}{m_a \cdot \delta}, \tag{5}$$

where  $a$  is the acceleration of the vehicle,  $\text{m/s}^2$ ;  
 $\Sigma P_c$  is the sum of resistance to movement,  $\text{N}$ ;  
 $m_a$  is the progressively moving mass of the vehicle,  $\text{kg}$ ;  
 $\delta$  is the coefficient for accounting for rotating masses.

Traditionally, all components of the traction balance are described by polynomials of no higher than the second degree. In this case, the differential equation is solved in general form. But if we take into account the refinements of the mathematical models of these components described above, then the equation becomes much more complicated:

$$\frac{dV}{dt} = \left[ \frac{M_e u_i u_0 \eta}{r_{ko} - \lambda_M M_e u_i u_0 \eta} - 0,5\rho C_x F \cdot \left( \frac{v}{3,6} \right)^{(8,9410^{-10}v^4 - 4,1210^{-7}v^3 + 9,2410^{-5}v^2 - 0,01057v + 2,45)} \right] \cdot \frac{1}{\delta \cdot m_a}, \tag{6}$$



$$M_e = 2,29 \cdot 10^{-19} n^6 - 5,76 \cdot 10^{-15} n^5 + 5,78 \cdot 10^{-11} n^4 - 2,94 \cdot 10^{-7} n^3 + 7,9 \cdot 10^{-4} n^2 - 1,0376n + 65,504, n = \frac{v \cdot u_i u_0}{0,377(r_{ko} - \lambda_M M_e u_i u_0 \eta)}$$

In this form, it does not have a general solution, but is easily solved by numerical methods, for example, by the well-known finite difference method. The method is simple, clear and easy to use. Its key point is the choice of the discretization step of the considered range of the argument (in our case, the speed) when constructing the grid. The analysis showed that too small a step is not required to calculate the acceleration or run-out time: for example, a calculation error of less than 1% is provided at a step of 20 km/h, and an error of less than 0.1% is provided at a step of less than 6.4 km/h (Figure 9) [7].

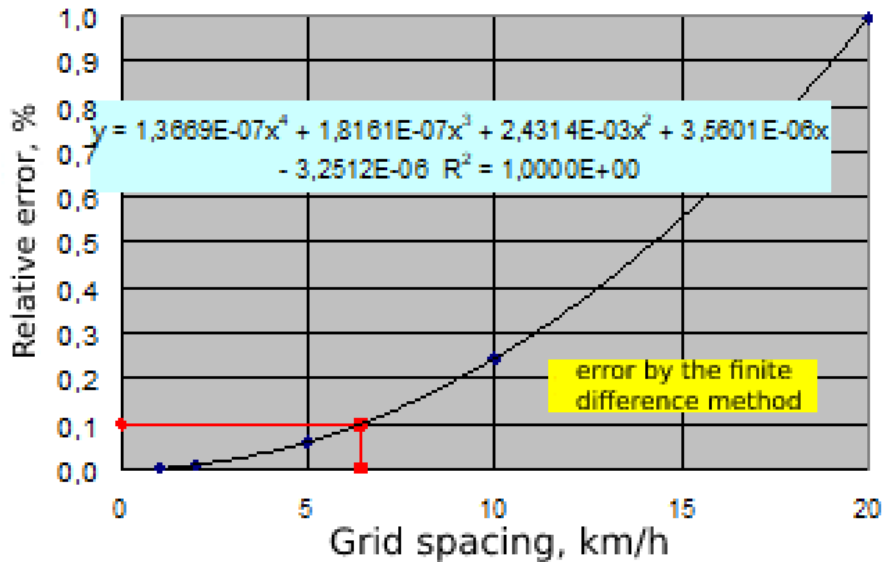


Figure 9. Dependence of the calculation error by the finite difference method on the grid step [8].

The standard values of the acceleration time and the run-out time are calculated as solutions of the differential equation of motion by the finite difference method for given boundary conditions (for example,  $v_1=60, v_2=100$ ).

The standards should be calculated for specific test modes. Based on calculations and experiments, the following modes are recommended: acceleration in third gear from 50 to 100 km/h, in second gear from 20 to 80 or to cutoff; rear-wheel drive vehicles can be additionally checked by acceleration in gear I from zero to 40 km/h or to a cutoff. Run checks from 50 or 40 km/h to 20 km/h [9].

The difficulty in calculating the acceleration is the choice of the torque curve equation, taking into account the influence of the acceleration of the KV and the age of the engine. Our research allowed us to propose empirical corrections that bring the results of calculating the acceleration time according to the nominal torque curve closer to the experimental results. We recommend taking into account the reduction in the maximum torque in the lower gears (accepted within 8%) by the coefficient

$$K_1 = 1 - 0,02 \cdot u_i, \tag{7}$$

where  $u_i$  is the gear ratio of the gear for which the calculation is being carried out.

Assume that the largest displacement of the point of maximum torque  $\Delta n_M$  along the axis of the rotation frequencies of the crankshaft is 1000 min<sup>-1</sup> in the lowest gear. Calculate the specified offset using the formula

$$\Delta n_M = \pm 275 u_i. \tag{8}$$

In addition, it is known that as the cylinder-piston group wears out, the branches of the torque curve to the right and left of the maximum point fall steeper and steeper. It is recommended for vehicles that are in operation for T years from the date of issue or overhaul to enter a reduction factor into the torque formula

$$K_2 = 1 - T \cdot [0,006 + 0,010 \cdot (n/n_M - 1)^2], \quad (9)$$

where  $n_M$  are the maximum torque revolutions,  $\text{min}^{-1}$ .

The smallest discrepancy with the experimental data is given by the calculation of the acceleration standards according to the nominal torque curve, approximated by a polynomial of the 6th degree, with the indicated empirical corrections.

### CONCLUSIONS

The study showed the possibility of diagnosing cars on a short road by accelerating in II-III gears and coasting from 50 or 40 km/h to 20 km/h. This greatly expands the possibilities of using such diagnostics in operation. In the course of the study, new results were obtained that made it possible to improve the theory of car movement.

### REFERENCES

1. Färnlund J., Nils G., (March 2005). Performance measurements on chassis dynamometers. Engström Publ. by Rototest Research Institute, Part 2, p.134.
2. Volkov V.P., Raschet vestnik HPI 2012 64 [Electronic resource]. - Resource access mode: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/11516> (date of access to the source 03.03.2023).
3. Iaroslav Tsyplenkov, Leonid Holovanov, (2007). Epokha zmin. Perevirka na dorohakh: porivnialnyi test Toyota Corolla, Ford Focus, Honda Civic ta Hyundai Elantra, Avtoreviu. - №8 (379), 16-19 s.
4. Ie.A. Bilohurov, O.O. Bilohuriv., «Dynamichni metody diahnostuvannia avtomobilia u dorozhnikh umovakh: avto-ref. dys. na soisk. nauk. stupenia kand. tekhn. nauk: spets. 05.22.20». Ekspluatatsiia ta remont zasobiv transportu, - Kharkiv, 2011. - 23 s.
5. The Pneumatic Tire, U.S. Department of Transportation. National Highway Traffic Safety Administration. 2006. 707 p. [Electronic resource]. - Resource access mode: [http://www.nhtsa.gov/staticfiles/safecar/pdf/PneumaticTire\\_HS-810-561.pdf](http://www.nhtsa.gov/staticfiles/safecar/pdf/PneumaticTire_HS-810-561.pdf) (date of access to the source 12.03.2023)
6. Ruslan Tarasov, (2012). Dity evoliutsii. Ohliad premialnykh sedaniv serednoho klasu, Klakson, № 10 (498).
7. Anatolii Fomin, (2009). Vymiriano ZR. Shvydkist: Nemaksymalna maksymalka, Za kermom. - № 1, 13 s.
8. TRC Tyre data calculator (Shynnyi kalkuliator TRC) [Electronic resource]. - Resource access mode: [http://www.club80-90syncro.co.uk/Syncro\\_website/TechnicalPages/TRC%20calculator.htm](http://www.club80-90syncro.co.uk/Syncro_website/TechnicalPages/TRC%20calculator.htm). (date of access to the source 14.03.2023).
9. Podibnist ta vidminnosti suputnykovykh system navihatsii GLONASS ta GPS [Electronic resource]. - Resource access mode: <http://telemetry.spb.ru/gps-glonass-comparison> (date of access to the source 02.04.2023).

### **Ю.В. Зибцев, П.А. Ворошилов. Диагностика автомобиля на короткой дороге**

У цієї статті описані способи калібрування спідометра автомобіля в дорозі без дорогого обладнання. Найбільш точні результати дає використання елементів розмітки, наприклад, стандартної огорожі. Найпрактичнішим способом є синхронний відеозапис спідометра та дисплея приймача супутникових сигналів GPS та/або ГЛОНАСС. Також у ХНАДУ обґрунтували методи перевірки автомобіля на розгін і вибіг по дорозі простими вимірювальними приладами – спідометром і телефонним секундоміром. Експерименти показали, що реальна картина протидії не вкладається в загальноприйняті моделі, і це слід враховувати при розрахунку стандартів діагностичних параметрів - шляху і часу вибігу і прискорення. Для перевірки автомобіля відомим методом необхідна горизонтальна ділянка дороги довжиною 2,5...3 км. На більшій частині території України такі ділянки зустрічаються дуже рідко, тому пропонується перевіряти автомобіль при розгоні на II та III передачах та накаті від 50 або 40 км/год до 20 км/год, з використанням доступної довжини 0,5 км. Вивчено поведінку автомобіля в таких умовах, виявлено та описано деякі невідомі особливості. Запропоновано методи розрахунку контрольних значень часу розгону та часу вибігу. Спідометр - це перетворювач частоти вихідного вала коробки передач або коліс автомобіля. У ньому неминуче відображаються всі похибки, викликані невизначеністю радіуса кочення колеса, в тому числі через атмосферні умови, ступінь прогріву шини, навантаження автомобіля і його розподіл в поздовжньому і поперечному напрямках і т. д. За цих умов необхідно вдосконалити доступні звичайним водіям автономні методи діагностики, тобто методи огляду на дорозі без складного або не дуже дорогого

обладнання. Отже, калібрування спідометра є обов'язковим етапом тестування, і в критичних випадках воно має виконуватися на початку та в кінці кожного дня тестування. Експериментально оцінено похибку, необхідну тривалість вимірювання та зміну швидкості при її підтримці водієм або круїз-контролем. Оцінка за GPS краще під час руху на південь. Калібрувальне рівняння було отримано для Honda Civic 2006 року:  $V_{GPS} = 0,9528 V_{speedo} - 0,83$ .

**Ключові слова:** коротка дорога, випробування автомобіля, час розгону, час руху накатом, GPS, автомобіль, спідометр.

*ЗИБЦЕВ Юрій Васильович*, інженер, старший викладач кафедри «Технічної експлуатації і сервісу автомобілів імені Говорущенко М.Я.» Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, e-mail: [dandz2805@gmail.com](mailto:dandz2805@gmail.com).

*ВОРОШИЛОВ Павло Андрійович*, студент, спеціальність: автомобільний транспорт, автомобільний факультет Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, e-mail: [voropasha01@gmail.com](mailto:voropasha01@gmail.com).

*Yuriy ZYBTSEV*, senior lecturer engineer, Department «Technical operation and service of cars named after prof. Govorushchenko N.Ya.» Kharkiv National Automobile and Road University, e-mail: [dandz2805@gmail.com](mailto:dandz2805@gmail.com).

*Pavlo VOROSHYLOV*, student, specialty: automobile transport, automotive faculty Kharkiv National Automobile and Road University, e-mail: [voropasha01@gmail.com](mailto:voropasha01@gmail.com).

DOI 10.36910/automash.v1i20.1033

Андрусенко С.І.<sup>1</sup>, Будниченко І.В.<sup>1</sup>, Дембіцький В.М.<sup>2</sup>  
<sup>1</sup>Національний транспортний університет, м.Київ, Україна,  
<sup>2</sup>Луцький національний технічний університет, м. Луцьк, Україна

## ЗАСТОСОВНІСТЬ ПОКАЗНИКІВ ОЦІНЮВАННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

У роботі розглянуто застосовність показників оцінювання енергоефективності транспортних засобів, силкові установки яких мають двигун внутрішнього згорання та електричний двигун. Встановлено, що під час оцінки витрат енергоносія в двигунах внутрішнього згорання застосовуються показники витрати енергоносія в літрах на одиницю транспортної роботи в км або на 100 км, в той час, як для двигунів з електричним приводом такий єдиний підхід відсутній. Встановлено, що основною проблемою під час порівняння енергоефективності транспортних засобів різних виробників з електричною тяговою установкою; планування та контролювання витрат енергоносія транспортним засобом з електричною тяговою установкою є відсутність єдиного показника оцінювання. Розглянуто результати досліджень щодо впливу різних чинників на витрати енергоносія транспортними засобами і показники оцінювання витрат енергоносія. Акцентовано увагу на показниках енергетичної навантаженості автомобілів, рівня енергетичної навантаженості, енергетичної економічності автомобіля, витрат енергії в кВт\*год в залежності від пробігу та кількості перевезених пасажирів за певний період часу, кількості витраченого енергоносія на одиницю транспортної роботи для заданих умов руху. В роботі встановлено, що дослідження витрат енергоносія транспортних засобів категорії М3, класу І, що мають тягову установку з електричним двигуном перебувають у початковій стадії і потребують подальших досліджень. Також встановлено необхідність розроблення і впровадження, критеріїв та методів оцінювання ефективності використання енергії на автомобільному транспорті з урахуванням реальних умов експлуатації.

**Ключові слова:** транспортний засіб, тягова електрична установка, витрати енергоносія, критерій енергоефективності, оцінювання енергоефективності.

### ВСТУП

Початком активізації енергозберігаючої діяльності на транспорті можна вважати прийняття закону України «Про енергозбереження» [1] який в подальшому був замінений на закон України «Про енергоефективність» [2].

Указом президента України «Про невідкладні заходи щодо забезпечення ефективного використання паливо – енергетичних ресурсів» [3] визначена необхідність:

- запровадження системи показників енергоефективності та їх моніторингу для різних сфер економіки держави;
- запровадження системи національних стандартів у сфері ефективного використання енергетичних ресурсів;
- удосконалення менеджменту з енергозбереження у транспортній галузі;
- удосконалення порядку нормування питомих витрат паливо -енергетичних ресурсів;
- забезпечення проведення необхідних статистичних спостережень за показниками енергоефективності, формування інформаційних баз даних для аналізу динаміки змін цих показників.

Енергозберігаюча діяльність на транспорті передбачає будь яку діяльність, яка спрямована на раціональне використання та економне витрачання первинної та перетвореної енергії, а енергоефективність згідно зазначеного закону являє собою кількість енергетичних ресурсів, яка витрачається на виконання заданої роботи.

Відомо, що автомобільний транспорт є одним із найбільших споживачів паливо-енергетичних ресурсів, тому дослідження, що стосуються раціонального їх використання, виконуються постійно для досягнення максимальної ефективності використання енергетичних ресурсів в умовах існуючого рівня розвитку конструкції транспортних засобів та забезпечення умов їх експлуатації.

Діяльність підприємств транспорту, зокрема з ресурсозбереження та його складової – енергозбереження, визначаються також Указами Президента України [3,4,5,6], Постановами Кабінету Міністрів [7,8,9,10], Державними стандартами України [11,12,13,14].

Очевидно, що досконалість планування і розробка науково обґрунтованих методів оцінювання витрати енергоносія є одним із напрямків ресурсозбереження на автомобільному транспорті та зниження собівартості перевезень [15].

## **АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Розв'язання проблеми ресурсозбереження на автомобільному транспорті, як зазначено в роботі [16], потребує розроблення і впровадження в Україні національної програми проведення додаткових випробувань щодо визначення ефективності використання енергії на автомобільному транспорті, а значить, критеріїв та методів оцінювання з урахуванням реальних умов експлуатації.

Над вирішенням проблеми ресурсозбереження на автомобільному транспорті в Україні працюють багато фахівців Національного транспортного університету (м.Київ), Харківського національного автодорожнього університету, Національної академії Національної гвардії України (м.Харків), Харківського національного технічного університету сільського господарства, Державного університету «Житомирська політехніка», Харківської національної академії міського господарства та інших наукових закладів.

Так для оцінки енергетичної ефективності транспортного засобу для вирішення наявної проблеми ряд авторів [17,18] запропонували використовувати коефіцієнт корисної дії автомобілів, як кількість витраченої енергії двигуном під час виконання корисної роботи, яка є переміщенням вантажу між двома контрольними пунктами.

Розробці та удосконаленню методів визначення витрати енергоносія для конкретних умов експлуатації транспортних засобів з тяговими силовими установками з двигуном внутрішнього згорання присвячено ряд робіт вітчизняних та зарубіжних науковців, наприклад: Говоруценка М.Я. [19], Редзюка А.М. [20,21], Сахна В.П.[22,23], Гутаревича Ю.Ф. [24], Біліченка В.В. [25], Кривошапова С.І. [26, 27], Волкова В.П [28], Крайника Л.В., [29], Маяка М.М. [30], Литвина В. В., [31], Іванушко О.М. [32] та інших.

У всіх зазначених вище роботах застосовувався показник оцінки витрати енергоносія в літрах на одиницю транспортної роботи в км або на 100 км, під час обґрунтування значення показника енергоефективності для:

- транспортного засобу певної категорії та визначених умов руху;
- окремої системи транспортного засобу та визначених умов руху.

Усі зазначені вище роботи в Україні, як правило, покладені в основу нормативного документа [33] та змін до нього, які регламентують норми витрат енергоносія за показником, що вимірюється в л/100 км при експлуатації транспортних засобів з двигунами внутрішнього згорання. Цей показник призначений для планування та контролювання витрат енергоносія в транспортних підприємствах.

Окремо зазначимо, що аналогічного документу для транспортних засобів з електричною тяговою установкою не існує.

Подальший розвиток вимог до транспортної галузі України на період до 2030 року з метою зближення з країнами європейського союзу передбачає обмеження на купівлю та експлуатацію автобусів з двигунами внутрішнього згорання та збільшення використання для міських перевезень пасажирів транспортних засобів з електричною тяговою установкою. Законодавче закріплення такої тенденції підтверджує актуальність дослідження енергоефективності транспортних засобів з електричною тяговою установкою, особливо категорії М3 класу І.

## **ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Метою дослідження за напрямком покращення енергоефективності транспортних засобів з електричною тяговою установкою має бути наукове обґрунтування показника для оцінювання їх енергоефективності який дозволить виконувати:

- порівняння енергоефективності транспортних засобів різних виробників з електричною тяговою установкою для можливості вибору найкращого на етапі їх придбання транспортними підприємствами;
- планувати та контролювання витрати енергоносія транспортним засобом з електричною тяговою установкою під час його експлуатації.

Досягнення мети на першому етапі досліджень має бути здійснено за умови виконання аналізу застосованості показників оцінювання енергоефективності транспортних засобів з електричною тяговою установкою під час виконаних раніше досліджень.

## **РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ**

Вперше автори роботи [34] відійшли від традиційного показника енергоефективності, який оцінювався за обсягом витраченого палива автомобілем на одиницю транспортної роботи та запропонували показник – рівень енергетичної навантаженості автомобілів, який може бути

застосовано для транспортних засобів з електричною тяговою установкою. Цей показник визначається наступною залежністю:

$$Y_w = \frac{2N_{e_{max}}}{m_{\Pi} V_{a_{max}}^2} \quad (1)$$

де  $N_{e_{max}}$  - максимальна ефективна потужність двигуна, кВт;  $m_{\Pi}$  - максимальна маса транспортного засобу, кг;  $V_{a_{max}}$  - максимальна швидкість транспортного засобу, м/с.

В подальших дослідженнях автори роботи [35] запропонували інший показник, що є величиною, зворотною рівню енергетичної навантаженості та має розмірність Дж/Вт (кДж/кВт), тобто:

$$\epsilon_w = \frac{1}{Y_w} = \frac{m_{\Pi} V_{a_{max}}^2}{2N_{e_{max}}} \quad (2)$$

З іншої сторони, запропонований авторами роботи [36] показник енергетичної ефективності, що обчислюється згідно виразу 2, є часом розгону автомобіля від  $V_a = 0$  до максимальної швидкості за умови, що вся максимальна ефективна потужність автомобіля витрачається тільки на його розгін.

Автори роботи [36] пропонують використовувати поняття «енергетична економічність автомобіля» замість паливної економічності та зазначають, що раціональне використання енергії двигуна автомобіля можливе, коли досягнуто мінімум непродуктивних втрат у двигуні та трансмісії.

Під час досліджень впливу режимів руху міських автобусів на паливну економічність авторами роботи [37] була запропонована розрахункова модель на базі рівнянь силового та паливних балансів, яка дозволяє визначити вплив окремих умов експлуатації на процес формування витрат палива міськими автобусами. В цій роботі був застосований загальний показник кг/кВт год для оцінювання впливу густини палива, механічних втрат в двигуні, витрат на роботу допоміжного устаткування, трансмісії, опору кочення шин, аеродинаміки, сил інергції та подолання підйомів. Крім того, автори роботи [37] також запропонували використовувати показник витрати енергоносія в кДж на одиницю мірної ділянки шляху в метрах та зворотну їй величину в м/кДж.

Фундаментальною роботою, з точки зору енергозбереження для транспортних засобів з електричною тяговою установкою є робота [38] в якій зазначений критерій загального оцінювання витрат енергоносія транспортним засобом в кВт\*год та надаються рекомендації щодо напрямків його зменшення за рахунок застосуванням сучасних конструкції додаткових джерел живлення, не пов'язаних з загальною системою живлення транспортних засобів. В цій роботі запропоновано інше рівняння балансу енергії, де показник енергоефективності має розмірність кВт\*год:

$$E_{\text{вих}} = \int_{\text{тяга}} P_{\text{б.вих}} dt + \int_{\text{гальм}} P_{\text{вх}} dt, \quad (3)$$

де  $P_{\text{б.вих}}$  - вихідна потужність джерела живлення без врахування нетягового навантаження (допоміжного);  $P_{\text{вх}}$  і потужність рекуперативного гальмування.

Для транспортних засобів з електричною тяговою установкою класу I в роботі [39] пропонується енергоефективність оцінювати за показником витрат енергії в кВт\*год в залежності від пробігу та кількості перевезених пасажирів за певний період часу.

В роботі [40] розглядається показник оцінювання енергоефективності в кВт\*год/км, який визначається за показниками лічильників, що встановлені на транспортному засобі з електричною тяговою установкою.

В роботі [41], що присвячена методу обґрунтування енергетичної ємності тягової акумуляторної батареї, застосовується показник енергоефективності транспортного засобу, який є питомими витратами енергоносія на одиницю транспортної роботи.

Вплив експлуатаційних чинників на витрату енергоносія транспортним засобом з електричною тяговою установкою досліджено в роботі [42], в якій використовується показник енергоефективності, що є витратами енергоносія в кДж для визначених умов руху.

В подальших дослідженнях енергоефективності транспортних засобів з електричною тяговою установкою, автор [43] застосовує критерій оцінювання, що являє собою кількість витрат енергоносія в МДж на одиницю виконаною транспортної роботи в км, коли вирішується задача визначення оптимального режиму руху, що забезпечує мінімальні витрат енергоносія.

Окремо зазначимо, що достатньо велика кількість досліджень транспортних засобів з електричною тяговою установкою присвячена визначенню характеристик його електричного приводу та управління ним [44 – 49], в яких застосовуються показники енергоефективності, що зазначені вище.

Дослідження впливу на витрату енергоносія умов експлуатації та конструктивних особливостей транспортних засобів з електричною тяговою силовою установкою описано в роботах [50– 58], де кількість витраченої енергії оцінювалася показниками МДж/км, МДж/т/км, тобто кількістю витраченого енергоносія на одиницю транспортної роботи для заданих умов руху.

### **ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ**

З точки зору забезпечення послідовності вирішення наукової проблеми, пов'язаною з енергетичною економічністю транспортного засобу з електричною тяговою установкою, необхідно виконати дослідження з оцінки вибору показника, що характеризує його енергоефективність.

Відомо, що для транспортних засобів категорії М1 цей показник визначений європейським стандартом [60], який не поширюється на інші категорії транспортних засобів і регламентує, що результати вимірювання витрати електроенергії повинні виражатися у ватт-годинах на кілометр (Вт.год/км), і використовується тільки в рекламній інформації про транспортних засіб.

Крім того, для вибраного показника енергоефективності транспортного засобу для інших категорій має бути також регламентований метод його визначення.

### **ВИСНОВКИ**

Аналіз застосовності показників оцінювання енергоефективності свідчить, що під час дослідження автори застосовують різні показники, але найбільш часто використовується показник, що вимірюється в:

- літрах на одиницю транспортної роботи для транспортних засобів з двигунами внутрішнього згорання;
- кВт\*год на одиницю транспортної роботи для транспортних засобів, з електричними тяговими установками.

Для оцінювання енергоефективності транспортних засобів класу І, що мають тягові силові установки з двигунами внутрішнього згорання, широко застосовують показник витрати палива на одиницю транспортної роботи, нормативна величина якого коригується в залежності від умов руху.

Що стосується оцінки енергоефективності транспортних засобів з електричними тяговими установками, то показник енергоефективності регламентований тільки для категорії М1 і характеризує кількість електричної енергії в Вт\*год, яка була витрачена на одиницю транспортної роботи в км і рекомендується тільки для використання з рекламною метою.

Подальший вибір та обґрунтування показника енергоефективності для транспортних засобів з електричною тяговою установкою класу І має ґрунтуватися на розгляді існуючих методів його оцінювання для забезпечення можливості застосування вибраного показника не тільки в рекламних цілях, але й для планування та контролювання витрати енергоносія транспортним підприємством.

### **ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ**

1. Закон України «Про енергозбереження» від 01.07.1994 № 74/94-ВР// Відомості Верховної Ради України, 1994 р. – № 30. –Ст.283. ]
2. Закон України «Про енергоефективність» від 21.10.2021 № 1818--ІХ// Відомості Верховної Ради України, 2022 р. – № 2. –Ст.8. ]
3. Указ Президента України «Про невідкладні заходи щодо забезпечення ефективного використання паливо – енергетичних ресурсів» від 28.02.08 № 174/208.
4. Про утворення Державного Комітету України з енергозбереження (Указ Президента України від 26.07.1995, № 666/95).
5. Про рішення Ради національної безпеки і оборони України від 14 лютого 2000 року "Про невідкладні заходи щодо подолання кризових явищ у паливно-енергетичному комплексі України" (Указ Президента України від 10.03.2000, №457).
6. Про рішення Ради національної безпеки і оборони України від 14 лютого 2000 року "Про невідкладні заходи щодо подолання кризових явищ у паливно-енергетичному комплексі України" (Указ Президента України від 10.03.2000, №457).
7. Про невідкладні заходи щодо виконання Комплексної державної програми енергозбереження України (Постанова Кабінету Міністрів України від 27.06.2000, № 1040).

8. Про порядок нормування питомих витрат паливно-енергетичних ресурсів у суспільному виробництві (Постанова Кабінету Міністрів України від 15.07.1997, №786).
9. Про Комплексну державну програму енергозбереження України (Постанова Кабінету Міністрів України від 05.02.1997, № 148).
10. Про управління сферою енергозбереження (Постанова Кабінету Міністрів України від 09.01.1996, № 20).
11. ДСТУ 2155-93. Енергозбереження. Методи визначення економічної ефективності заходів з енергозбереження. Чинний від 01.01.95. Держстандарт України, 1993. – 20 с.
12. ДСТУ 2339-94. Енергозбереження. Основні положення. Чинний від 01.01.1996. К.: Держстандарт України, 1994. - 18 с.
13. ДСТУ 2275-93. Енергозбереження. Нетрадиційні та поновлювані джерела енергії. Чинний від 01.01.1995. К.: Держстандарт України, 1993. - 32 с.
14. ДСТУ 3052 - 95 (ГОСТ 30167 - 95). Ресурсозбереження. Порядок встановлення показників ресурсозбереження у документації на продукцію. Чинний від 01.01.1997. - К.: Держстандарт України, 1996. - 31 с.
15. Чуйко С. П. Аналіз факторів впливу умов експлуатації міського маршрутного автобусу на його технічну швидкість. 5 th International conference Science and society. Canada, Hamilton, 15th June 2018. С.1459–1477.
16. Редзюк А. М., Клименко О. А. Впровадження технічного регулювання ефективності використання енергії дорожніми транспортними засобами в Україні. Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології і методи підготовки фахівців : наук. пр. міжнар. наук.-практ. конф., (м. Харків, 19–20 жовт. 2017 р.). Харків : ХНАДУ, 2017. С. 41–42.
17. Кириченко И.Г. Оценка коэффициента полезного действия колесных машин на транспортных операциях / И.Г. Кириченко, Н.М. Подригало // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. ХГАДТУ. – 1998. – Вып.1 – С.26-28
18. Евсеев П.П. Некоторые вопросы энергетики автомобиля / П.П. Евсеев. Сборник научно-технических разработок. – К.:ЗАТ «Вікол», 2006. – 236 с.
19. Говорущенко Н. Я. Системотехника автомобильного транспорта : монография. Харьков : ХНАДУ, 2011. 297 с.
20. Редзюк А. М., Клименко О. А. Впровадження технічного регулювання ефективності використання енергії дорожніми транспортними засобами в Україні. Автомобільний транспорт і автомобілебудування. Новітні технології 169 і методи підготовки фахівців : наук. пр. міжнар. наук.-практ. конф., (м. Харків, 19–20 жовт. 2017 р.). Харків : ХНАДУ, 2017. С. 41–42.
21. Редзюк А. М. Результаты дослідження впливу режимів руху і кліматичних умов експлуатації у великих містах на споживання палива автомобілями / Редзюк А. М. та ін. Автошляховик України. Київ, 2010. № 2. С. 88–97
22. Сахно В. П., Савостін-Косяк Д. О. Нормування витрати палива для міських автобусів з дизельним двигуном. Вісник Національного транспортного університету. Сер. Технічні науки. Київ : НТУ, 2017. Вип. 3. С. 141–15
23. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів : навч. посіб. в 3-х ч. Ч. 1. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів / В. 170 П. Сахно, А. В. Костенко, М. І. Загороднов та ін. Донецьк : «Ноулідж», 2014. 444 с.
24. Гутаревич Ю. Ф., Корпач А.О., Говорун А.Г. Випробовування двигунів внутрішнього згорання : навч. посіб. Київ : НТУ, 2013. 252 с. 47. Гутаревич Ю.Ф. Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях. Київ : Вища школа, 1991. 179 с.
25. Біліченко В.В., Іщенко А. П. Оцінка швидкісних і паливних характеристик автобусів різної пасажиромісткості на міських маршрутах. Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту : матеріали VIII міжнар. наук.-практ. конф. м. Вінниця, 19–21 жовт. 2015 р. Вінниця : ВНТУ. С. 41–42
26. Кривошапов С. І. Вдосконалення існуючої методики нормування витрат палива дорожньо-транспортних засобів. Системи і засоби транспорту. Проблеми експлуатації і діагностики : монографія / за наук. ред. І. Грицука. Херсон : ХДМА, 2019. С. 419–435.
27. Кривошапов С. И. Упрощенная методика нормирования часового расхода топлива транспортных автомобилей и специализированных машин. Вестник двигателестроения. Запорожье : АО «Мотор Сич», 2019. № 2. С.159– 165.



28. Волков В.П. Розробка методу застосування класифікації умов експлуатації автомобілів в інформаційних умовах ITS / Волков В.П. та ін. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Луцьк : ЛНТУ, 2019. № 1 (12). С. 22–28
29. Крайник Л. В. Боднар М. Ф. Алгоритм моделювання руху автобусів у типових їздових циклах та особливості розрахунку лінійної витрати палива. Вісник НУ "Львівська Політехніка" 2011. №701. С. 38–42.
30. Маяк Н. М. Топливная экономичность автомобилей в сложных условиях движения : монография. Київ: Вища школа, 1990. 215 с.
31. Литвин В. В., Таран І. О. Вплив режимів руху міських автобусів на паливну економічність та екологічну безпеку. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Луцьк : ЛНТУ, 2019. № 1 (12). С. 92–97.
32. Іванушко О.М. До обґрунтування взаємозв'язку між витратою палива та технічним станом автотранспортних засобів на прикладі автобусів з дизелем /О.М.Іванушко., Савостін-Косьяк/Systemy I Srodki Transportu Samochodowego. Wybrane Zagadnienia: Monografia/pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy. – Seria Transport № 7. –Rzeszow: Politehnika Rzeszowska, 2016. – С.237-246.
33. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті : нормат. док. затв. Наказом Міністерством інфраструктури України від 10.02.1998 . № 43.
34. Подригало М.А. Коэффициент динамичности и КПД легкового автомобиля / М.А. Подригало, Д.М. Клец, А.И. Коробко, А.Н. Мостовая // Вестник ХНАДУ: сб. научн. тр. – 2010. – Вып. 49. – С. 29-34.
35. Мазин А.С. Оценка энергетической нагруженности автомобилей / А.С. Мазин, Р.О. Кайдалов, М.А. Подригало // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – Х. : НАНГУ, 2017. – Випуск 2 (30). – С. 28-3
36. Подригало М.А «Энергетическая экономичность автомобиля и критерии ее оценки» / Подригало М.А., Абрамов Д.В., Тарасов Ю.В., Ефимчук В.М. // Вісник НТУ «ХП» «Автомобілебудування», . –2015. –№ 10.(1053)– С. 28-37].
37. Подригало М.А «Енергетична ефективність автомобілів і методи її оцінки» / Подригало М.А., Тарасов Ю.В., Шеїн В.С., Радченко І.О. // Журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів», ХНТУСГ. –2019. –№ 15.– С. 236-247].
38. Аргун Щ.В. Підвищення експлуатаційних властивостей міського пасажирського транспорту застосуванням електричного приводу: автореф. дис. на здобуття вч. ступеню док.тех.наук : 05.22.02. Автомобілі та трактори. Харків: ХНАДУ, 2020.40 с
39. ГКН 02.07.005-2001 Витрати електроенергії трамвайними вагонами та троллейбусами. Нормативи. Метод розрахунку. нормат. док. затв. Держбудом України 03.12.2001.№ 217. Київ : ДП НДКТИ МГ , 2001. 28 с.
40. СОУ ЖКГ 09.05 - 009:2010 Пасажирські перевезення. Вимоги до методів визначення та оптимізації витрат електроенергії трамвайними вагонами та троллейбусами на рух. нормат. док. затв. Міністерством з питань житлово-комунального господарства України 01.02.2010 ; 33 . Київ : ДП НДКТИ МГ , 2010. 27 с.
41. Андрусенко С.І. Математична модель енергетичної ємності тягової акумуляторної батареї / Андрусенко С.І., Будниченко В.Б., Подпіснєв В.С. // Науково-технічний збірник “Вісник Національного транспортного університету , НТУ. –2021. –№ 3(50).– С. 3-11].
42. Dembitskyi V. Influence of a system “vehicle – driver – road – environment” on the energy efficiency of the vehicles with electric drive / Valerii Dembitskyi, Oleg Sitovskiy, Vasyl Pavliuk // Proceedings of ICCPT 2019, May 28-29, 2019. — Tern. : TNTU, Scientific Publishing House “SciView”, 2019. — P. 162–173. <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/28705> (Web of Science).
43. Дембіцький Валерій. Дослідження енергетичних показників транспортних засобів з електричним приводом. Монографія / за заг. ред. Д.В. Ломотька. – Академія технічних наук України. – Івано-Франківськ: Видавець Кушнір Г.М. – 2022. Т1 – 216 с. (с. 77 – 114).
44. Zhao Y, Hou J, Wang C, Chen L, Sun Q. Design of vehicle control research and development platform for a pure electric vehicle. Advances in Mechanical Engineering. February 2019. doi:10.1177/1687814019826427.
45. Weiss, M., Cloos, K.C. & Helmers, E. Energy efficiency trade-offs in small to large electric vehicles. Environ Sci Eur 32, 46 (2020). <https://doi.org/10.1186/s12302-020-00307-8>.
46. Naakana A, Laurikko J, Granström R, Hagman R (2013) Assessing range and performance of electric vehicles in Nordic driving conditions—End of Project Report. Nordisk Energieforskning, December

- 2013, pp 74. <https://docplayer.net/11036905-Assessing-range-and-performance-of-electric-vehicles-in-nordic-driving-conditions-project-final-report.html>.
47. Carlson R, Lohse-Busch H, Diez J, Gibbs J (2012) The measured impact of vehicle mass on road load forces and energy consumption for a BEV, HEV, and ICE vehicle. SAE International 2013-0-1457.
48. Helmbrecht M, Olaverri-Monreal C, Bengler K, Vilimek R, Keinath A (2014) How electric vehicles affect driving behavioral patterns. IEEE Intell Transp Syst Mag 6(3):22–32.
49. Zhao C, Gong G, Yu C, Liu Y, Zhong S, Song Y, Deng C, Zhou A, Ye H (2019) Research on key factors for range and energy consumption of electric vehicles. SAE Technical Paper 2019-01-0723, <https://doi.org/10.4271/2019-01-0723>.
50. Wen Li, Patrick Stanula, Patricia Egede, Sami Kara, Christoph Herrmann, Determining the Main Factors Influencing the Energy Consumption of Electric Vehicles in the Usage Phase, Procedia CIRP, Volume 48, 2016, Pages 352-357, ISSN 2212-8271, <https://doi.org/10.1016/j.procir.2016.03.014>.
51. Sweeting, W. & Hutchinson, A. & Savage, S.. (2011). Factors affecting electric vehicle energy consumption. International Journal of Sustainable Engineering. 4. 1-10. 10.1080/19397038.2011.592956.
52. Miri, I, Fotouhi, A, Ewin, N. Electric vehicle energy consumption modelling and estimation—A case study. Int J Energy Res. 2021; 45: 501–520. <https://doi.org/10.1002/er.5700>
53. Araan Mohanadass (April 1st 2020). Making the Most of the Energy We Have: Vehicle Efficiency, Intelligent and Efficient Transport Systems - Design, Modelling, Control and Simulation, Truong Quang Dinh, IntechOpen, DOI: 10.5772/intechopen.90602. Available from: <https://www.intechopen.com/chapters/70562>
54. Zhao Y, Hou J, Wang C, Chen L, Sun Q. Design of vehicle control research and development platform for a pure electric vehicle. Advances in Mechanical Engineering. February 2019. doi:10.1177/1687814019826427.
55. Weiss, M., Cloos, K.C. & Helmers, E. Energy efficiency trade-offs in small to large electric vehicles. Environ Sci Eur 32, 46 (2020). <https://doi.org/10.1186/s12302-020-00307-8>.
56. Haakana A, Laurikko J, Granström R, Hagman R (2013) Assessing range and performance of electric vehicles in Nordic driving conditions—End of Project Report. Nordisk Energieforskning, December 2013, pp 74. <https://docplayer.net/11036905-Assessing-range-and-performance-of-electric-vehicles-in-nordic-driving-conditions-project-final-report.html>.
57. Carlson R, Lohse-Busch H, Diez J, Gibbs J (2012) The measured impact of vehicle mass on road load forces and energy consumption for a BEV, HEV, and ICE vehicle. SAE International 2013-0-1457.
58. Helmbrecht M, Olaverri-Monreal C, Bengler K, Vilimek R, Keinath A (2014) How electric vehicles affect driving behavioral patterns. IEEE Intell Transp Syst Mag 6(3):22–32.
59. Zhao C, Gong G, Yu C, Liu Y, Zhong S, Song Y, Deng C, Zhou A, Ye H (2019) Research on key factors for range and energy consumption of electric vehicles. SAE Technical Paper 2019-01-0723, <https://doi.org/10.4271/2019-01-0723>.
60. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті : нормат. док. затв. Наказом Міністерством інфраструктури України від 10.02.1998 . № 43.
61. Regulation No. 101-03 Uniform provisions concerning the approval of passenger cars powered by an internal combustion engine only, or powered by a hybrid electric power train with regard to the measurement of the emission of carbon dioxide and fuel consumption and/or the measurement of electric energy consumption and electric range, and of categories M1 and N1 vehicles powered by an electric power train only with regard to the measurement of electric energy consumption and electric range.

## REFERENCES

1. Law of Ukraine "On Energy Saving" dated 01.07.1994 No. 74/94-VR// Bulletin of the Verkhovna Rada of Ukraine, 1994 - No. 30. - Article 283. J.
2. Law of Ukraine "On Energy Efficiency" dated 10/21/2021 No. 1818--IX// Bulletin of the Verkhovna Rada of Ukraine, 2022 - No. 2. - Article 8. J.
3. Decree of the President of Ukraine "On urgent measures to ensure effective use of fuel and energy resources" dated February 28, 2008 No. 174/208.
4. On the formation of the State Committee of Ukraine on energy conservation (Decree of the President of Ukraine dated 07.26.1995, No. 666/95).
5. On the decision of the National Security and Defense Council of Ukraine dated February 14, 2000 "On urgent measures to overcome crisis phenomena in the fuel and energy complex of Ukraine" (Decree of the President of Ukraine dated March 10, 2000, No. 457).

6. On the decision of the National Security and Defense Council of Ukraine dated February 14, 2000 "On urgent measures to overcome crisis phenomena in the fuel and energy complex of Ukraine" (Decree of the President of Ukraine dated March 10, 2000, No. 457).
7. On urgent measures to implement the Comprehensive State Energy Saving Program of Ukraine (Resolution of the Cabinet of Ministers of Ukraine dated 06.27.2000, No. 1040).
8. On the procedure for standardizing the specific costs of fuel and energy resources in public production (Resolution of the Cabinet of Ministers of Ukraine dated 07.15.1997, No. 786).
9. About the Comprehensive State Energy Saving Program of Ukraine (Decree of the Cabinet of Ministers of Ukraine dated February 5, 1997, No. 148).
10. On the management of the sphere of energy saving (Decree of the Cabinet of Ministers of Ukraine dated January 9, 1996, No. 20).
11. DSTU 2155-93. Energy saving. Methods of determining the economic efficiency of energy saving measures. Valid from 01.01.95. State Standard of Ukraine, 1993. - 20 p.
12. DSTU 2339-94. Energy saving. Substantive provisions. Valid from 01.01.1996. K.: Derzhstandard of Ukraine, 1994. - 18 p.
13. DSTU 2275-93. Energy saving. Non-traditional and renewable energy sources. Effective from 01.01.1995. K.: Derzhstandard of Ukraine, 1993. - 32 p.
14. DSTU 3052 - 95 (GOST 30167 - 95). Resource saving. The procedure for setting resource saving indicators in product documentation. Effective from 01.01.1997. - K.: Derzhstandard of Ukraine, 1996. - 31 p.
15. Chuyko S.P. Analysis of factors affecting the operating conditions of a city shuttle bus on its technical speed. 5 th International conference Science and society. Canada, Hamilton, 15th June 2018. C.1459–1477.
16. Redzyuk A.M., Klymenko O.A. (2017) Implementation of technical regulation of the efficiency of energy use by road vehicles in Ukraine. Automobile transport and automobile construction. The latest technologies and methods of training specialists: science. International Ave. science and practice conference, (Kharkov, October 19–20, 2017). Kharkiv: Khnadu, 41–42.
17. Kirichenko I.G. (1998) Estimation of the coefficient of useful action of wheeled machines in transport operations / I.H. Kyrychenko, N.M. Prygalo // Automobile transport: Sat. scientific tr. HGADTU. – Issue 1 – .26-28
18. Evseev P.P. (2006) Some questions of automobile energy / P.P. Evseev. Collection of scientific and technical developments. - K.: ZAO "Vikol", - 236.
19. Govorushchenko N. Ya. (2011) System engineering of automobile transport: monograph. Kharkiv: Khnadu, 297.
20. Redzyuk A.M., Klymenko O.A. (2017) Implementation of technical regulation of the efficiency of energy use by road vehicles in Ukraine. Automobile transport and automobile manufacturing. The latest technologies 169 and methods of training specialists: science. International Ave. science and practice conference, (Kharkov, October 19–20, 2017). Kharkiv: Khnadu, 41–42.
21. Redzyuk A.M. (2010) Results of the study of the effect of driving modes and climatic conditions of operation in large cities on fuel consumption by cars / Redzyuk A.M. et al. Highway of Ukraine. Kyiv, No. 2. 88–97
22. Sakhno V. P., Savostin-Kosyak D. O. (2017) Standardization of fuel consumption for city buses with a diesel engine. Bulletin of the National Transport University. Ser. Technical sciences. Kyiv: NTU, 141–150
23. Operational properties of motor vehicles: training. manual in 3 parts. Part 1. Dynamics and fuel efficiency of motor vehicles / V. 170 P. Sakhno, A. V. Kostenko, M. I. Zagorodnov and others. Donetsk: "Knowledge", 2014. 444 .
24. Gutarevich Yu.F., Korpach A.O., Govorun A.G. (2013) Testing of internal combustion engines: training. manual Kyiv: National Technical University, 252 p.
25. Gutarevich Yu.F. (1991) Reduction of harmful car emissions in operational conditions. Kyiv: Higher School, 179 p.
26. Bilichenko V.V., Ishchenko A.P. (2015) Evaluation of speed and fuel characteristics of buses of different passenger capacities on city routes. Modern technologies and prospects for the development of road transport: materials of the VIII International science and practice conf. Vinnytsia, October 19–21.. Vinnytsia: VNTU. 41–42

27. Krivoshepov S. I. (2019) Improvement of the existing method of normalizing fuel consumption of road vehicles. Systems and means of transport. Problems of operation and diagnostics: a monograph / by Sci. ed. I. Hrytsuk. Kherson: KhDMA, 419–435.
28. Volkov V.P. (2019) Development of a method of applying the classification of car operating conditions in ITS information conditions / V.P. Volkov. etc. Modern technologies in mechanical engineering and transport. Lutsk: LNTU., No. 1 (12). 22–28
29. Kraynyk L. V. Bodnar M. F. (2011) Algorithm for modeling bus traffic in typical driving cycles and features of linear fuel consumption calculation. Bulletin of NU "Lviv Polytechnic" No. 701. 38–42.
30. Mayak N.M. (2015) Fuel economy of cars in difficult driving conditions: monograph. Kyiv: Higher School, 215.
31. Lytvyn V.V., Taran I.O. (2019) Influence of city bus traffic modes on fuel efficiency and environmental safety. Modern technologies in mechanical engineering and transport. Lutsk: LNTU., No. 1 (12). P. 92–97.
32. Ivanushko O.M. (2016) .To substantiate the relationship between fuel consumption and the technical condition of vehicles using the example of diesel buses / O.M. Ivanushko., Savostin-Kosyak/Systemy I Srodki Transportu Samocchodowero. Wybrane Zagadnienia: Monografia/pod redakcja naukowa Kazimierza Lejdy. – Seria Transport No. 7. – Rzeszow: Politehnika Rzeszowska.,237-246.
33. Norms of consumption of fuel and lubricants in road transport: norm. dock. seal By order of the Ministry of Infrastructure of Ukraine dated February 10, 1998. No. 43.
34. Pridrigalo M.A. (2010) Dynamic coefficient and efficiency of a passenger car / M.A. Pridrigalo, D.M. Klets, A.I. Korobko, A.N. Mostovaya // Vestnyk KHNADU: Sat. scientific tr. – 49. –29-34.
35. Mazin A.S. (2017) Evaluation of the energy load of cars / A.S. Mazyn, R.O. Kaidalov, M.A. Prygalo // Collection of scientific works of the National Academy of the National Guard of Ukraine. – Kh.: NANGU, –2 (30). - 28-3
36. Podrigalo M.A. (2015) "Energetic economy of the car and criteria for its evaluation" / Podrigalo M.A., Abramov D.V., Tarasov Yu.V., Efimchuk V.M. // Bulletin of NTU "KhPI" "Automotive Construction", – 10.(1053)–. 28-37.
37. Podrigalo, M.A. (2019). "Energy efficiency of cars and methods of its assessment" / Podrigalo, M.A., Tarasov, Yu.V., Shein, V.S., Radchenko, I.O. // Journal "Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes", KhNTUSG. 15.- 236-247.
38. Argun Sh.V. (2020) Increasing the operational properties of urban passenger transport using an electric drive: autoref. thesis to obtain a university degree degree of doctor of technical sciences: 05.22.02. Cars and tractors. Kharkiv: Khnadu, 40
39. GKN 07.02.005-2001 Consumption of electricity by tram cars and trolleybuses. Norms. Calculation method. norms dock. seal State Building of Ukraine 03.12.2001. No. 217. Kyiv: SE NDKTI MG, 2001. 28 c.
40. SOU GKH 09.05 - 009:2010 Passenger transportation. Requirements for methods of determining and optimizing electricity consumption by tramcars and trolleybuses for movement. norms dock. seal by the Ministry of Housing and Communal Affairs of Ukraine 02.01.2010; 33. Kyiv: SE NDKTI MG, 2010. 27 p.
41. Andrusenko S.I. (2021) Mathematical model of the energy capacity of the traction battery / Andrusenko S.I., Budnychenko V.B., Podpisnov V.S. // Scientific and technical collection "Bulletin of the National Transport University, NTU. - 3(50).- 3-11.
42. Dembitskyi V. (2019) Influence of a system “vehicle – driver – road – environment” on the energy efficiency of the vehicles with electric drive / Valerii Dembitskyi, Oleg Sitovskiy, Vasyl Pavliuk // Proceedings of ICCPT 2019, May 28-29, 2019 — Tern. : TNTU, Scientific Publishing House “SciView”, 162–173. <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/28705> (Web of Science).
43. Valery Dembytskyi. (2022) Research of energy indicators of vehicles with an electric drive. Monograph / by general ed. D.V. Lomotka - Academy of Technical Sciences of Ukraine. – Ivano-Frankivsk: Publisher H.M. Kushnir. - 1 - 77-114.
44. Zhao Y, Hou J, Wang C, Chen L, Sun Q. Design of vehicle control research and development platform for a pure electric vehicle. Advances in Mechanical Engineering. February 2019. doi:10.1177/1687814019826427.
45. Weiss, M., Cloos, K.C. & Helmers, E. Energy efficiency trade-offs in small to large electric vehicles. Environ Sci Eur 32, 46 (2020). <https://doi.org/10.1186/s12302-020-00307-8>.

46. Haakana A, Laurikko J, Granström R, Hagman R (2013) Assessing range and performance of electric vehicles in Nordic driving conditions—End of Project Report. Nordisk Energieforskning, December 2013, pp 74. <https://docplayer.net/11036905-Assessing-range-and-performance-of-electric-vehicles-in-nordic-driving-conditions-project-final-report.html>.
47. Carlson R, Lohse-Busch H, Diez J, Gibbs J (2012) The measured impact of vehicle mass on road load forces and energy consumption for a BEV, HEV, and ICE vehicle. SAE International 2013-0-1457.
48. Helmbrecht M, Olaverri-Monreal C, Bengler K, Vilimek R, Keinath A (2014) How electric vehicles affect driving behavioral patterns. IEEE Intell Transp Syst Mag 6(3):22–32.
49. Zhao C, Gong G, Yu C, Liu Y, Zhong S, Song Y, Deng C, Zhou A, Ye H (2019) Research on key factors for range and energy consumption of electric vehicles. SAE Technical Paper 2019-01-0723, <https://doi.org/10.4271/2019-01-0723>.
50. Wen Li, Patrick Stanula, Patricia Egede, Sami Kara, Christoph Herrmann, Determining the Main Factors Influencing the Energy Consumption of Electric Vehicles in the Usage Phase, Procedia CIRP, Volume 48, 2016, Pages 352-357, ISSN 2212-8271, <https://doi.org/10.1016/j.procir.2016.03.014>.
51. Sweeting, W. & Hutchinson, A. & Savage, S.. (2011). Factors affecting electric vehicle energy consumption. International Journal of Sustainable Engineering. 4. 1-10. [10.1080/19397038.2011.592956](https://doi.org/10.1080/19397038.2011.592956).
52. Miri, I, Fotouhi, A, Ewin, N. Electric vehicle energy consumption modelling and estimation—A case study. Int J Energy Res. 2021; 45: 501– 520. <https://doi.org/10.1002/er.5700>
53. Araan Mohanadass (April 1st 2020). Making the Most of the Energy We Have: Vehicle Efficiency, Intelligent and Efficient Transport Systems - Design, Modelling, Control and Simulation, Truong Quang Dinh, IntechOpen, DOI: 10.5772/intechopen.90602. Available from: <https://www.intechopen.com/chapters/70562>
54. Zhao Y, Hou J, Wang C, Chen L, Sun Q. Design of vehicle control research and development platform for a pure electric vehicle. Advances in Mechanical Engineering. February 2019. [doi:10.1177/1687814019826427](https://doi.org/10.1177/1687814019826427).
55. Weiss, M., Cloos, K.C. & Helmers, E. Energy efficiency trade-offs in small to large electric vehicles. Environ Sci Eur 32, 46 (2020). <https://doi.org/10.1186/s12302-020-00307-8>.
56. Haakana A, Laurikko J, Granström R, Hagman R (2013) Assessing range and performance of electric vehicles in Nordic driving conditions—End of Project Report. Nordisk Energieforskning, December 2013, pp 74. <https://docplayer.net/11036905-Assessing-range-and-performance-of-electric-vehicles-in-nordic-driving-conditions-project-final-report.html>.
57. Carlson R, Lohse-Busch H, Diez J, Gibbs J (2012) The measured impact of vehicle mass on road load forces and energy consumption for a BEV, HEV, and ICE vehicle. SAE International 2013-0-1457.
58. Helmbrecht M, Olaverri-Monreal C, Bengler K, Vilimek R, Keinath A (2014) How electric vehicles affect driving behavioral patterns. IEEE Intell Transp Syst Mag 6(3):22–32.
59. Zhao C, Gong G, Yu C, Liu Y, Zhong S, Song Y, Deng C, Zhou A, Ye H (2019) Research on key factors for range and energy consumption of electric vehicles. SAE Technical Paper 2019-01-0723, <https://doi.org/10.4271/2019-01-0723>
60. Norms of consumption of fuel and lubricants in road transport: norm. dock. seal By order of the Ministry of Infrastructure of Ukraine dated February 10, 1998. No. 43.
61. Regulation No. 101-03 Uniform provisions concerning the approval of passenger cars powered by an internal combustion engine only, or powered by a hybrid electric power train with regard to the measurement of the emission of carbon dioxide and fuel consumption and/or the measurement of electric energy consumption and electric range, and of categories M1 and N1 vehicles powered by an electric power train only with regard to the measurement of electric energy consumption and electric range

***Andrusenko S.I., Budnychenko I.V. Dembitskyi V.M. Applicability of energy efficiency assessment indicators vehicles***

The paper examines the applicability of indicators for evaluating the energy efficiency of vehicles, the power plants of which have an internal combustion engine and an electric motor. It has been established that when evaluating energy consumption in internal combustion engines, energy consumption indicators are used in liters per unit of transport work per km or per 100 km, while there is no such unified approach for engines with an electric drive. It was established that the main problem during: comparing the energy efficiency of vehicles of different manufacturers with an electric traction unit; planning and control of energy consumption by a vehicle with an electric traction unit is the absence of a single evaluation indicator. The

results of research on the influence of various factors on energy consumption by vehicles and indicators of energy consumption evaluation are considered. Attention is focused on the indicators of the energy load of cars, the level of energy load, the energy efficiency of the car, energy consumption in kWh depending on the mileage and the number of transported passengers for a certain period of time, the amount of spent energy per unit of transport work for the given traffic conditions. In the work, it was established that the research on the consumption of the energy carrier of vehicles of category M3, class I, which have a traction unit with an electric motor, is in the initial stages and requires further research. The necessity of developing and implementing criteria and methods for evaluating the efficiency of energy use in road transport, taking into account real operating conditions, was also established.

**Keywords:** vehicle, traction electrical installation, energy carrier costs, energy efficiency criterion, energy efficiency assessment.

*АНДРУСЕНКО Сергій Іванович*, кандидат технічних наук, професор кафедри технічної експлуатації автомобілів та автосервісу, Національний транспортний університет, e-mail: [sergeandrusenko@gmail.com](mailto:sergeandrusenko@gmail.com), <http://orcid.org/0000-0002-9914-0200>.

*БУДНИЧЕНКО Ігор Валерійович*, аспірант, Національний транспортний університет, e-mail: [igor.v.budnichenko@gmail.com](mailto:igor.v.budnichenko@gmail.com), <http://orcid.org/0000-0003-3073-4913>.

*ДЕМБІЦЬКИЙ Валерій Миколайович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: [dvm2@meta.ua](mailto:dvm2@meta.ua), <https://orcid.org/0000-0002-1006-9218>

*Serhii ANDRUSENKO*, Ph.D in Engineering, Professor of department of technical operation of cars and car service, National Transport University, e-mail: [sergeandrusenko@gmail.com](mailto:sergeandrusenko@gmail.com), <http://orcid.org/0000-0002-9914-0200>.

*Igor BUDNYCHENKO* Postgraduate, National Transport University, e-mail: [igor.v.budnichenko@gmail.com](mailto:igor.v.budnichenko@gmail.com), <http://orcid.org/0000-0003-3073-4913>.

*Valerii DEMBITSKYI*, Ph.D. in Engineering associate professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [dvm2@meta.ua](mailto:dvm2@meta.ua), <https://orcid.org/0000-0002-1006-9218>

DOI 10.36910/automash.v1i20.1034

Бодак В.І.

*Луцький національний технічний університет***ПОРІВНЯННЯ СУМАРНИХ ВИКИДІВ ВУГЛЕКИСЛОГО ГАЗУ АВТОМОБІЛЯМИ RENAULT KANGOO З ДИЗЕЛЬНИМ ТА ЕЛЕКТРИЧНИМ ДВИГУНАМИ**

Робота включає розрахунки викидів вуглекислого газу при порівнянні двох транспортних засобів, створених на однаковій базі. Renault Kangoo 1.5 dCi – автомобіль з дизельним двигуном внутрішнього згоряння та Renault Kangoo Z.E.– з електродвигуном. В роботі представлені розрахунки викидів CO<sub>2</sub> при виробництві, експлуатації, проведенні технічного обслуговування, утилізації двох транспортних засобів. Порівнювались викиди вуглекислого газу при використанні автомобілів протягом 5 років, 10 років, 15 років. Були проведені розрахунки викидів при використанні електроенергії, виробленої в Україні, для зарядки електромобіля. Проведено порівняння викидів CO<sub>2</sub> при виробництві електромобіля, електроенергії для зарядки його батареї та при спалюванні дизельного палива автомобілем.

Позитивний екологічний ефект спостерігається в локальному місці використання електромобіля, оскільки при цьому не спалюється органічне паливо та не виділяється CO<sub>2</sub>. При середньорічному пробігу меншому ніж 10 тис. км, з позиції величини викидів CO<sub>2</sub>, ефект від використання електромобіля буде незначним, оскільки, в кінцевому результаті така заміна призведе до збільшення викинутого CO<sub>2</sub>, що здійснюється при виробництві нового електромобіля. Якщо середньорічний пробіг становить 30 тис. км та більше, то після пробігу 160 тис. км, або 6 років експлуатації у обох транспортних засобів сумарні викиди CO<sub>2</sub> будуть однаковими. При подальшій експлуатації електромобіля отримується значний екологічний ефект. Отримані результати свідчать про те, що автомобіль, з метою зменшення викидів, раціонально замінювати на новий електромобіль, якщо власник транспортного засобу активно його використовує, тобто щоденний пробіг складає не менше 100 км.

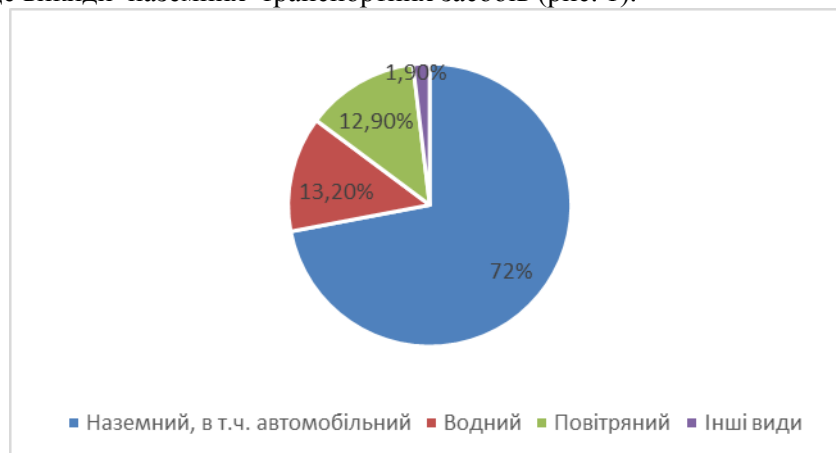
**Ключові слова:** електромобіль, автомобіль, двигун внутрішнього згоряння, електродвигун, викиди вуглекислого газу, екологія, літій-іонна батарея.

**ВСТУП**

У зв'язку із зростанням кількості автомобілів з двигунами внутрішнього згоряння викиди шкідливих газів від спалювання паливо-повітряної суміші в атмосферу набули величезних значень. Викиди CO<sub>2</sub> за останні 100 років зросли на 25%. Це призвело до підвищення температури на планеті на 1,5 град С та посилення парникового ефекту. Уряди розвинутих країн та члени Єврокомісії приймають міри для зниження викидів CO<sub>2</sub>, оскільки, не контрольованість цих викидів може призвести не тільки до забруднення повітря та негативного парникового ефекту, але й до виникнення аномальних природних явищ та до незворотних процесів в атмосфері [1].

**АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Більше ніж 30% викидів шкідливих газів в атмосферу робить транспорт. На сьогоднішній день в світі нараховується близько 1,5 млрд. одиниць автомобільного транспорту. 72 % викидів CO<sub>2</sub> всіх видів транспорту – це викиди наземних транспортних засобів (рис. 1).

Рисунок 1. Частини викидів CO<sub>2</sub> за видами транспорту

Найбільшу частину викидів роблять легкові автомобілі, так як вони по чисельності переважають вантажні автомобілі. Слід відмітити, що автомобілі з бензиновими та дизельними

двигунами здійснюють велику частку викидів тому, що вони встановлюються на легкових та вантажних автомобілях, автобусах, будівельній та іншій техніці. (рис.2).

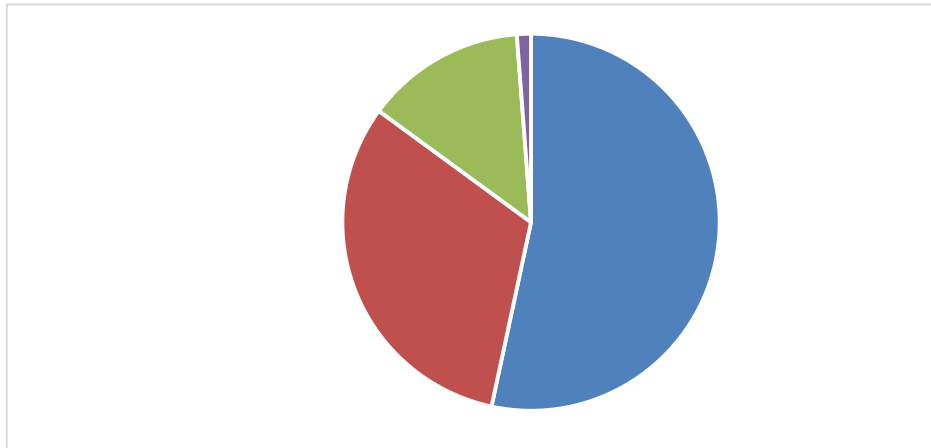


Рисунок 2. Частки викидів CO<sub>2</sub> автомобільним транспортом за видом палива

Щоб зменшити забруднення у великих містах в багатьох країнах Європи ввели заборону на в'їзд транспорту, що не відповідає вимогам норм Євро-4. Для цього в містах встановлюють дорожні знаки, зображені на рис. 3.



Рисунок 3. Дорожній знак, що забороняє в'їзд транспорту, який не відповідає екологічним вимогам.

Легкові, вантажні автомобілі та автобуси, які в'їжджають в міста у зони з низьким рівнем викидів, мають на вітровому склі наклейку зеленого кольору, що відповідає Євро-4, або вищим вимогам Євро-5, Євро-6 (рис.4).



Рисунок 4. Наклейка на автомобілях, яким дозволено в'їзд в зони з низьким рівнем викидів



У випадку заїзду в зону з низьким рівнем викидів транспорту без зеленої наклейки водій, при виявленні порушення, отримує штраф в розмірі 100 євро. В Німеччині такі зони існують майже у всіх великих містах (більше 70 міст).

З метою зменшення об'ємів викидів CO<sub>2</sub> автомобілями, конструюють двигуни з меншою витратою палива, застосовують більш ефективні каталізatori в системі випуску відпрацьованих газів. Для вирішення цієї проблеми автомобілі переводять на альтернативні види палив, які при спалюванні викидають в атмосферу менше шкідливих газів.

Транспортні засоби з електродвигуном асоціюються з тим, що вони найменше забруднюють навколишнє середовище, оскільки не спалюють органічне паливо та не викидають CO<sub>2</sub> в атмосферу.

Ведучі світові країни такі, як США, Японія, Німеччина, Англія, Франція, Норвегія, Італія, Іспанія, Південна Корея, Індія та інші прийняли рішення щодо відмови, починаючи з 2035 року, від автомобілів з двигунами внутрішнього згоряння, які використовують органічне паливо. На території цих країн до використання будуть дозволені лише електромобілі та автомобілі, які використовують паливо неорганічного походження та не мають у викидах вуглекислого газу [2].

Твердження про те, що вже вироблений робочий автомобіль з двигуном внутрішнього згоряння викидає в атмосферу більше CO<sub>2</sub>, ніж виробництво та експлуатація нового електромобіля та вироблення електроенергії для зарядки його батареї не є беззаперечним фактом. При виробництві нового електромобіля виділяється велика кількість CO<sub>2</sub>, причому значно більша, ніж при виробництві автомобіля з ДВЗ. Кількість викинутого CO<sub>2</sub> залежить і від способу отримання електроенергії на електростанції.

При виробництві електроенергії в українській енергосистемі на 1кВт припадає 0,8 кг викидів CO<sub>2</sub>.

Слід зазначити, що автомобілебудівні заводи, які розміщені в Європі витрачають менше електроенергії та викидають в атмосферу менше CO<sub>2</sub>, ніж такі ж заводи, розміщені в Китаї [3]. Вимоги європейських країн щодо викидів значно жорсткіші. Китай здійснює викиди найбільшої кількості CO<sub>2</sub> у світі - біля 30 % світових викидів.

Значні викиди CO<sub>2</sub> відбуваються при виробництві та при утилізації тягових батарей електромобілів [4]. Недосліджені процеси переробки використаних батарей [5].

Хоча заводи-виробники рекомендують замінювати батареї через 5 років експлуатації, така заміна не є обов'язковою. При раціональному використанні тягова батарея втрачає тільки 3 % ємності щорічно. Тобто, втрачається ємність, зменшується пробіг на одному заряді, але батарея залишається робочою та не виходить з ладу.

Недостатньо дослідженим є процес викидів CO<sub>2</sub> при виробництві електромобілів та при виробництві електроенергії для зарядки батарей. Так, викиди електростанцій при роботі на різному паливі значно відрізняються.

Економічним стимулюванням розвинуті країни світу заохочують своїх громадян переводити транспорт на електричну тягу. Лідером з продаж нових електромобілів на сьогодні є Норвегія. Дотації при купівлі електромобілів в 2022 році в Норвегії склали 4 млрд. доларів. Частка електрокарів в сегменті легкового транспорту в цій країні є найвищою у світі (рис. 5).

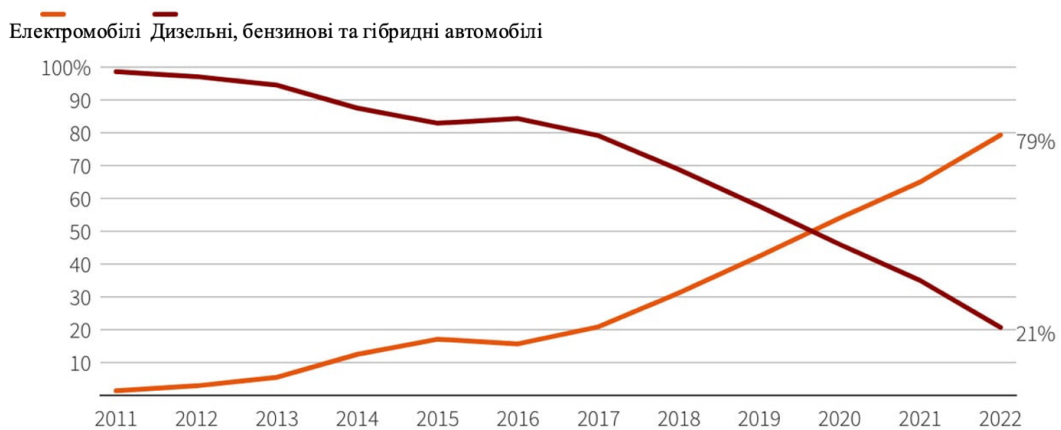


Рисунок 5. Динаміка продажів автомобілів на органічному паливі та електромобілів у Норвегії

## ЦІЛІ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

Метою роботи є порівняння викидів CO<sub>2</sub> автомобілем Renault Kangoo 1.5 dCi з дизельним двигуном та викидів CO<sub>2</sub> при виробництві, експлуатації нового електромобіля Renault Kangoo Z.E. Розрахунки проводились для періодів 5 років, 10 років та 15 років, при середньорічному пробігу 30 тис. км.

Розрахунок викидів CO<sub>2</sub> для виробництва електроенергії з метою зарядки батареї проводився при використанні електроенергії, отриманої в Україні з різних джерел виробництва.

Порівняння проводилось на ідентичних моделях транспортних засобів, які відрізняються лише двигунами та системами приводу (система живлення, випуску відпрацьованих газів для автомобіля з ДВЗ та інвертора для електромобіля). Renault Kangoo 1.5 dCi з дизельним двигуном об'ємом 1461 см<sup>3</sup>, 90к.с., витрата палива 4,7л/100км (міський цикл) 6 та Renault Kangoo Z.E. , з потужністю електродвигуна 60 к.с./44 кВт, ємністю батареї 33 кВт\*год. [7].

Аналіз проводився з метою визначення чи призведе продовження використання наявного автомобіля з дизельним ДВЗ до більших викидів CO<sub>2</sub>, ніж заміна його на новий електричний, при виробництві та використанні якого викидається певна кількість CO<sub>2</sub>.

В результаті аналізу необхідно зробити висновок при якому пробігу транспортних засобів, або періоду експлуатації заміна виробленого та робочого автомобіля з ДВЗ на новий електричний є доцільною з точки зору зменшення викидів CO<sub>2</sub>.

## РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Загальні викиди CO<sub>2</sub> рахуються сумою викидів по окремих етапах. Перший етап- це виробництво транспортного засобу, що включає виготовлення металу, деталей та комплектуючих і складання готового виробу. Другий етап- це виробництво електроенергії для зарядки батареї електромобіля, виробництво дизельного палива для автомобіля. Третій етап- проведення технічного обслуговування, тобто викиди що виникають при виробництві нових запасних частин та утилізації відпрацьованих. Четвертий етап- це утилізація використаних транспортних засобів.

Так, як марка та модель вибраних транспортних засобів є подібними, викиди CO<sub>2</sub> при виробництві кузова, шасі, внутрішнього обладнання будуть однаковими. Відрізнятися будуть лише викиди при виробництві двигуна автомобіля і електрокара та системи приводу ( у електромобіля- це інвертор та батарея, у автомобіля – це система живлення та система випуску відпрацьованих газів). Дані про викиди вуглекислого газу при виробництві було взято з літературних джерел [8].

При виробництві металу, виготовленні кузова, деталей, комплектуючих та їх складання , без двигуна та системи приводу, викиди становлять 4050 кг. Для виробництва двигуна внутрішнього згоряння та системи приводу викиди CO<sub>2</sub> складають 1100 кг. Сума викидів на першому етапі для автомобіля з ДВЗ становить 5150кг.

У процесі виготовлення електродвигуна та інвертора викиди CO<sub>2</sub> становлять 1700 кг. Дані про викиди при виробництві батареї відрізняються в залежності від використовуваних матеріалів. Нами було вибрано середнє значення CO<sub>2</sub>, яке рівне 180 кгCO<sub>2</sub>/кВт\*год. При виробництві цілої батареї Renault Kangoo Z.E. викидається 5940 кг CO<sub>2</sub>. Тобто, сума викидів по першому етапі для електромобіля становить 11690 кг CO<sub>2</sub>.

Автомобіль, що працює на дизельному пальному , спричиняє викиди CO<sub>2</sub> на етапі виробництва палива та безпосередньо при спалюванні палива двигуном коли здійснюється рух автомобіля. Кількість викидів автомобілем залежить від витрати палива, питомих викидів вуглекислого газу під час згоряння 1 літра дизельного пального та пробігу автомобіля за певний період часу. Згідно даних [9], при спалюванні 1 літра дизпалива виділяється 2,6 кг CO<sub>2</sub>. Тоді викиди CO<sub>2</sub> Renault Kangoo 1.5 dCi протягом певного періоду або певного пробігу можна визначити за формулою

$$G_1 = U_1 * S * H / 100, \quad (1)$$

де G<sub>1</sub>- загальна кількість викидів CO<sub>2</sub> при спалюванні дизельного палива для руху автомобіля за заданий період експлуатації, або заданий пробіг;

U<sub>1</sub> – питоми викиди CO<sub>2</sub> при спалюванні дизпалива, 2,6 кг CO<sub>2</sub>/л;

S – пробіг автомобіля за заданий період експлуатації (приймаємо 30 тис. км. за рік);

H – витрата дизпалива автомобілем при міському циклі, 4,7л/100 км.

В процесі виробництва дизельного палива, що включає добування, транспортування, переробку нафти, теж виділяється CO<sub>2</sub>. Згідно літературних даних [9], питоми викиди вуглекислого газу при виробництві дизпалива складають 0,2кгCO<sub>2</sub>/л.

Для автомобіля додаткові загальні викиди CO<sub>2</sub> при виробництві дизельного пального можна визначити за формулою

$$G_2 = U_2 * S * H / 100, \quad (2)$$

де G<sub>2</sub> – додаткові загальні викиди CO<sub>2</sub> при виробництві дизпалива;

U<sub>2</sub> – питомі викиди вуглекислого газу при виробництві дизельного пального, 0,2 кгCO<sub>2</sub>/л.

Проведемо для електромобіля розрахунок викидів CO<sub>2</sub> при виробництві електроенергії для зарядки батареї. Питомі викиди вуглекислого газу при продукуванні електроенергії згідно літературних даних [10] становить 0,8 кг CO<sub>2</sub>/кВт\*год. Середнє споживання електроенергії електромобіля Renault Kangoo Z.E. складає 18 кВт/100км.

Загальну кількість викидів CO<sub>2</sub> електромобілем за заданий період експлуатації можна визначити за формулою

$$G_3 = U_3 * S * W / 100, \quad (3)$$

де G<sub>3</sub> – загальні викиди CO<sub>2</sub> при виробництві електроенергії для зарядки батареї за заданий період експлуатації, або заданий пробіг;

U<sub>3</sub> – питомі викиди CO<sub>2</sub> на 1 кВт виробленої електроенергії, 0,8 кгCO<sub>2</sub>/кВт\*год;

W – середнє споживання електроенергії електромобілем Renault Kangoo Z.E., 18 кВт/100 км;

S – пробіг електромобіля за заданий період експлуатації, приймаємо 30 тис. км. за рік.

Розрахунок сукупних викидів CO<sub>2</sub> протягом від виробництва до утилізації проводився сумою значень розрахованих за формулами (1), (2), (3) та даних, отриманих з літератури. Періоди були вибрані 5 років, 10 років, 15 років з середньорічним пробігом 30 тис. км, тобто 150 тис. км, 300 тис. км, 450 тис. км.

При технічному обслуговуванні автомобіля необхідно проводити заміну масла в двигуні через 10 тис. км., охолоджуючої рідини через 100 тис. км.

Також враховувались викиди CO<sub>2</sub>, що здійснюються при виробництві матеріалів для виготовлення свинцево-кислотних акумуляторів при заміні через 5 років експлуатації та шин через 60 тис. км. пробігу.

Викиди CO<sub>2</sub> при утилізації є незначними. Однак, електромобіль має вищі викиди при цьому через наявність батареї. У більшості досліджень цим значенням нехтують.

За даними Грінпіс, до 2030 року закінчиться строк служби біля 13 млн.тон нікель-іонних батарей від електромобілів. Можливий при цьому рециклінг використаних батарей. Зокрема, компанія Tesla сказала, що ні одна з вилучених з експлуатації батарей не буде знищена. Рециклінг дозволяє відновити до 92% компонентів батареї.

При утилізації використаної батареї може викидатися до 30% CO<sub>2</sub> по відношенню до виробництва нової. Для значення викидів CO<sub>2</sub> при утилізації прийнято 30% від виробництва нової.

Дані розрахунків зведено в табл. 1.

Табл. 1. Сукупні викиди вуглекислого газу за повний цикл використання транспортного засобу, кг CO<sub>2</sub>

	Період використання	Виробництво транспортного засобу	Виробництво палива електроенергії	Спалювання дизпалива	Тех. обслуговування	Утилізація	Всього	Всього без врахування процесу виробництва бензинового автомобіля
Дизельний	5 років або 150 тис. км	5150	1410	18330	1650	150	26690	21540

	10 років або 300 тис. км	5150	2820	36660	3300	150	48080	42930
	15 років або 400 тис. км.	5150	4230	54990	4950	150	69470	64320
Електрич ний	5 років або 150 тис. км	11690	21600	-	1120	1487	36192	24502
	10 років або 300 тис. км	11690	43200	-	2240	1487	58912	47222
	15 років або 400 тис. км.	11690	64800	-	3360	1487	81632	69942

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Аналізуючи представлені розрахунки з табл. 1 можемо зробити висновок, якщо транспортний засіб використовується мало, тобто пробіг складає не більше 100 тис. км. за 10 років доцільності в заміні автомобіля на електромобіль немає, оскільки це призведе до більшої кількості викидів CO<sub>2</sub>, що зумовлено виробництвом нового електромобіля. Однаковими викиди CO<sub>2</sub> стануть лише при пробігу транспортних засобів 160 тис. км. (рис. 6). Для електромобіля враховані викиди при його виробництві, для автомобіля ці викиди не враховані, оскільки він за нашим припущенням уже виготовлений, експлуатується і викиди CO<sub>2</sub> вже відбулися.

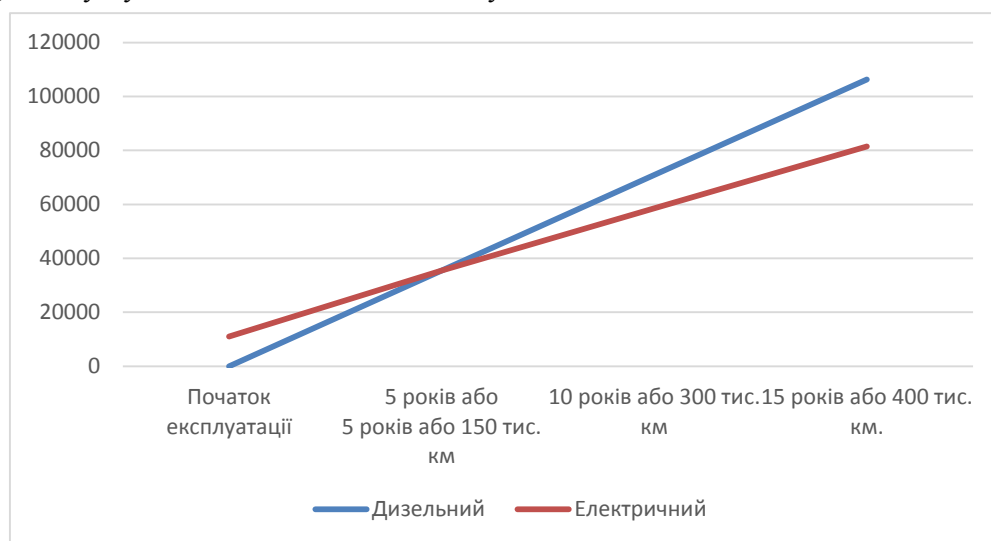


Рис. 6. Порівняння викидів CO<sub>2</sub> дизельного автомобіля та електромобіля при середньо річному пробігу 30 тис. км. (власний рисунок)

### ВИСНОВКИ

Згідно розрахунків, кількість викидів вуглекислого газу при виробництві та експлуатації нового електромобіля рівна кількості викидів CO<sub>2</sub> автомобілем, що вже експлуатується, після пробігу обома транспортними засобами 160 тис. км. Найбільше викидів CO<sub>2</sub> у електромобіля продукується при виробництві батареї та електроенергії для її зарядки. У автомобіля найбільше викидів CO<sub>2</sub> здійснюється при спалюванні дизпалива. Отримані результати свідчать про те, що автомобіль, з метою зменшення викидів, раціонально замінювати на новий електромобіль, якщо власник транспортного засобу активно його використовує, тобто щоденний пробіг складає не менше 100км. Коли необхідно придбати новий транспортний засіб краще купити новий електромобіль. Таке рішення призведе до зниження сукупних викидів вуглекислого газу. У випадку заміни ефективного

робочого автомобіля на новий електричний, зменшення викидів CO<sub>2</sub> відбудеться лише після пробігу 160 тис. км або 6 років експлуатації нового електромобіля.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Горова К. О. Актуальність застосування електромобілів в Україні.[Електронний ресурс] / К. О. Горова, А. В. Шевердіна // Проблеми і перспективи розвитку підприємництва. - 2015. - № 3(1). - С. 105-107. - Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/piprp\\_2015\\_3%281%29\\_\\_22](http://nbuv.gov.ua/UJRN/piprp_2015_3%281%29__22) (дата звернення: 20.03.2023)
2. Бодак В. І. Сучасні колісні транспортні засоби: конспект лекцій для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньо-професійної програми «Транспортні технології (на автомобільному транспорті)»: Бодак В. І., Мазилук П. В. Луцьк: ЛНТУ, 2021. 143 с.
3. Shafiee, S.; Fotuhi-Firuzabad, M. Rastegar, M. Investigating the impacts of plug-in hybrid electric vehicles on power distribution systems. IEEE Trans. Smart Grid 2013, 4, 1351–1360
4. Будько В.І. Використання енергії сонячного випромінювання та вітру для заряджання електромобілів: дис. на здобуття вч. ступеня д-ра. техн. наук: 05.14.08 «Перетворювання відновлюваних видів енергії», / НТУ «Київський політехнічний інститут ім. І. Сікорського» 2019 – 346 с.
5. Мокін Б.І. Математичні моделі оптимального руху електромобілів з електроприводом постійного струму: монографія / Б.І. Мокін, В.А. Лобатюк, О.Б. Мокін. – Вінниця: ВНТУ, 2019. – 136с.
6. Електронний ресурс: [https://renault-kangoo.infocar.ua/mod\\_12070\\_kangoo\\_id2848](https://renault-kangoo.infocar.ua/mod_12070_kangoo_id2848)
7. Електронний ресурс: [https://badzingerauto.com/?page\\_id=9903](https://badzingerauto.com/?page_id=9903)
8. Бодак В.І. Перспективи використання електромобілів в Україні / Бодак В.І., Бодак М.В. // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник.– Луцьк: Луцький НТУ, 2018. – Випуск 62 – с.48 -51.
9. Смирнов О.П. Розрахунок еквівалентної витрати палива електромобілями у різних країнах / О.П. Смирнов, О.Б. Богаєвський, А.О. Смирнова // Вісник НТУ «ХПІ». – 2013. №29 (10.02). с. 119-144.
10. Аль-Амморі А.Н. Методи і засоби підвищення ефективності використання відновлюваних джерел енергії на транспорті: монографія / А.Н. Аль-Амморі, П.С. Соченко.-Київ:НТУ, 2014.-220с.

### REFERENCES

1. Horova, K. O. The relevance of the use of electric vehicles in Ukraine. [Electronic resource] / K. O. Horova, A. V. Sheverdina // Problems and prospects for the development of entrepreneurship. - 2015. - No. 3(1). - P. 105-107. - Access mode: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/piprp\\_2015\\_3%281%29\\_\\_22](http://nbuv.gov.ua/UJRN/piprp_2015_3%281%29__22) (date of application: 03/20/2023)
2. V. I. Bodak. Modern wheeled vehicles: a summary of lectures for students of the first (bachelor) level of higher education of the educational and professional program "Transportation technologies (on road transport)": V. I. Bodak, P. V. Mazylyuk, Lutsk: LNTU, 2021. 143 p.
3. Shafiee, S.; Fotuhi-Firuzabad, M. Rastegar, M. Investigating the impacts of plug-in hybrid electric vehicles on power distribution systems. IEEE Trans. Smart Grid 2013, 4, 1351–1360
4. Budko V.I. Using the energy of solar radiation and wind for charging electric cars: dissertation. to obtain a university degree degree of Dr. technical Science: 05.14.08 "Conversion of renewable types of energy", / NTU "Kyiv Polytechnic Institute named after I. Sikorsky" 2019 - 346 p.
5. Mokin B.I. Mathematical models of the optimal movement of electric vehicles with a direct current electric drive: a monograph / B.I. Mokin, V.A. Lobatyuk, O.B. Mokin. – Vinnytsia: VNTU, 2019. – 136 p.
6. Electronic resource: [https://renault-kangoo.infocar.ua/mod\\_12070\\_kangoo\\_id2848](https://renault-kangoo.infocar.ua/mod_12070_kangoo_id2848)
7. Electronic resource: [https://badzingerauto.com/?page\\_id=9903](https://badzingerauto.com/?page_id=9903)
8. Bodak V.I. Prospects for the use of electric vehicles in Ukraine / Bodak V.I., Bodak M.V. // Scientific notes. Interuniversity collection.– Lutsk: Lutsk National Technical University, 2018. – Issue 62 – pp. 48-51.
9. Smirnov O.P. Calculation of the equivalent fuel consumption of electric vehicles in different countries / O.P. Smirnov, O.B. Bogaevskiyi, A.O. Smirnova // Bulletin of NTU "KhPI". - 2013. No. 29 (10.02). with. 119-144.
10. Al-Ammori A.N. Methods and means of increasing the efficiency of the use of renewable energy sources in transport: monograph / A.N. Al-Ammori, P.S. Sochenko.-Kyiv: NTU, 2014.-220p.

**Bodak V. Comparison of total carbon dioxide emissions of renauld kangoo cars with diesel and electric engines**

The work includes calculations of carbon dioxide emissions when comparing two vehicles created on the same basis. Renault Kangoo 1.5 dCi – a car with a diesel internal combustion engine and Renault Kangoo Z.E. – with an electric motor. The paper presents calculations of CO<sub>2</sub> emissions during production, operation, maintenance, and disposal of two vehicles. Carbon dioxide emissions when using cars for 5 years, 10 years, and 15 years were compared. Calculations of emissions were carried out when using electricity produced in Ukraine to charge an electric car. A comparison of CO<sub>2</sub> emissions during the production of an electric car, electricity for charging its battery, and when burning diesel fuel by a car was made.

A positive environmental effect is observed in the local place of use of the electric car, since organic fuel is not burned and CO<sub>2</sub> is not released. With an average annual mileage of less than 10,000 km, from the point of view of the amount of CO<sub>2</sub> emissions, the effect of using an electric car will be insignificant, since, in the end, such a replacement will lead to an increase in the emitted CO<sub>2</sub>, which is carried out during the production of a new electric car. If the average annual mileage is 30,000 km or more, then after a mileage of 160,000 km, or 6 years of operation, the total CO<sub>2</sub> emissions of both vehicles will be the same. A significant environmental effect is obtained during further operation of the electric vehicle. The obtained results indicate that, in order to reduce emissions, it is rational to replace the car with a new electric car, if the owner of the vehicle actively uses it, that is, the daily mileage is at least 100 km.

**Key words:** electric car, automobile, internal combustion engine, electric motor, carbon dioxide emissions, ecology, lithium-ion battery.

*БОДАК Володимир Іванович*, к.т.н., доц. кафедри автомобілів та транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: [bodak.lutsk@gmail.com](mailto:bodak.lutsk@gmail.com), ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2521-7305>

*Volodymyr BODAK* PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: [bodak.lutsk@gmail.com](mailto:bodak.lutsk@gmail.com), ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2521-7305>

DOI 10.36910/automash.v1i20.1035

Бугайов<sup>1</sup> І.С., Холодова О.О.<sup>2</sup>, Бугайова М.О.<sup>2</sup>

*Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова<sup>1</sup>  
Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна<sup>2</sup>*

## ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ЗАСОБІВ ЗАСПОКОЄННЯ ДОРОЖНЬОГО РУХУ НА ПЕРЕХРЕСТІ

Доведена актуальність вирішення проблеми постійного удосконалення організації дорожнього руху, що пов'язано з безперервним зростанням чисельності парку автомобілів та відсталим розвитком вулично-дорожньої мережі міст. Постійне збільшення скрутності дорожнього руху, а отже, різке почастищення безпосередніх контактів учасників руху, які у багатьох випадках носять характер конфліктних ситуацій, часто переростають в дорожньо-транспортні пригоди. Саме тому в статті запропоновано розглянути такий сучасний засіб організації дорожнього руху як його заспокоєння.

Аналіз існуючих засобів заспокоєння дорожнього руху дозволив виявити їх основні недоліки та переваги, які як виявилось не вирішують проблему головного протиріччя вимог організації дорожнього руху – задоволення безпеки дорожнього руху разом із максимальним забезпеченням його ефективності.

В статті проведений аналіз застосування різних схем організації дорожнього руху на перехресті, де поряд із впровадженням світлофорного регулювання розглянуті варіанти впровадження різних типів засобів заспокоєння дорожнього руху. В результаті дослідження ще раз доведено, що світлофорне регулювання – ефективний засіб забезпечення безпеки дорожнього руху на перехресті, але при цьому слід розглядати можливості застосування засобів заспокоєння дорожнього руху, які можуть йти додатковими обмеженнями швидкості при проїзді транспортними засобами перехрестя. І хоча це може призводити до збільшення затримок, додаткових зупинок та збільшення довжини заторів, але це засіб зменшення аварійності та тяжкості травмувань учасників дорожнього руху. Найбільш ефективним засобом заспокоєння руху на перехресті є дорожній пагорб.

**Ключові слова:** засоби заспокоєння руху, світлофорне регулювання, перехрестя, дорожньо-транспортна пригода, моделювання, критерій.

### ВСТУП

Щорічне збільшення кількості автомобілів у всьому світі та зростання обсягів перевезень сприяє збільшенню інтенсивності руху. В умовах міст, а саме Харкова, з історично сформованою забудовою, це призводить до виникнення транспортних проблем, а саме забруднення навколишнього середовища, перевантаження вулиць транспортними засобами (ТЗ) та зростання затримок та кількості дорожньо-транспортних пригод (ДТП). Тому, з метою поліпшення безпеки та ефективності дорожнього руху, дуже важливо постійно вдосконалювати та розширювати транспортну інфраструктуру шляхом застосування та впровадження сучасних технологій.

Особливо гостро транспортна проблема проявляється у вузлових пунктах вулично-дорожньої мережі (ВДМ), тобто на перехрестях, які є основними місцями концентрації ДТП. Статистика говорить, що близько 40% ДТП відбувається саме на перехрестях [1].

У більшості міст України давно склалося історичне планування ВДМ: вузькі вулиці та нерівномірна мережа, яка не відповідає сучасним потребам руху ТЗ і пішоходів. Через збільшення кількості транспорту виникає перенасичення ВДМ рухом ТЗ, що не відповідає вимогам сучасного дорожнього стану [2]. Це впливає на зниження ефективності використання ТЗ, що пов'язано із зниженням швидкості руху через простоя на перехрестях, а звідси і підвищення рівня шуму, збільшення загазованості повітряного басейну міста і перевитрати паливно-мастильних матеріалів.

Сьогодні в Україні багато уваги привертається до розробки довгострокових планів розвитку ВДМ з врахуванням зростання кількості мешканців міст та змін транспортної ситуації. З'являються на дорогах ділянки, які все більше відповідають сучасним вимогам, що в свою чергу дозволяє вирішити проблеми дорожнього руху - забезпечити комфортне та безпечне пересування всіх його учасників.

Одним із напрямів забезпечення швидкого і безпечного руху в містах є застосування комплексу архітектурно-планувальних та організаційних заходів. Ступінь захищеності його учасників від ДТП та їх наслідків є складовою частиною безпеки дорожнього руху [3]. Особливо широкого використання, як найбільш ефективного засобу підвищення безпеки дорожнього руху, набуло застосування заспокоєння дорожнього руху (ЗДР).

## АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

ЗДР як засіб контролю швидкості та інтенсивності руху вже довгий час має великий досвід застосування у багатьох країнах світу. В українській містобудівній літературі такий захід рідко розглядався і фактично не застосовувався на практиці [4]. До 2020 року в Україні був відомий лише «лежачий поліцейський». Доречі, ЗДР - це заходи, спрямовані на зменшення швидкості та інтенсивності руху на вулицях та дорогах з метою підвищення безпеки дорожнього руху та комфорту пішоходів і велосипедистів. Застосування таких заходів може бути корисним у міських районах та на вузьких вуличках з великою кількістю пішоходів та велосипедистів, де звичайний рух автомобілів може бути небезпечним.

Аналіз літературних джерел показав, що кількість засобів ЗДР дуже велика та кожний засіб має свої переваги і недоліки [5]:

1. Дорожні пагорби (ДП) зменшують швидкість руху ТЗ, що допомагає знизити ризик виникнення ДТП, збільшити час реакції водіїв на небезпечні ситуації на дорозі. Водночас ДП збільшують час руху ТЗ, витрати палива, що призводить до збільшення негативного впливу на довкілля, погіршують стан дорожнього покриття та їх недоцільне розміщення може сприяти збільшенню кількості заторів на ВДМ.

2. Підвищені пішохідні переходи (ППП) разом із забезпеченням безпеки пішоходів та зменшенням ризику їх травмування під час перетину дороги, знижують швидкість руху ТЗ, що викликає затори на підходах до пішохідних переходів. Однак зниження швидкості сприяє зменшенню ризику ДТП. Наявність підвищення може змінювати звичайний рух водіїв, призводити до нестабільності у їх русі та спричиняти необхідність додаткової уваги з їх боку. Також, ППП вимагають покращення доступу для людей з обмеженими можливостями.

3. Підвищені перехрестя (ПП), як і ППП, знижують швидкість руху ТЗ на перехресті, тим самим покращуючи безпеку руху для пішоходів та велосипедистів. Але, змушуючи водіїв їхати повільніше, ПП збільшують час руху по ВДМ, що не є ефективним при вирішенні задач з ОДР в частині мережевого управління. Висока ціна будівництва ПП може бути для нашої країни досить дорогим заходом, зокрема через потребу у додатковій площі та матеріалах. Слід відмітити і погіршення комфорту руху для пасажирів громадського транспорту через посилення відштовхувальної сили та збільшення поштовхування. ПП вимагають постійного обслуговування, тобто витрат на утримання, що можуть бути пов'язані, наприклад, з чисткою снігу та льоду взимку.

4. Шикани набули найбільшої популярності в місцях з великою кількістю пішоходів, особливо дітей. Вони також знижують швидкості руху ТЗ, що сприяє зниженню кількості ДТП та тяжкості їх наслідків. Шикани зменшують рівень шуму, забруднення навколишнього середовища та допомагають знизити витрати на утримання доріг. Однак, поряд з перевагами мають і недоліки: іноді призводять до ускладнень проїзду деяких типів ТЗ, а саме великі вантажівки та автобуси; збільшують час руху для транспорту, особливо в пікові години доби; створюють незручності для руху велосипедистів та мотоциклістів.

5. Міні-кільця, як доведена більшістю наукових досліджень, один з найдієвіших способів збільшення пропускної спроможності перехрестя [6], особливо в години «пік», коли інші перетинання можуть викликати затори. Як і попередні засоби ЗДР міні-кільця знижують швидкість руху ТЗ, а звідси і ризик виникнення ДТП. На додачу, зменшують час очікування на світлофорах, тому що рух відбувається майже без зупинки та в цілому поліпшують естетичний вигляд перехрестя, оскільки острівець може бути прикрашений зеленими насадженнями або скульптурними спорудами. Однак, навіть міні-кільце може вимагати розширення дороги, що скасується на розмірі витрат на будівництво та особливо уважного поводження водіїв при проїзді перехрестя. Тому такі перехрестя вимагають додаткового освітлення, особливо вночі або в умовах обмеженої видимості. До того ж, міні-кільця є складними елементами ВДМ для проїзду їх велосипедистами та проходження пішоходами, які можуть мати проблеми з перетинанням вулиці через нескінчений плин транспорту. Труднощі при проїзді виникають і у великогабаритних ТЗ, які не можуть повернути на ротонді з достатньою швидкістю, що також може відобразитися на появі тимчасових заторів. При впровадженні міні-кільця в районі лісосмуг, вони здатні зменшити такий вид ДТП як наїзд на тварину.

6. Каналізування транспортних потоків надає можливість зменшити кількість конфліктних точок на елементах ВДМ, оскільки рух відбувається по визначених напрямках. Для кожного напрямку можна планувати свою раціональну роботу світлофорних об'єктів, що зменшує час очікування руху ТЗ на світлофорі. При каналізуванні може бути збільшена видимість світлофорних



об'єктів, дорожніх знаків, розмітки тощо, однак наслідком цього є збільшення витрат на їх облаштування та подальше обслуговування. Недоліком каналізованого руху є і потреба в додаткових просторових ресурсах для організації розділення потоків та зменшення пропускної спроможності дороги, що також пов'язано з розділенням потоків.

7. Перекривання перехрестя зменшує його пропускну спроможність, створюючи додаткові затори. Час на проїзд перехрестя водіями залежить від конфігурації перешкоди, бар'єрів, які в свою чергу ускладнюють рух пішоходів та велосипедистів через перехрестя. Однак такі перекидання впливають зменшення ймовірності виникнення ДТП, а саме зіткнень, зменшення кількості нещасних випадків з пішоходами та велосипедистами. Покрашується і контроль з а рухом ТЗ на перехресті.

8. Чокери знижують швидкість руху транспорту, що зменшує ризик виникнення аварій та забезпечує більшу безпеку для пішоходів та велосипедистів. Також зменшується ризик перетину розмітки дороги ТЗ. До недоліків відноситься те, що чокери підвищують ризик заторів у пікові години доби при великих обсягах руху ТЗ, через що зменшується пропускну спроможність елементів ВДМ, та унеможливають рух великогабаритних ТЗ.

9. Вставки по осі дороги забезпечують безпеку дорожнього руху шляхом покращення видимості, особливо в умовах низької освітленості або поганих погодних умов; за рахунок створення додаткового простору для руху транспорту та керування швидкістю руху; шляхом зменшення взаємодії між ТЗ, що зменшує ймовірність зіткнень; шляхом забезпечення чіткої лінії руху ТЗ, що допомагає водіям зберегти свій фокус. В цілому такі вставки покращують потік руху ТЗ, зменшуючи затори на ділянках доріг з великими інтенсивностями руху за рахунок дозволу автомобілям здійснювати обгін повільних типів ТЗ. Однак, встановлення вставок по осі дороги має високу вартість, особливо на великих ділянках дороги; через високі інтенсивності руху ТЗ може збільшуватися шум від транспорту, що створює проблеми звукоізоляції для мешканців будинків, які розташовані вздовж доріг. Такі вставки можуть збільшити розрив між смугами, що призводить часто до погіршення рівності дороги та збільшення вібрації для водіїв. Окрім цього, вставки потрібно постійно підтримувати в задовільному стані та обслуговувати, куди входить їх регулярне миття, ремонт та заміна. Не слід забувати і про погіршення видимості для водіїв на ділянках дороги з крутими поворотами або обмеженою видимістю.

Аналіз засобів ЗДР дозволяє зробити висновок, що вони можуть бути ефективними засобом контролю швидкості руху транспорту на вулицях міста, проте їх слід використовувати з розумінням, ретельно обгрунтовуючи застосування того чи іншого виду засобу.

Для вирішення проблем ОДР останнім часом дуже широко застосовують інструменти моделювання дорожнього руху. При необхідності переходу на мікрорівень, тобто при плануванні руху на окремому перехресті, групі перехресть або наочній демонстрації громадськості змін, які відбудуться в районі міста у випадку будівництва нових доріг, розв'язок тощо, застосовується моделювання в програмному забезпеченні PTV Vision VISSIM. Для оцінки ефективності засобів ЗДР, спробуємо провести аналіз впровадження різних методів ОДР на одному із аварійних перехресть м. Харків вул. Маршала Рибалка — вул. А. Ощепкова. А програмне забезпечення PTV Vision VISSIM дозволить на створити транспортні моделі руху ТЗ, що дозволить оперативно дослідити та оцінити ефективність різних заходів з удосконалення ОДР.

### **ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Метою дослідження є підвищення безпеки дорожнього руху на перехресті вулиць А. Ощепкова та Маршала Рибалка у м. Харків за рахунок вибору найефективнішого засобу ЗДР.

Для реалізації мети необхідно провести дослідження дорожніх умов та параметрів транспортних і пішохідних потоків, на основі яких стане можливим розробити імітаційні транспортні моделі перехрестя у програмному середовищі PTV Vision VISSIM.

### **РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ**

Перехрестя вул. А. Ощепкова (вулиця міського значення) – вул. Маршала Рибалка (магістральна вулиця районного значення) відноситься до Х-образного типу, має організований двосторонній рух транспорту, через усі вулиці здійснюється пішохідний рух. Перехрестя в існуючому вигляді зображено на рис. 1. Статистика ДТП на цьому перехресті свідчить, що основною причиною є обмежена оглядовість на ньому (див. рис. 1).

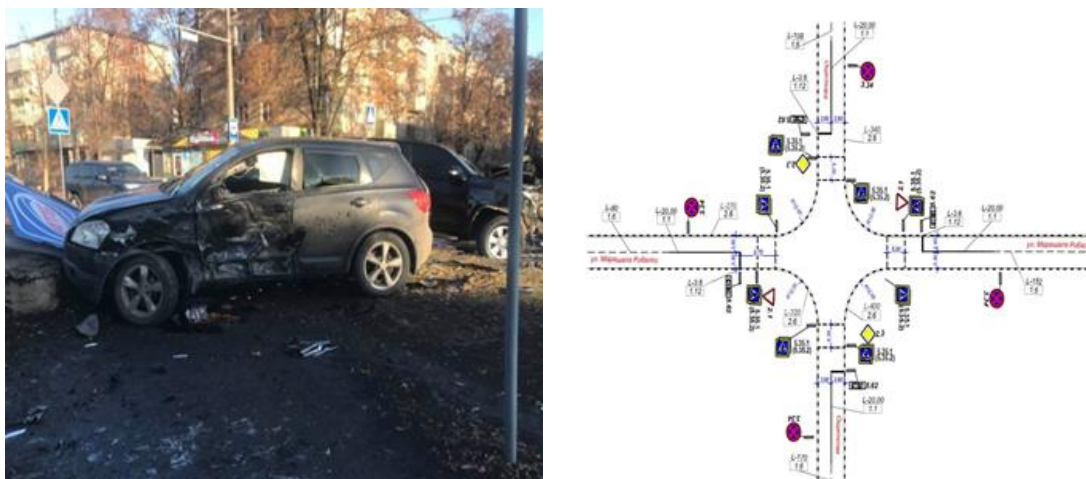


Рисунок 1 — Фото з прикладом ДТП та схема розташування технічних засобів регулювання дорожнім рухом на перехресті вул. А. Ощепкова — вул. Маршала Рибалка до 2020 року

Після великої кількості усних та письмових звернень в профільні органи, і навіть в Верховну раду, та повідомлень в соціальних мережах на перехрестя восени 2020 року було встановлено світлофорне регулювання (див. рис. 2).

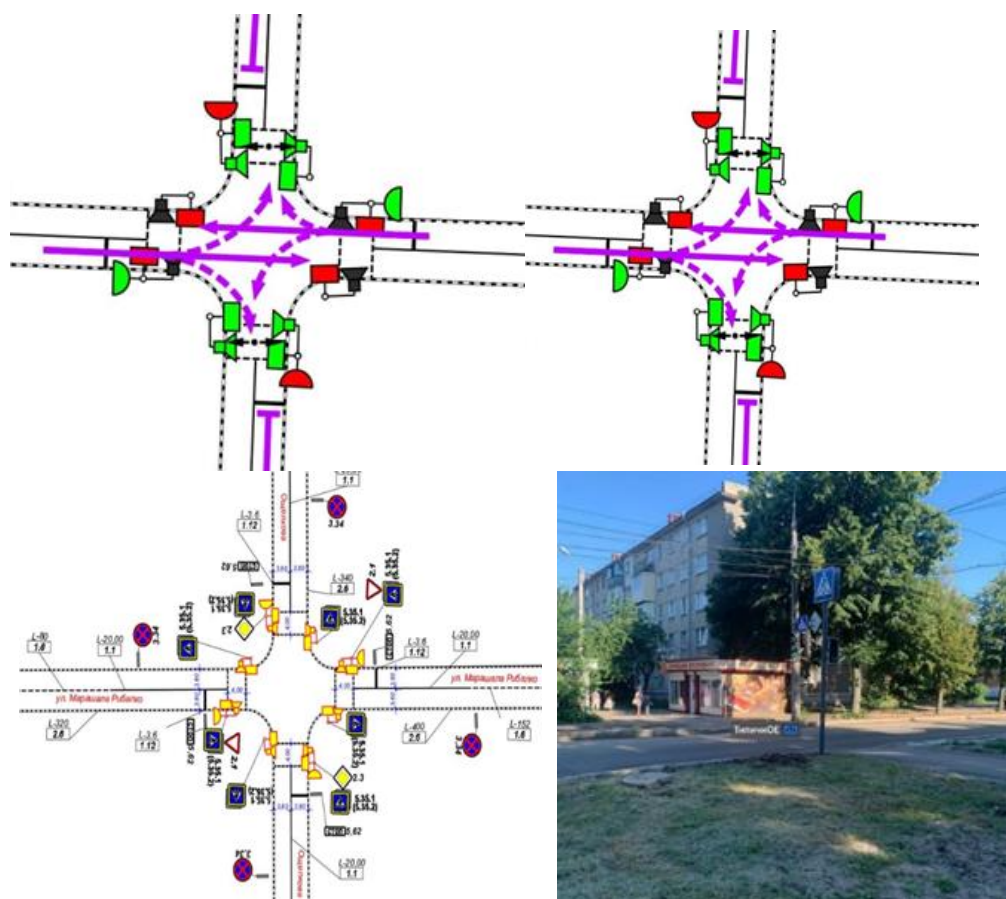


Рисунок 2 — Існуюча схема пофазного роз'їзду та розташування технічних засобів регулювання дорожнім рухом на перехресті вул. А. Ощепкова — вул. Маршала Рибалка

Однак розташування МАФ, які здійснюють підприємницьку діяльність з продажу продовольчих товарів, так і залишилось, що не занадто відобразилось на зменшенні ДТП, особливо

під час воєнних дій, коли відбувались відключення світла. Ускладнюють дорожній рух і ТЗ, які здійснюють розвантаження товарів в МАФ, що також обмежує необхідну для безпечного руху видимість.

Для підвищення безпеки дорожнього руху на даному перехресті необхідно підвищити перш за все видимість, для чого необхідний провести демонтаж існуючих МАФ. Однак, таких захід, поперше, не є популярним, так як може призвести до втрати робочих місць, а по-друге, згідно даних з кадастру ряд земельних ділянок під цими МАФами мають відповідні дозвільні документи.

Тож, для підвищення безпеки дорожнього руху на даному вузлі, з урахуванням існуючих дорожніх умов, необхідно зменшувати швидкість руху ТЗ. Із зниженням швидкості зменшиться і нормативне значення видимості [7], яке буде відповідати існуючому стану перехрестя.

Зниження швидкості можливо реалізувати із застосуванням:

- відповідних дорожніх знаків (недієвий захід);
- застосування світлофорного регулювання (недієвий захід);
- застосування засобів ЗДР.

В кожного із вищеперелічених заходів є свої переваги та недоліки. Який із цих варіантів більш ефективний спробуємо визначити із застосуванням імітаційного моделювання в PTV Vision VISSIM. У ході експериментальних досліджень буде змінюватися інтенсивність руху транспортного потоку. Вона варіюватиметься від базової інтенсивності до + або – 20% із кроком 10% .

Тож, розглянемо такі варіанти моделювання ОДР на перехресті вул. А. Ощепкова – вул. Маршала Рибалка: регульоване перехрестя (РП); влаштування на проїзній частині ДП; влаштування на проїзній частині ППП; влаштування на проїзній частині ПП.

Після проведення моделювання різних варіантів ОДР проведено аналіз критеріїв функціонування ОДР [8]. Було обрано найбільш впливові критерії для оцінювання розроблених заходів та визначено рівень обслуговування (LOS) [9]: середня затримка руху ТЗ; кількість зупинок ТЗ; середня довжина затору; максимальна довжина затору.

Цільова функція критерію оцінювання варіантів ОДР на перехресті має вид:

$$\begin{matrix} РП \\ ДП \\ ППП \\ ПП \end{matrix} = \begin{cases} N_{зуп}^{ТЗ} \\ L_{max}^{затор} \\ t_{cp} \\ L_{зат} \end{cases} = f(N) \rightarrow \min, \quad (1)$$

де  $N$  - інтенсивність транспортного потоку, авт./год;

$N_{зуп}^{ТЗ}$  - кількість зупинок ТЗ, од.;

$t_{cp}$  - середня затримка ТЗ, с;

$L_{зат}$  - довжина затору, м;

$L_{max}^{затор}$  - максимальна довжина затору, м.

Для визначення виду та параметрів моделей були використана сучасна комп'ютерна програма обробки статистики Statgraphics, яка дозволяє описати отриману статистику різними видами математичних функцій. Результати обробки експериментальних даних наведені в таблиці 1.

На рисунку 3 наведені залежності зміни критеріїв оцінки заходів при змінненні інтенсивності руху ТЗ для різних варіантів ОДР.

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Аналіз результатів моделювання варіантів ОДР за обраними критеріями на перехресті при зміні інтенсивності ТП показав:

- результат моделювання критерію «середня затримка транспортних засобів» показав, що при базовій (968 авт./год) та найменшій (774 авт./год) інтенсивності кращий результат має ДП («лежачий поліцейський») – 8,3 с та 6 с середньої затримки на перехресті. Хоча, при збільшеній інтенсивності на 20 % (1161 авт./год) – кращий показник має «світлофорне регулювання», а саме 11 с середньої затримки на перехресті;

- результат моделювання критерію «кількість зупинок ТЗ» показав, що при всіх запропонованих інтенсивностях кращий результат має «світлофорне регулювання». А саме, 0,61

кількість зупинок транспортних засобів при базовій інтенсивності, 0,52 та 0,58 кількість зупинок ТЗ при -20 % та +20 %;

Таблиця 1 - Результати обробки експериментальних даних у програмі Statgraphics

Варіанти ОДР на перехресті	Залежність	Коефіцієнт кореляції	Durbin-Watson statistic	Середня абсолютна помилка
РП	$N_{зуп}^{ТЗ} = 0,13 \cdot e^{0,202 \cdot N}$	0,98	2,37091 (P=0,3757)	0,06
	$t_{cp} = 49,3 - 0,105 \cdot N + 0,000064 \cdot N^2$	0,92	2,76416 (P=0,1743)	0,74957
	$L_{max}^{затоп} = 281,174 - 0,598 \cdot N + 0,00036 \cdot N^2$	0,93	2,98212 (P=0,3532)	3,39711
	$L^{затоп} = 53,3 - 0,12 \cdot N + 0,00007 \cdot N^2$	0,94	2,8274 (P=0,2180)	0,571
ДП	$N_{зуп}^{ТЗ} = 0,13 \cdot e^{0,202 \cdot N}$	0,98	2,37091 (P=0,3757)	0,06
	$t_{cp} = 49,3 - 0,105 \cdot N + 0,000064 \cdot N$	0,94	2,76416 (P=0,1743)	0,74957
	$L_{max}^{затоп} = 281,174 - 0,598 \cdot N + 0,00036 \cdot N^2$	0,93	2,98212 (P=0,3532)	3,39711
	$L^{затоп} = 53,3 - 0,12 \cdot N + 0,00007 \cdot N^2$	0,94	2,8274 (P=0,2180)	0,571
ППП	$N_{зуп}^{ТЗ} = 0,18 \cdot e^{0,002 \cdot N}$	0,97	2,55008 (P=0,4872)	0,045
	$t_{cp} = 1,2 \cdot e^{0,002 \cdot N}$	0,97	2,68434 (P=0,5745)	0,056
	$L_{max}^{затоп} = 2,0079 \cdot e^{0,0019 \cdot N}$	0,88	2,00113 (P=0,1882)	1,18287
	$L^{затоп} = 53,3 - 0,12 \cdot N + 0,00007 \cdot N^2$	0,94	2,9 (P=0,2280)	0,58
ПП	$N_{зуп}^{ТЗ} = 6,1 - 0,013 \cdot N + 0,00008 \cdot N^2$	0,99	3,16238 (P=0,5507)	0,022
	$t_{cp} = 77,89 - 0,17 \cdot N + 0,0001 \cdot N^2$	0,99	3,55963 (P=0,9331)	0,773
	$L_{max}^{затоп} = 291,35 - 0,66 \cdot N + 0,00042 \cdot N^2$	0,99	2,63448 (P=0,1049)	0,772594
	$L^{затоп} = 75,77 - 0,179 \cdot N + 0,00011 \cdot N^2$	0,99	2,65844 (P=0,1158)	0,378

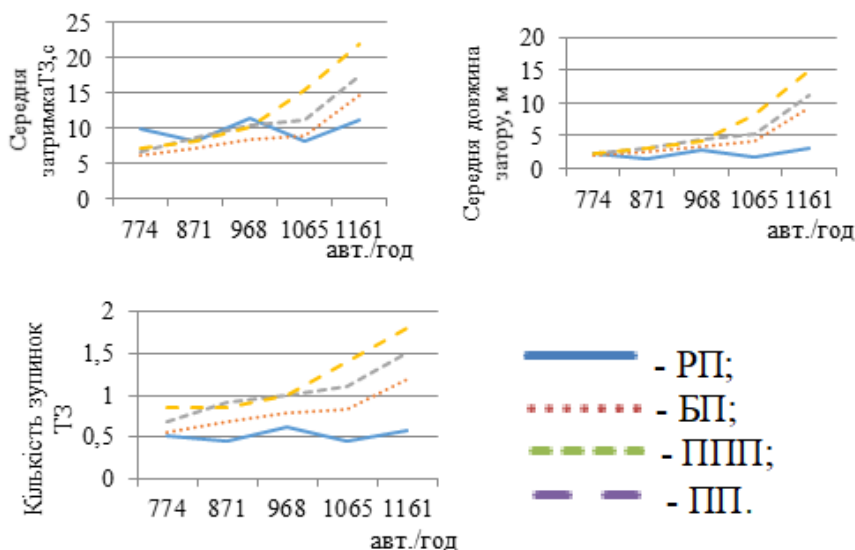


Рисунок 3 - Графіки залежності критеріїв ефективності в залежності від заходу заспокоєння руху при різних значеннях інтенсивності руху

- результат моделювання критерію «середня довжина затору» показав, що при базовій (968 авт./год.) та найбільшій (1161 авт./год.) інтенсивності кращій результат має «світлофорне регулювання» – 2,9 м та 3 м середньої довжини затору на перехресті. Хоча, при найменшій інтенсивності в – 20 % (774 авт./год) – кращій показник має ДП, а саме 2,1 м середньої довжини затору на перехресті.

### ВИСНОВКИ

В результаті досліджень доведено, що впровадження світлофорного регулювання на перехресті вул. А Ощепкова - вул. Маршала Рибалка є доцільним методом ОДР, але при цьому не слід виключати застосування ефективних доповнень до обмеження швидкості на елементах ВДМ — засобів ЗДР. Серед можливих для застосування засобів ЗДР нами запропоновано впровадити на перехресті використання саме ДП, який менш ніж всі впливає на затримки руху при проїзді перехрестя та дозволяє зменшити небезпеку та тяжкість травмувань учасників дорожнього руху.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Статистика ДТП в Україні. *Патрульна поліція*: веб-сайт. URL: <https://patrolpolice.gov.ua/statystyka/> (дата звернення: 23.02.2023).
2. Лобашов О.О., Прасоленко О.В. Практикум з дисципліни «Організація дорожнього руху»: навч. посіб. Харків, 2011. 221 с.
3. Організація та регулювання дорожнього руху: підручник / Бакуліч О.О. та ін.; за ред. В.П. Поліщука. Київ. 2014 467 с.
4. Для чого потрібні засоби заспокоєння дорожнього руху. *Дивись INFO*: веб-сайт. URL: <https://dyvys.info/2021/05/13/dlya-chogo-potribni-zasoby-zaspokoyennya-dorozhnoho-ruhu/> (дата звернення: 10.04.2023).
5. ДСТУ 4123:2020. Безпека дорожнього руху. Засоби заспокоєння руху. Загальні технічні вимоги. [Чинний від 2020-08-06]. ДП «УкрНДНЦ», 2020. 43 с.
6. Любий Є. В., Левченко О. С., Сироміятнікова М. С. Аналіз ефективності використання міні-кільцевих розв'язок. *Луцький національний технічний університет*. 2018. Вип. 61. С. 110 – 117.
7. ДБН В.2.3-4:2015. Споруди транспорту. Автомобільні дороги. Частина I. Проектування. Частина II. Будівництво. [Чинний від 2016-04-01]. Київ, 2015. 104 с.
8. Іванов В. О. Розподілена система імітаційного моделювання дорожнього руху. *Вісник НТУУ «КПІ». Інформатика, управління та обчислювальна техніка*. 2008. № 48. С. 41–45.
9. Traffic Calming Measures. *A Community of Transportation Professionals*: веб-сайт. URL: [Traffic Calming Measures - Institute of Transportation Engineers \(ite.org\)](https://www.trafficcalming.org/) (дата звернення: 20.04.2023)

### REFERENCES

1. Statystyka DTP v Ukraini. Patrolna politsiia: veb-sait. URL: <https://patrolpolice.gov.ua/statystyka/> (data zvernennia: 23.02.2023).
2. Lobashov O.O., Prasolenko O.V. (2011) Praktykum z dystsypliny «Orhanizatsiia dorozhnoho rukhu»: navch. posib. Kharkiv. 221.
3. Orhanizatsiia ta rehulivannia dorozhnoho rukhu: pidruchnyk / Bakulich O.O. ta in.; za red. V.P. Polishchuka. Kyiv. 2014. 467 s.
4. Dlia choho potribni zasoby zaspokoiennia dorozhnoho rukhu. Dyvys INFO: veb-sait. URL: <https://dyvys.info/2021/05/13/dlya-chogo-potribni-zasoby-zaspokoyennya-dorozhnoho-ruhu/> (data zvernennia: 10.04.2023).
5. DSTU 4123:2020. Bezpeka dorozhnoho rukhu. Zasoby zaspokoiennia rukhu. Zahalni tekhnichni vymohy. [Chynnyi vid 2020-08-06]. DP «UkrNDNTs», 2020. 43 s.
6. Liubyi Ye. V., Levchenko O. S., Syromiatnikova M. S. (2018) Analiz efektyvnosti vykorystannia mini-kiltsevykh rozv'iazok. Lutskyi natsionalnyi tekhnichniy universytet, 61, 110 – 117.
7. DBN V.2.3-4:2015. Sporudy transportu. Avtomobilni dorohy. Chastyna I. Proektuvannia. Chastyna II. Budivnytstvo. [Chynnyi vid 2016-04-01]. Kyiv, 2015. 104 s.
8. Ivanov V. O. (2008) Rozpodilena systema imitatsiinoho modelivannia dorozhnoho rukhu. () Visnyk NTUU «KPI». Informatyka, upravlinnia ta obchyslivalna tekhnika. № 48., 41–45.
9. Traffic Calming Measures. A Community of Transportation Professionals: veb-sait. URL: [Traffic Calming Measures - Institute of Transportation Engineers \(ite.org\)](https://www.trafficcalming.org/) (data zvernennia: 20.04.2023)

***Ig. Bugayov, O. Kholodova, M. Buhaiova. Assessment of the efficiency of implementation of traffic calming means at the intersection***

The relevance of solving the problem of continuous improvement of the organization of road traffic, which is connected with the continuous growth of the number of cars and the backward development of the street and road network of cities, has been proven. The constant increase in road traffic, and therefore a sharp increase in direct contacts between road users, which in many cases have the character of conflict situations, often turn into traffic accidents. Therefore, the article proposes to consider such a modern means of traffic management as its calming.

The analysis of the existing means of traffic regulation made it possible to identify their main shortcomings and advantages, which, as it turned out, do not solve the problem of the main contradiction of the requirements of traffic organization - ensuring the safety of traffic along with its maximum efficiency.

The article analyzes the application of various schemes of traffic organization at the intersection, where, along with the implementation of traffic light regulation, options for the application of various types of traffic calming agents are considered. As a result of the study, it has once again been proven that traffic light regulation is an effective means of ensuring road traffic safety at the intersection, but at the same time, the possibility of using traffic calming devices, which may be accompanied by additional speed limits when vehicles pass through the intersection, should be taken into account. And although this can lead to increased delays, additional stops and longer traffic jams, it is a means of reducing the number of road accidents and the severity of injuries to road users. The most effective means of calming traffic at an intersection is a road hump.

**Key words:** means of slowing down traffic, traffic light regulation, intersection, road accident, modeling, criterion.

*БУГАЙОВ Ігор Сергійович*, старший викладач кафедри транспортних систем і логістики Харківський національний університет міського господарства імені О.М. Бекетова, e-mail: igorbugayov1@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-9091-0248>.

*ХОЛОДОВА Ольга Олександрівна*, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри організації та безпеки дорожнього руху, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [olgakholodova2807@ukr.net](mailto:olgakholodova2807@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0002-4217-0548>.

*БУГАЙОВА Марина Олександрівна*, старший викладач кафедри організації та безпеки дорожнього руху, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [kazmar2383@gmail.com](mailto:kazmar2383@gmail.com). <https://orcid.org/0000-0003-1889-9555>.

*Igor BUGAYOV*, senior lecturer of Department of Transport Systems and Logistics Kharkiv National University of Urban Economy named after O.M. Beketova e-mail: igorbugayov1@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-9091-0248>

*Olga KHOLODOVA*, Ph.D. in Engineering, Associate Professor, Assoc. Professor of Department of Traffic Management and Road Safety, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: [olgakholodova2807@ukr.net](mailto:olgakholodova2807@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0002-4217-0548>.

*Maryna BUHAIOVA*, senior lecturer of Department of Traffic Management and Road Safety, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: [kazmar2383@gmail.com](mailto:kazmar2383@gmail.com). <https://orcid.org/0000-0003-1889-9555>.

DOI 10.36910/automash.v1i20.1036

УДК 629.017  
UDC 629.017

Волков В. П.<sup>1</sup>, Внукова Н. В.<sup>1</sup>, Таран І.О.<sup>2</sup>, Позднякова О. І.<sup>1</sup>, Волкова Т.В.<sup>1</sup>, Онищук В.П.<sup>3</sup>,  
*Харківський державний автомобільно-дорожній університет<sup>1</sup>*  
*Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»<sup>2</sup>*  
*Луцький національний технічний університет<sup>3</sup>*

## КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ВПЛИВУ ВИКОРИСТАННЯ СУЧАСНИХ БІОДИЗЕЛЬНИХ ПАЛИВ НА БІОСФЕРУ

Метою роботи явився порівняльний аналіз екологічних властивостей 100%-во біодизельних палив першого і другого покоління та визначення впливу цих палив на довкілля при їх синтезі та застосуванні (життєвий цикл). Відомо, що біопалива вважаються одним з пріоритетних напрямків зменшення емісії CO<sub>2</sub> внаслідок їх вуглецевої нейтральності. Перспективи розвитку альтернативних палив пов'язують з переходом на біопаливо 2-го покоління, сировиною для якого являються нехарчові види біомаси. За допомогою проведеного LCA-аналізу встановлено, що застосування навіть 100%-во біодизельних палив як першого, так і другого покоління (B<sub>100</sub> та HVO) поряд з безумовними перевагами з позиції скорочення емісії CO<sub>2</sub>, приводить до появи інших екологічних проблем. Показано, що технологічні процеси виготовлення біопалива 2-го покоління по-перше вимагають суттєвих витрат енергоресурсів та приводять до утворення великих об'ємів токсичних стічних вод. По-друге потребують використання водню, для промислового виробництва якого відсутні екологічно безпечні методи. Оцінку емісії забруднюючих речовин та споживання природних ресурсів в статті проведено з використанням комп'ютерної програми «Environmental Footprint Calculator». Для оцінки екологічної безпеки застосування біопалив B<sub>100</sub> та HVO використовували методику LCA-аналізу і комплексне визначення кількісних показників впливу на довкілля. Доведене суттєве зменшення емісії CO<sub>2</sub> у порівнянні з традиційним ДП, але значне зростання споживання природних ресурсів при використанні навіть 100%-вих біопалив, як 1-го так і 2-го покоління. Результати роботи дозволять прогнозування екологічні наслідки застосування 100%-во біодизельних палив, у тому числі в умовах післявоєнної України.

**Ключові слова:** парниковий ефект, біодизельне паливо, LCA-аналіз, споживання природних ресурсів, транспортні засоби.

### ВСТУП

Викиди парникових газів (ПГ) від транспорту збільшуються швидшими темпами, ніж із іншого сектора. На транспорт припадає 15% світових викидів ПГ та 23% від загального обсягу викидів CO<sub>2</sub>, які пов'язані з енергетикою. Сектор значною мірою залежить від викопного палива, на частку якого припадає 96,3% всіх транспортних палив [1]. Інтенсивні роботи з переведення дизельних двигунів на біопалива проводяться у багатьох країнах. Розвиток виробництва та застосування біопалива пов'язаний із низкою глобальних причин, таких як ціни на мінеральне паливо, обмеженість запасів природних копалин, негативний вплив на екологію традиційних енергоносіїв. Частка біопалива у світовому енергобалансі становить лише 4%, а для транспортних засобів споживання становить 3%. [1, 2, 3]. Щоб зменшити залежність від палива на нафтовій основі, а також для пом'якшення наслідків зміни клімату, біопалива розглядаються як одні з перспективних альтернативних видів палива для транспорту. Основний обсяг енергії з біологічних джерел на транспорті одержують автомобілі. У роботі розглянуто питання щодо застосування на автотранспорті біодизельного палива першого та другого покоління, без домішок традиційного нафтового палива (ДП). Також проведено порівняльний аналіз впливу на довкілля двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), які працюють на традиційному ДП та альтернативних джерелах енергії.

Актуальність роботи обумовлена тим, що автомобільний транспорт на сучасному етапі являється потужним джерелом антропогенних викидів CO<sub>2</sub> та споживачем природних ресурсів. Тому комплексний порівняльний аналіз впливу на довкілля різних альтернативних палив (біодизельне 1-го та 2-го покоління) з традиційним ДП дозволить оцінити ефективність представлених видів палива з позиції захисту довкілля протягом життєвого циклу.

### АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Запропоновано декілька головних напрямків зниження емісії вуглекислого газу від автотранспорту відповідно до сценарію BLUE MAP, що розглядаються Міжнародним енергетичним агентством. Основна роль у зниженні викидів CO<sub>2</sub> відводиться [4, 5]: підвищенню паливної економічності ТЗ (52%); застосуванню біопалив (17%); застосуванню електромобілів та автомобілів з комбінованими енергоустановками (17%); застосуванню водню (14%).

Технологічні зміни та створення інноваційних технічних засобів автомобільного транспорту являється найбільш пріоритетним напрямком зменшення впливу транспортних засобів (ТЗ) на довкілля. Цей напрямок досліджується у багатьох спеціальних статтях та виходить за рамки нашої роботи.

На нашу думку, застосування інших трьох напрямків поряд з безумовними перевагами з позиції скорочення емісії CO<sub>2</sub>, приводить до появи інших екологічних проблем, якщо аналізувати повний життєвого цикл (LCA-аналіз).

Одним із провідних напрямків зменшення парникового ефекту визнано використання водню [5]. Цей газ можна спалювати в ДВЗ, або використовувати в паливних елементах автомобілів. Крім того, водень використовується, як сировина для промисловості, наприклад при отриманні біодизельного палива 2-го покоління. Застосування водню на транспорті також не слід вважати екологічно безпечним, якщо враховувати сучасні методи отримання чистого водню в промисловості. Середня емісія вуглекислого газу під час виробництва водню становить майже 10 г CO<sub>2</sub>/г H<sub>2</sub> [6]. Виробництво з низьким рівнем викидів становить менше 1% від загального виробництва водню в останні роки. Майже все спеціалізоване виробництво водню (понад 99%) в даний час базується на викопному паливі, головним чином на паровому риформінгу природного газу та вугілля. У 2021 р. близько 70% енергетичної потреби в виробництві водню було задоволено через природний газ і близько 30 % через вугілля. Таким чином, ще на етапі отримання біодизельного палива 2-го покоління для гідрогенізації не харчових жирів використовують водень, виробництво якого сучасними технологіями посилює емісію вуглекислого газу.

Багато літературних джерел наголошують на провідній ролі біопалива у зменшенні викидів за рахунок вибору найкращих типів біопалива 1-го та 2-го поколінь, наприклад [7, 8]. На даний час 64 країни мають власні біопаливні програми. Прогнозується, що ринок біодизеля збільшуватиметься із середньорічними темпами +4,9%, що призведе до обсягу приблизно 63 млн. т. до кінця 2030 р. У 2019 р. ЄС оголосив, що обов'язковою метою є десятивідсоткове змішування компонентів відновлюваних джерел енергії зі звичайним ДП для транспортного сектора. В даний час сировиною для основної частини біодизелю є олії сільськогосподарських рослин, використання яких викликає низку негативних економічних та екологічних наслідків [9]. В основному на сучасному етапі у промисловості випускається біодизельне паливо 1-го покоління. Воно складається з метилових ефірів жирних кислот (FAME). Переваги біодизельного палива 1-го покоління були розглянуті у численних статтях. До основних переваг належать такі: вони є відновлюваним джерелом енергії; не ведуть до техногенної емісії та накопичення вуглекислого газу в атмосфері, містять дуже мало сірки. За даними більшості досліджень, у вихлопних газах двигуна що утворюються при згорянні біодизелю, значно знижується вміст вуглеводнів (в середньому на 50%), твердих частинок сажі, монооксиду вуглецю, а також ароматичних сполук порівняно з традиційним ДП. Застосування біодизельного палива в порівнянні з нафтовим ДП дозволяє знизити витрати невідновлюваних природних ресурсів на 55-65%; зменшити викиди парникових газів у 3,5-4,6 рази; знизити збитки навколишньому середовищу на 15-16%; зменшити витрати з урахуванням екологічних збитків на 40% [3]. Але такі позитивні наслідки значно залежать від долі біододатків у біодизельному паливі та становляться суттєвими у біодизельних паливах B<sub>30</sub>, які практично ще не застосовуються у промислових масштабах розвинутих країн.

Незважаючи на позитивні аспекти застосування біодизелю, існує і ряд проблем. Деякі експлуатаційні характеристики біодизельного палива потребують поліпшення, це: низька окислювальна стабільність, обмежені терміни зберігання, невисока теплотворна здатність (на 5-20% менше, ніж у ДП), утворення відкладень у двигунах та ін. [10, 6, 7]. Широке поширення біодизельного палива в майбутньому може сприяти збільшенню голоду в масштабах планети та негативно вплинути на продовольчу безпеку [11]. Хоча біопаливо є вуглецево нейтральним, його виробництво супроводжується суттєвим споживанням енергії, води та земельного фонду [12]. Як нами було показано раніше [13], споживання цих ресурсів при отриманні біодизельного палива 1-го покоління перевищує аналогічну витрату при використанні ДП на 4-6% для енергії, та на 13-70% для споживання води залежно від складу біодизельного палива. Перелічені фактори вимагають переходу на біопаливо 2-го покоління, сировиною для яких мають стати нехарчові види біомаси.

Біодизельне паливо 2-го покоління – НVO складається з гідрогенізованих рослинних олій, або тваринних жирів рафінованих з використанням водню під впливом каталізатора. Лідерами застосування біодизельного палива є країни ЄС, на яких припадає 41% світового попиту на дизельні біокомпоненти, що становить 15,9 млн. т, або близько 7,4% обсягу споживання ДП в ЄС. Переважна



частка біокомпонентів, що застосовуються в ЄС – близько 85,5% (13,6 млн. т) припадає на FAME, решта 14,5% (2,3 млн. т) – це HVO. Серед рідких відновлюваних палив найменший вуглецевий слід характерний HVO – 2,2 г-екв.СО<sub>2</sub>/МДж. Для порівняння, показник викидів викопного ДП становить 94 г СО<sub>2</sub>екв/МДж, що практично в 6 разів перевищує відповідне значення для HVO, який отримано з відпрацьованого олії (RED 2). Але, слід також враховувати негативний вплив на довкілля в процесі виробництва HVO. Відомо, що HVO виготовляють з будь-яких відходів (комунально-побутових, харчової та деревообробної промисловості, сільського господарства). За оцінками фахівців, на кожного мешканця великого міста за рік припадає близько 4 кг таких відходів, а з стічних вод великих міст – близько 6 кг/рік. Але в таких відходах багато води, а це шкідлива домішка при отриманні біопалива 2-го покоління. Сировину необхідно сушити тому, що може бути омилення. Попередня підготовка цього виду сировини потребує значних енергетичних витрат. У країнах ЄС ресурси відпрацьованих олій оцінюються у 0,7-1,0 млн. т/рік, у Китаї – 2,5 млн т/рік. Слід зазначити, що для забезпечення світового виробництва змішаного палива В<sub>20</sub> необхідно 200-300 млн. т. ліпідів на рік. Однак, існуючі у світі запаси нехарчових ліпідів для виробництва біодизельного палива у світі малі та обмежені кількістю 10-15 млн. т. на рік, що явно недостатньо для забезпечення виробництва навіть змішаного палива [14]. У разі збільшення частки HVO у паливній промисловості отримання достатньої кількості сировини стане проблемою. При отриманні біодизелю вихід корисних продуктів становить 30% від маси вихідної сировини, а, наприклад, вихід світлих нафтопродуктів при глибокій переробці нафти досягає 70%. Тому рослинна сировина неспроможна задовільнити глобальні потреби транспортних засобів у паливі [15].

До головних переваг HVO відносяться високі показники теплоти згоряння, цетанового числа, хімічну стабільність. Можливо змішувати HVO у необмеженому співвідношенні з ДП без погіршення якості палива, або у 100% нерозбавленому вигляді. HVO є стійким до впливу мінусових температур. Він має більш високу температуру спалаху, тому його використання є безпечнішим [6, 11, 12].

На сучасному етапі біодизельні палива вже використовують ряд автомобільних корпорацій. Так дизельні двигуни DAF для серій LF, CF і XF можуть працювати на HVO без технічного переобладнання або зниження експлуатаційних характеристик автомобіля. Весь цикл виробництва та використання палива HVO супроводжується зниженням викидів СО<sub>2</sub> на 90%, також на 33% менше твердих частинок, на 9 % менше азоту [9]. Але ряд автоконцернів обмежують або взагалі забороняють дизельне паливо з біокомпонентами, як наприклад у дизелях Renault. Mazda Motor не допускає використання даного виду дизпалива, якщо вміст біокомпонентів становить п'ять і більше відсотків, у зв'язку з тим, що це призводить до зниження характеристик дизельного двигуна та його пошкодження. Політика Citroen полягає в допуску біодизеля, але в автомобілях з моторами, які адаптовані для використання біодизелю в країнах ЄС. Для гарантійних дизелів Mitsubishi, KIA заборонено використання біодизеля, в тому числі ДП з 5% добавкою біопалива. Volkswagen допускає використання ДП, яке відповідає європейським стандартам EN 590 при вмісту 5% біокомпоненту.

Проведений аналіз проблеми зниження викидів діоксиду вуглецю від автомобільного транспорту показує, що:

- в даний час одночасно розвиваються декілька напрямків із заміни традиційних палив на біодизельні палива для автотранспорту;
- на сучасному етапі доля біопалив у світовому ринку ДП не перевищує 4%, а ресурси для їх отримання обмежені;
- найбільш перспективним та екологічно безпечним вважається використання 100%-во біодизельних палив 1-го та 2-го покоління;
- застосування їх з позицій LCA-аналізу не є однозначним.

На нашу думку, порівняльний аналіз традиційного та альтернативних палив допоможе знайти найбільш ефективні шляхи комплексного захисту довкілля.

Метою роботи явився порівняльний аналіз екологічних властивостей 100%-во біодизельних палив першого і другого покоління та визначення їх впливу на довкілля протягом усього життєвого циклу.

Для досягнення цієї мети необхідно було вирішити наступні завдання:

- оцінити витрати природних ресурсів при роботі ТЗ VOLVO на біодизельному паливі 1-го та 2-го покоління за допомогою екологічного калькулятора та порівняти їх з ТЗ, які працюють на звичайному нафтовому ДП;
- визначити позитивні та негативні фактори впливу на довкілля при використанні 100%-вих біопалив на прикладі тягачів VOLVO;

- оцінити можливість застосування біопалив у якості пріоритетного напрямку зменшення парникового ефекту та впливу на довкілля в сучасних умовах України.

**РЕЗУАТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ**

Об’єктом наших досліджень являлися базові моделі автомобілів VOLVO FM, FH, FL. Для покращення екологічних показників вантажівок та визначенню шляхів зменшення їх впливу на довкілля було створено комп’ютерну програму «Environmental Footprint Calculator» [16]. Оцінку проводили з урахуванням терміну експлуатації ТЗ. Проаналізували вплив на довкілля ДП, які отримують з нафти, а також біодизельне паливо 1-го покоління (B<sub>100</sub>) та 2-го покоління (HVO), які відповідають стандарту палива Euro 6. Позначкою B<sub>0</sub> позначено нафтове ДП без біододатків. Можливо також визначити масу матеріалів ТЗ, яка підлягає рециклінгу. Витрата палива у середньому складає 23л/100 км, а загальний пробіг для усіх моделей – 100000 км.

Вантажівки VOLVO з дизельним двигуном можуть заправлятися паливом HVO, яке виготовлено із відновлюваних ресурсів. Environmental Footprint Calculator, який розроблено фахівцями VOLVO, дозволяє користувачам оцінити ефективність застосування різних видів біодизельних палив на вантажівках, які обладнані дизельними двигунами, на кліматичні зміни нашої планети та здійснювати такі заходи, які забезпечують ефективне використання природних ресурсів та зменшення емісії діоксиду вуглецю протягом всього циклу експлуатації автомобіля VOLVO.

На рис. 1 представлено приклад використання природних ресурсів та емісію забруднюючих речовин протягом всього циклу експлуатації вантажівки VOLVO FL при застосуванні палива HVO та для стандартів Euro-6.

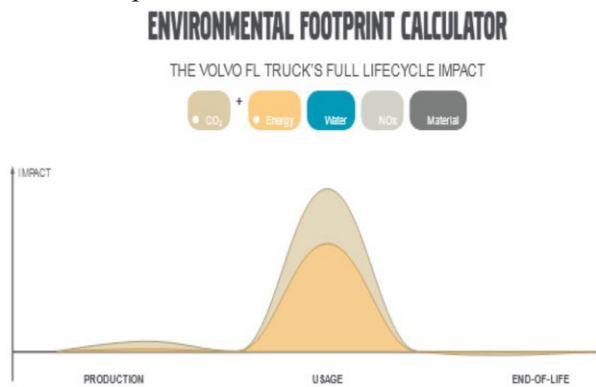


Рисунок 1 – Використання природних ресурсів та емісія забруднюючих речовин протягом всього циклу експлуатації вантажівки VOLVO FL при використанні палива HVO

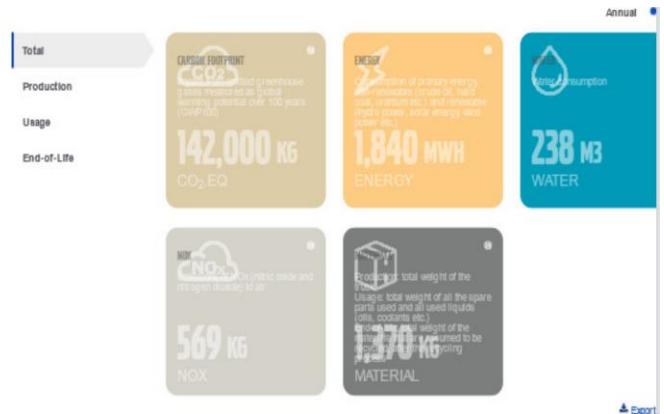


Рисунок 2 – Результати розрахунку витрати природних ресурсів та емісії забруднюючих речовин при використанні палива HVO

Результати визначення витрати матеріалів та емісії забруднюючих речовин представлено на рис. 2.

Результати розрахунків залежності емісії забруднюючих речовин та споживання природних ресурсів від виду ДП для основних моделей тягачів VOLVO наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Емісія токсичних речовин та споживання природних ресурсів різними моделями тягачів VOLVO.

Тип пального	Емісія CO <sub>2</sub> , kg CO <sub>2</sub> EQ	Енергії, MWh	H <sub>2</sub> O, м <sup>3</sup>	Емісія NOx, кг	Мрец., кг
<b>Volvo-FM</b>					
B <sub>0</sub>	73200	269	85	48	314
B <sub>100</sub>	23500	314	1200	67	314
HVO	25200	284	961	104	314
<b>Volvo-FH</b>					
B <sub>0</sub>	73100	272	85	48	314
B <sub>100</sub>	23200	311	1870	67	352
HVO	24200	286	902	106	349
<b>Volvo-FL</b>					

$B_0$	73100	281	85	50	457
$B_{100}$	23500	312	1150	68	457
HVO	25200	289	910	105	457

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Як видно з таблиці 1, суттєвої різниці в значеннях емісії та споживанні природних ресурсів для різних моделей тягачів VOLVO не спостерігається. Якщо порівняти емісію вуглекислого газу при застосуванні  $B_{100}$  з паливом HVO, то вона на 4-7% менше, ніж при використанні HVO для усіх розглянутих моделей. При застосуванні, як першого ( $B_{100}$ ), так і другого (HVO) поколінь біодизельного палива спостерігається значне (приблизно у 3 рази) скорочення емісії  $CO_2$ .

Таке значне скорочення безумовно являється головним позитивним ефектом застосування біодизельних палив. Але слід зазначити, що таке скорочення спостерігається тільки при використанні 100% біодизельного палива першого ( $B_{100}$ ) чи другого (HVO) поколінь. Відомо що, на сучасному етапі в основному використовуються на практиці змішані палива у яких вміст біодизельного додатку не перевищує 10%. У деяких європейських країнах використовують чисте біодизельне паливо ( $B_{100}$  та HVO), але найбільш розповсюдженими являються біодизельні палива  $B_5$ - $B_7$  [3, 4]. Так, у Франції використовують переважно 5%-ву суміш. Як нами було показано раніше [13], у цьому випадку скорочення емісії вуглекислого газу не перевищує 2-11% у порівнянні зі звичайним ДП.

За нашими даними (таблиця 1), суттєвої різниці в споживанні енергії при використанні будь яких ДП не спостерігається. Але, споживання енергії зростає на 11-16% в залежності від моделі VOLVO при використанні біодизельного палива першого покоління  $B_{100}$ . При використанні біодизельного палива другого покоління, а саме HVO, ця різниця складає від 3 до 5 %. Мабуть ця різниця пов'язана з тим, що для біопалива 2-го покоління не потрібно вирощувати сировину, що приводить до економії енергії.

Як свідчать данні табл. 1, при використанні будь якого біодизельного палива спостерігається значне зростання споживання води. У порівнянні з традиційним ДП споживання води зростає у 10-22 рази. Зростання споживання природних ресурсів, а саме енергії та води, при використанні біодизельних палив у першу чергу пов'язано з технологічними процесами їх отримання у промисловості. У процесі отримання HVO використовуються у великій кількості небезпечні реагенти, які потрапляють у стічні води та вимагають спеціальної очистки. Для досягнення кращих показників процесу потрібний більший надлишок спирту, переважно токсичного метанолу (співвідношення олія: спирт 30:1) [17]. Якщо в якості сировини використовуються біоресурси з більш складним хімічним складом, порівняно з сільськогосподарською сировиною, то на початкових стадіях технологічного процесу використовують органічні розчинники (хлороформ, гексан, толуол). Біомасу попередньо висушують і гомогенізують при підвищеному тиску і температурі, електричних імпульсах [18]. Все це робить процес отримання екологічно небезпечним та таким, який вимагає великої витрати води на очищення кінцевого продукту. Незважаючи на перелічені недоліки, даний метод очищення біодизеля від домішок зараз найпоширеніший.

На відміну від біодизельного палива 1-го покоління застосування біодизельного палива 2-го покоління не вимагає вирощування сировини. Відомо, що при вирощуванні рослин з яких отримують мастила, використовується вода. Мабуть це пояснює меншу кількість води (табл. 1), при використанні біодизельного палива 2-го покоління у порівнянні з першим.

З позиції LCA-аналізу необхідно враховувати, що при очищенні та отриманні біодизелю використовуються такі речовини, GWP (потенціал глобального потепління) яких значно більший, ніж у вуглекислого газу. Він може знаходитись в межах від 123 (для сірчаної кислоти до 2210 (для метанолу) або 2190 для каталізатора NaOH. Неминучий витік цих речовин в атмосферу лише посилюватиме парниковий ефект [19].

Як видно з таблиці 1, при використанні біодизельного палива відбувається значне зростання емісії оксидів азоту, яке неодноразово відмічалось у наукових працях, наприклад [20, 21]. За нашими даними зростає емісія оксидів азоту у 1,4-3 разів залежності від моделі вантажівки, а особливо від виду палива. За нашими даними емісія оксидів азоту при використанні HVO значно (1,5-2 рази) перевищує таку при використанні  $B_{100}$ .

Таким чином, не можливо однозначно стверджувати, що біодизельне паливо 2-го покоління краще, ніж 1-го. Дійсно, зменшується споживання води та енергії, але зростає емісія оксидів азоту та споживання енергії. Якщо враховувати екологічні проблеми з вирощуванням сировини для  $B_{100}$  та обмежені сировинні ресурси для HVO, відсутність у промисловості екологічно чистих технологій

отримання водню для гідрування жирів, необхідність очищення готових продуктів, як 1-го так і 2-го поколінь від шкідливих домішок з утворенням великої кількості забруднених токсичними речовинами стічних вод, то не можливо вважати біодизельні палива екологічно безпечними.

Вважаємо, що в умовах післявоєнної України з урахуванням обмежених фінансових ресурсів, пошкодженої дорожньо-транспортної інфраструктури, великих площ замінованих земель, зруйнованих джерел постачання електроенергії не слід очікувати швидкого впровадження біодизельних палив. В роботі [22] детально розглянуті заходи підвищення енергетичної та екологічної ефективності транспортних засобів. В Україні вони можуть бути забезпечені завдяки: заходам інформаційного характеру; встановленню обов'язкових до виконання в країні стандартів енергетичної ефективності ТЗ та їх складових; економічного стимулювання вибору більш енергетично ефективних конструкцій транспортних засобів. За даними авторів реалізація всього доступного комплексу заходів теоретично може зменшити споживання енергії дорожнім транспортом у 2050 р. орієнтовно до 65...70 % від рівня 2018 р. при цьому завдання зменшення споживання енергії та зменшення викидів CO<sub>2</sub>, не повинні бути самоціллю і мають узгоджуватися з питаннями розвитку економіки країни, екологічними та іншими аспектами.

Стимулювання впровадження альтернативних видів моторних палив і джерел енергії (біопалив, електромобілів тощо) має здійснюватися виключно на основі комплексного аналізу їх ефективності з врахуванням всіх складових, зокрема LCA-аналізу, витрат на інфраструктуру, терміну використання транспортного засобу тощо. На наш погляд ці напрямки найбільш прийнятні для України в найближчій перспективі.

### ВИСНОВКИ

Проведена оцінка емісії забруднюючих речовин та споживання природних ресурсів при використанні біодизельних палив 1-го та 2-го поколінь. Показано що при їх використанні відбувається суттєве (у 3 рази) зменшується емісії вуглекислого газу у порівнянні з традиційним ДП. Але у той же час спостерігається значне зростання споживання води, енергії та емісії оксидів азоту.

З позицій LCA-аналізу слід враховувати значне використання води та земель сільськогосподарського призначення при вирощуванні біодизельного палива 1-го покоління, утворення великої кількості забруднених стічних вод, витрат енергії при вирощуванні 2-го покоління та відсутність на сучасному етапі екологічно безпечних методів отримання водню для гідрування жирів у промисловості. Якщо долучити також і технічні проблеми застосування біодизельних палив на ТЗ, то не можливо стверджувати, що застосування біодизельних палив являється екологічно безпечним.

Проаналізовано комплексні заходи підвищення енергоефективності та скорочення емісії CO<sub>2</sub>, які найбільш прийнятні в умовах сучасної України та показано, що застосування біопалив не може бути пріоритетним напрямком у післявоєнний період.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. IEA. 2019 Renewables 2019. Paris. See. Edenhofer et al.). Cambridge, UK and New York, NY: Cambridge University Press. [Електронний ресурс] – режим доступу: <https://www.iea.org/reports/renewables-2019>.
2. Global Assessments and Guidelines for Sustainable Liquid Biofuel Production in Developing Countries Global Assessments and Guidelines for Sustainable Liquid Biofuel Production in Developing Countries FINAL REPORT. Heidelberg/Paris/Utrecht/Darmstadt 29 February 2012, 195p. [Електронний ресурс] – режим доступу [http://www.unecefaioifro.lsu.edu/biofuels/documents/2013Mar/bf13\\_18.pdf](http://www.unecefaioifro.lsu.edu/biofuels/documents/2013Mar/bf13_18.pdf)
3. Global Bioenergy Partnership. GBER. [Електронний ресурс] – режим доступу: <https://www.globalenergy.com>.
4. RED II Оновлена європейська директива щодо відновлюваних джерел енергії. [Електронний ресурс] – режим доступу: <https://www.fuelsdigest.com/post/red-ii>.
5. Energy Technology Perspectives. Scenarios and Strategies to 2050. — Paris: International Energy Agency, 2006. — 486 p.
6. Transport & Environment. 2020. Тейс Ван де Граф “Electrofuels? Yes, We Can. If We’re Efficient.” Briefing, December. Brussels. [Електронний ресурс] – режим доступу: <https://www.imf.org/Publications/fandd/issues/2022/12/hydrogen-decade-van-de-graaf>
7. Achinas, S.; Euverink, G. J. W. Feasibility study of biogas production from hardly degradable material in co-inoculated bioreactor. *Energies* 2019, 2, 1040.

8. Ghanimeh, S.; Khalil, C. A.; Ibrahim, E. Anaerobic digestion of food waste with aerobic post-treatment: Effect of fruit and vegetable content. *Waste Manag. Res.* 2018, 36, 965–974
9. Європейський ринок біодизеля – зростання, тенденції, вплив COVID-19 та прогнози (2022–2027 рр. [Електронний ресурс] – режим доступу: <https://www.mordorintelligence.com/industry-reports/europe-biodiesel-market>.
10. Karlsson, H., Ahlgren, S., Sandgren, M. et al. Greenhouse gas performance of biochemical biodiesel production from straw: soil organic carbon changes and time-dependent climate impact. *Biotechnol Biofuels* 10, 217 (2017). [Електронний ресурс] – режим доступу: <https://doi.org/10.1186/s13068-017-0907-9>.
11. Ahmed J. O. The effect of biofuel crops cultivation on food prices stability and food security. april 2020. *Eurasian Journal of Biosciences* 14(1):613-621». [Електронний ресурс] – режим доступу: <https://www.researchgate.net/profile/Jalal-Ahmed-3>
12. Bonomi, A., Klein, B. C., Chagas, M. F, Dias Souza, N R. Technical Report Comparison of Biofuel Life Cycle Analysis Tools Phase 2, Part 1: FAME and HVO/HEFA. [Електронний ресурс] – режим доступу: <http://task39.sites.olt.ubc.ca/files/2019/05/Task-39-CTBE-biofuels-LCA-comparison-Final-Report-Phase-2-Part-1-February-11-2019.pdf>.
13. Volkov V., Vnukova N., Taran I., Pozdnyakova O., Volkova T. Influence of diesel vehicles on the biosphere. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu.* 2021, (5) P. 094 - 099.
14. Ioelovich M. Plant biomass: Structure, Composition and Use <https://www.researchgate.net/project/Plant-biomass-Structure-Composition-and-Use> ». [Електронний ресурс] – режим доступу <http://nizi.co.il/nauka/teknicheskie-nauki/bioenergetika-ee-sovremennoe-sostoyanie-i-perspektivy.html>, J. NIZI, No 10, 2015.
15. Жидкое биотопливо: преимущества и недостатки. [Електронний ресурс] – режим доступу: <https://forestcomplex./unikalno/v-poiskah-toplivnogo-ideala-vygodno-li-ispolzovanie-biotopliva/>
16. «Environmental Footprint Calculator». [Електронний ресурс] – режим доступу: <https://www.volvotrucks.ru/ru-ru/trucks/volvo-fh/volvo-fh-Ing1.html>.
17. Marchese M., Chesta S., Santarelli M. Lanzini A. Techno-economic feasibility of a biomass-to-X plant: Fischer-Tropsch wax synthesis from digestate gasification. *Energy*, 2021, vol. 228, p. 120581. 10.1016/j.energy. 2021.12058.
18. Conakci M., Van Jerpen G. Biodiesel production from oil and fats with HighFree Fatty Acids. *Transaction of American Society of Agricultural Engineers.* 2001, v.44, №5, pp1429-1436
19. Hanna Karlsson, Serina Ahlgren, Mats Sandgren, Volkmar Passoth, Ola Wallberg & Per-Anders Hansson. Greenhouse gas performance of biochemical biodiesel production from straw: soil organic carbon changes and time-dependent climate impact. / Biotechnology for Biofuels volume 10, Article number: 217 (2017), 15p.
20. Lümmen N., Røstbø E. V. Biowaste to hydrogen or Fischer-Tropsch fuels by gasificatione – AGibbs energy minimisation study forfinding carbon capture potentialand fossil carbon displacement on the road. *Energy* , 2020, vol. 211, p. 118996. DOI: 10.1016/j.energy.2020. 118996.
21. Бугрик О. В. Розширення паливної бази дизелів транспортних засобів використанням дизельного біопалива з утилізованих відходів продовольчих жирів. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. Київ, 2021. [Електронний ресурс] – режим доступу: [http://diser.ntu.edu.ua/Buhryk\\_aref.pdf](http://diser.ntu.edu.ua/Buhryk_aref.pdf)
22. Редзюк, А. М., Клименко, О. А. Щодо стратегії підвищення ефективності використання енергії дорожнім транспортом. - *Науково-виробничий журнал* № 4 (256) 2018 р. с.2-10.

#### REFERENCES

- 1.IEA. (2019). *Renewables 2019*. Paris. Retrieved from <https://www.iea.org/reports/renewables-2019>
- 2.Global Assessments and Guidelines for Sustainable Liquid Biofuel Production in Developing Countries. (2012). Heidelberg/Paris/Utrecht/Darmstadt. Retrieved from [http://www.unecfaoiufro.lsu.edu/biofuels/documents/2013Mar/bf13\\_18.pdf](http://www.unecfaoiufro.lsu.edu/biofuels/documents/2013Mar/bf13_18.pdf)
- 3.Global Bioenergy Partnership. (n.d.). GBEP. Retrieved from <https://www.globalenergy.com>
- 4.RED II. (n.d.). Оновлена європейська директива щодо відновлюваних джерел енергії. Retrieved from <https://www.fuelsdigest.com/post/red-ii>
- 5.International Energy Agency. (2006). *Energy Technology Perspectives: Scenarios and Strategies to 2050*. Paris.

- 6.Transport & Environment. (2020). Тейс Ван де Граф “Electrofuels? Yes, We Can. If We’re Efficient.” Briefing, December. Brussels. Retrieved from <https://www.imf.org/Publications/fandd/issues/2022/12/hydrogen-decade-van-de-graaf>
- 7.Achinas, S., & Euverink, G. J. W. (2019). Feasibility study of biogas production from hardly degradable material in co-inoculated bioreactor. *Energies*, 2, 1040.
- 8.Ghanimeh, S., Khalil, C. A., & Ibrahim, E. (2018). Anaerobic digestion of food waste with aerobic post-treatment: Effect of fruit and vegetable content. *Waste Manag. Res.*, 36, 965–974.
- 9.Європейський ринок біодизеля – зростання, тенденції, вплив COVID-19 та прогнози (2022–2027 pp.). (n.d.). Retrieved from <https://www.mordorintelligence.com/industry-reports/europe-biodiesel-market>
- 10.Karlsson, H., Ahlgren, S., Sandgren, M. et al. (2017). Greenhouse gas performance of biochemical biodiesel production from straw: soil organic carbon changes and time-dependent climate impact. *Biotechnol Biofuels*, 10, 217. <https://doi.org/10.1186/s13068-017-0907-9>
- 11.Ahmed, J. O. (2020). The effect of biofuel crops cultivation on food prices stability and food security. *Eurasian Journal of Biosciences*, 14(1), 613-621. Retrieved from <https://www.researchgate.net/profile/Jalal-Ahmed-3>
- 12.Bonomi, A., Klein, B. C., Chagas, M. F., & Dias Souza, N R. (2019). Technical Report Comparison of Biofuel Life Cycle Analysis Tools Phase 2, Part 1: FAME and HVO/HEFA. Retrieved from <http://task39.sites.olt.ubc.ca/files/2019/05/Task-39-CTBE-biofuels-LCA-comparison-Final-Report-Phase-2-Part-1-February-11-2019.pdf>
- 13.Volkov, V., Vnukova, N., Taran, I., Pozdnyakova, O., & Volkova, T. (2021). Influence of diesel vehicles on the biosphere. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (5), 094-099.
- 14.Ioelovich, M. (2015). Plant biomass: Structure, Composition, and Use. *J. NIZI*, 10. Retrieved from <http://nizi.co.il/nauka/teknicheskie-nauki/bioenergetika-ee-sovremennoe-sostoyanie-i-perspektivy.html>
- 15.Жидкое биотопливо: преимущества и недостатки. (n.d.). Retrieved from <https://forestcomplex./unikalno/v-poiskah-toplivnogo-ideala-vygodno-li-ispolzovanie-biotopliva/>
- 16.Environmental Footprint Calculator. (n.d.). Retrieved from <https://www.volvotrucks.ru/ru-trucks/volvo-fh/volvo-fh-lng1.html>
- 17.Marchese, M., Chesta, S., & Santarelli, M. Lanzini, A. (2021). Techno-economic feasibility of a biomass-to-X plant: Fischer-Tropsch wax synthesis from digestate gasification. *Energy*, 228, 120581. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120581>
- 18.Conakci, M., & Van Jerpen, G. (2001). Biodiesel production from oil and fats with High-Free Fatty Acids. *Transaction of American Society of Agricultural Engineers*, 44(5), 1429-1436.
- 19.Hanna, K., Ahlgren, S., Sandgren, M., Passoth, V., Wallberg, O., & Hansson, P.-A. (2017). Greenhouse gas performance of biochemical biodiesel production from straw: soil organic carbon changes and time-dependent climate impact. *Biotechnology for Biofuels*, 10, 217.
- 20.Lümmen, N., & Røstbø, E. V. (2020). Biowaste to hydrogen or Fischer-Tropsch fuels by gasification – A Gibbs energy minimization study for finding carbon capture potential and fossil carbon displacement on the road. *Energy*, 211, 118996. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118996>
- 21.Бугрик, О. В. (2021). Розширення паливної бази дизелів транспортних засобів використанням дизельного біопалива з утилізованих відходів продовольчих жирів. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. Retrieved from [http://diser.ntu.edu.ua/Buhryk\\_aref.pdf](http://diser.ntu.edu.ua/Buhryk_aref.pdf)
- 22.Редзюк, А. М., & Клименко, О. А. (2018). Щодо стратегії підвищення ефективності використання енергії дорожнім транспортом. *Науково-виробничий журнал*, 4

**V. Volkov, N.Vnukova, I.Taran, O.Pozdniakova, T.Volkova, V.Onyshchuk. Comprehensive assessment of the impact of using modern biodiesel fuels on the biosphere.**

The purpose was a comparative analysis ecological properties of 100% biodiesel fuels the first and second generations and determination of their impact on the environment throughout the entire life cycle. It is known that biofuels are considered one of the priority directions for reducing CO<sub>2</sub> emissions due to their carbon neutrality. The industry mainly produces biodiesel fuel of the 1st generation, the manufacture of which competes with the producturing of foods. Therefore, the perspectives for the development of alternative fuels are associated with the transition to 2nd generation biofuels, the raw material for which are non-food types of biomass. The article shows that the use of even 100% biodiesel fuels, both 1st and 2nd generation (B100 and HVO), along with unconditional advantages in terms of reducing CO<sub>2</sub> emissions, leads

to the appearance of other environmental problems if the full life cycle is analyzed (LCA analysis). It is shown that the technological processes of the 2nd generation biofuels production require significant consumption of energy resources, lead to the formation of large volumes of toxic wastewater and the use of hydrogen, for the industrial production of which there are no environmentally safe methods of obtaining. The assessment of the pollutants emission and the natural resources consumption was carried out using the ecological calculator computer program for biodiesel fuels 1st and 2nd generations, which do not contain the additions of the oil DP. Was shown a significant reduction CO<sub>2</sub> emissions compared to traditional DP, but a significant increase water and energy consumption and nitrogen oxide emissions when using even 100% biofuels, both 1st and 2nd generations. To assess the environmental safety by using the B100 and HVO biofuels, LCA analysis and comprehensive determination of environmental impact indicators were used. The results of the work can be used to predict the environmental consequences by using the 100% biodiesel fuels 1st and 2nd generations on vehicles, including in the conditions of post-war Ukraine.

**Key words:** greenhouse effect, biodiesel fuel, LCA-analysis, consumption of natural resources, vehicles.

*ВОЛКОВ Володимир Петрович*, доктор технічних наук, завідувач кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, E-mail: [volf-949@ukr.net](mailto:volf-949@ukr.net) <http://orcid.org/0000-0003-2202-3441>

*ВНУКОВА Наталія Володимирівна*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри екології, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail [vnukovanv@ukr.net](mailto:vnukovanv@ukr.net), <http://orcid.org/0000-0002-4097-864X>;

*ТАРАН Ігор Олександрович*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Управління на транспорті», Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», e-mail: [taran7077@gmail.com](mailto:taran7077@gmail.com). <http://orcid.org/0000-0002-3679-2519>.

*ПОЗДНЯКОВА Олена Ігорівна*, кандидат хімічних наук, доцент кафедри екології, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail [pei.xadi@gmail.com](mailto:pei.xadi@gmail.com), <http://orcid.org/0000-0002-7409-2839>;

*ВОЛКОВА Тетяна Вікторівна*, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних технологій, Харківський національний автомобільно-дорожній університет E-mail: [wolf949@ukr.net](mailto:wolf949@ukr.net), <http://orcid.org/0000-0001-8546-4119>

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

*Vladimir VOLKOV*, doctor of technical science, head of Department of Technical Exploitation and Service of Cars, Kharkiv National Automobile and Highway University, E-mail: [volf-949@ukr.net](mailto:volf-949@ukr.net), <http://orcid.org/0000-0003-2202-3441> <http://orcid.org/>

*Nataliia VNYKOVA*, doctor of technical science, professor, head of department of ecology, Kharkiv National Automobile and Highway University e-mail [vnukovanv@ukr.net](mailto:vnukovanv@ukr.net), [orcid.org/0000-0002-4097-864X](http://orcid.org/0000-0002-4097-864X)

*Igor TARAN*, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of Transport Management Department, Dnipro University of Technology, e-mail: [taran7077@gmail.com](mailto:taran7077@gmail.com). <http://orcid.org/0000-0002-3679-2519>.

*Olena POZDNYAKOVA*, candidate of chemical science, association prof. of ecology department, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail [pei.xadi@gmail.com](mailto:pei.xadi@gmail.com), [orcid.org/0000-0002-7409-2839](http://orcid.org/0000-0002-7409-2839)

*Tetiana VOLKOVA*, Assistant professor, ph.d. in technical science of Department Transport Technology, Kharkiv National Automobile and Highway University, E-mail: [wolf949@ukr.net](mailto:wolf949@ukr.net), ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8546-4119>

*Vasyl ONYSHCHUK*, PhD in Engineering, head of the department of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: [Vasyl.Onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua](mailto:Vasyl.Onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua), <https://orcid.org/0000-0002-5316-408X>

DOI 10.36910/automash.v1i20.1037

Воробйов В.В., Воробйова Л.Д., Пастушенко Р.М.  
*Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського,  
м. Кременчук, Україна*

## **ЗНИЖЕННЯ ВИТРАТ ВИБУХОВИХ РЕЧОВИН ПРИ ЗВАРЮВАННІ ВИБУХОМ**

Розвиток енергетичного та хімічного машинобудування вимагає забезпечення високої якості та надійності промислових виробів, застосування матеріалів, здатних тривалий час експлуатуватися при впливі високих механічних напруг у поєднанні з агресивними середовищами. Зварювання вибухом є унікальною технологією, яка дозволяє отримувати листи біметалу, що відрізняються не лише високими механічними характеристиками, а й підвищеною хімічною стійкістю. Але поряд з такими перевагами, даний процес має один суттєвий недолік – низький коефіцієнт корисної дії, який не перевищує 3...5 %. Існуючі методи підвищення ефективності процесу в основному направлені на удосконалення схем розташування листів, які підлягають з'єднанню (вертикальна схема, багат шарова схема та їм подібні) та умов підривання.

Однією з найпоширеніших вибухових речовин (ВР) для зварювання вибухом є суміш аммоніту з різними інертними добавками. У роботі вперше запропоновано як добавку використовувати енергоактивну речовину (тверде ракетне паливо). У полігонних умовах детально вивчено особливості детонації даних зарядів і їх ефективність. Застосування традиційної методики заміру швидкості детонації (іонізаційні датчики) дозволило встановити, що введення в заряд газоутворюючої речовини знижує його швидкість детонації майже на 30 %. Заміри поперечного перерізу воронки викиду показали, що механічний коефіцієнт корисної дії такого сумішевого заряду в порівнянні із зарядами з інертною добавкою - збільшується майже на 20 %. Все це вказує на те, що при застосуванні зарядів із газоутворюючою добавкою економія ВР при зварюванні вибухом може досягати 30...50 %.

**Ключові слова:** вибухова речовина, воронка викиду, газоутворююча речовина, зварювання вибухом, коефіцієнт корисної дії, швидкість детонації, праяздатність.

### **ВСТУП**

При створенні сучасного обладнання для атомного, нафтохімічного, суднобудівного машинобудування важлива роль належить двошаровим великогабаритним листам (біметалам), які поєднують у собі корисні властивості складових і мають нові якості, відмінні від вихідних матеріалів. Біметали характеризуються комплексом цінних властивостей: конструкційна міцність, корозійна та ерозійна стійкість, жароміцність та інші поєднання властивостей. Їх застосування дозволяє не тільки підвищити надійність і довговічність великого класу деталей та обладнання, а й значно економити дорогі кольорові метали та сплави. У металургійній промисловості використовуються різні методи створення такої металопродукції, основними з яких є: наплавлення, лиття, волочіння, пресування, зварювання тертям та прокатка [1-4]. Важливо відзначити, що з'єднання деяких матеріалів (наприклад, таких як сталь-алюміній, сталь-жаростійкий сплав, сталь-титан і деякі інші), або неможливо отримати перерахованими вище способами, або їх якість виявляється на низькому рівні внаслідок виникнення в зоні контакту крихких з'єднань, тріщин та інших дефектів. У цих випадках застосування зварювання вибухом є єдиним, економічно обґрунтованим процесом, який дозволяє вирішити проблему, що виникла.

### **АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Зварювання вибухом (ЗВ) успішно застосовується близько півстоліття в різних галузях промисловості. При цьому обсяг продукції, виготовленої з використанням цієї технології, з кожним роком зростає. Постійно збільшується також номенклатура виробів, які виробляються з використанням ЗВ. На сьогодні у світі відомо понад 20 організацій, що працюють у галузі ЗВ та понад 40, які застосовують інші вибухові технології. Процес широко використовується у США, Японії, Німеччині, Швеції, Англії та ін. За кордоном застосовують як безпосереднє плакування, так і плакування з подальшою прокаткою. За такої умови світовий обсяг ринку оцінюється майже у 350 тис.м<sup>2</sup>, де більше половини цього обсягу виробляється з використанням ЗВ.

Зварювання вибухом - відносно новий і специфічний технологічний процес, ефективність якого значною мірою залежить від основних параметрів зварювання. Останні можна умовно поділити на кінематичні (швидкості метання пластини і руху точки контакту, кут співударення) і фізичні (тиск, тривалість зіткнення, температура в зоні зіткнення), які визначають технологічні параметри процесу: тип вибухової речовини (ВР), її швидкість детонації та масу заряду, проміжок між деталями тощо.



Як правило, за допомогою цього методу зварюванні пластини розташовують паралельно одна до іншої на певній відстані, а заряд вибухової речовини розміщується на верхній частині листової пластини. Величезна енергія, генерована вибухом, розганяє летючу пластину у напрямку до опорної плити з високою швидкістю кілька сотень метрів за секунду [5]. Потім матеріали зварюються в екстремальних умовах високого тиску, локальної високої температури та високої швидкості деформації на межі розділу навколо точки зіткнення.

Умовно енергію вибухового перетворення при зварюванні вибухом можна розбити на три основні групи: залишкова енергія продуктів детонації (1); кінетична енергія метанної пластини (2) і втрачена енергія (3) або (енергія вигину пластин, енергія нагрівання пластин, енергія ударної хвилі тощо). Серед негативних наслідків, які супроводжують процес зварювання, необхідно також відзначити, що частина енергії розсіюється у повітрі, а частина енергії йде на створення воронки та вібрацію ґрунту [5, 6]. Для підвищення ефективності процесу необхідно раціонально розпоряджатися цими складовими. Останнім часом більшість дослідників основну увагу приділяють першій і третій групам. Так, у [7] запропоновано верхній шар ВР покривати супервсмоктуючим полімером, просоченим водою, який грає роль своєрідної «набійки». За рахунок цього знижується інтенсивність повітряної хвилі та збільшується частка енергії ВР, яка переходить у кінетичну енергію метанної пластини (її швидкість зростає майже на 70 %).

Науковець Chena Z. запропонував одночасно зварювати три пари пластин, які розташовуються паралельно. У цьому випадку, порівняно із традиційним способом отримання такої ж кількості пластин, майже вдвічі знижуються витрати ВР і майже на 20% – вібрація основи [8], а науковці Shi C., Wang Y. та інші винайшли подвійне вертикальне зварювання вибухом двох пластин за один вибух шляхом вертикального розміщення пластин і герметизації заряду між ними. При цьому витрати ВР зменшилась майже на 80 % у порівнянні з традиційним способом [9].

Таким чином, проведений аналіз засвідчує, що більшість як вітчизняних, так і зарубіжних учених значну увагу приділяють вдосконаленню схем підривання, а питання щодо зниження витрат ВР залишається менш опрацьованим і дослідженим.

### **ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Метою цієї роботи є дослідження можливостей зменшення витрат ВР при зварюванні вибухом. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання: проаналізувати, які параметри ВР забезпечують якісне з'єднання матеріалів; оцінити технологічність існуючих методів зниження витрат ВР; встановити вплив енергоактивної добавки до ВР на зміну швидкості детонації та працездатності заряду.

### **РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ**

Процес зварювання вибухом пов'язаний з величезним тиском і високою швидкістю детонації, що супроводжується інтенсивним виділенням енергії за дуже короткий час. Це є одна з головних причин низької ефективності даної технології та підвищеної витрати ВР. Питанням економії ВР при зварюванні вибухом до останнього часу приділялося мало уваги. Серед нечисленних досліджень варто відзначити роботи Yanga M. [6, 7], який запропонував формувати набійку плоского заряду у вигляді шару інертної речовини (пов'язана вода), а також використовувати стільникову конструкцію заряду. Дані методи підвищують ефективність ЗВ, проте їх використання у технологічному плані ускладнює процес.

Ефективність зварювання вибухом багато в чому залежить від типу ВР, який правильно може бути обраний лише у випадку, коли відомі його основні показники, одним із яких є швидкість детонації. Дослідження вітчизняних і зарубіжних вчених показали [1-4], що величина швидкості детонації ВР не повинна перевищувати найменшу швидкість звуку зварюваних металів.

В теперішній час використовують ВР, у яких швидкість детонації не перевищує 4000 м/с, а щільність – 1200 кг/м<sup>3</sup>. Дуже часто ці параметри досягаються за рахунок застосування суміші аммоніту 6ЖВ із різними інертними добавками, але при цьому введення останніх суттєво зменшує обсяг продуктів детонації та знижує працездатність ВР: при введенні до складу заряду 20 % NaCl обсяг газоподібних продуктів вибуху зменшується в 1,27 рази, теплота вибуху – в 1,3 рази, а швидкість детонації дорівнює 4000 м/с (при початковій – 4200 м/с); при 50 %-й добавці – ці параметри знижуються відповідно у 2,2 і 2,0 рази, а швидкість детонації становить 3000 м/с [10].

Таким чином немає єдиної думки з питання визначення енергії вибуху, більшість дослідників схиляються до того, що тільки теплота вибухового перетворення найбільш повно відображає максимальну роботу вибуху [11].

Отже, введення інертних добавок до ВР при зварюванні вибухом істотно знижує енергетичні можливості процесу та погіршує його загальну ефективність.

Проведені лабораторні та полігонні дослідження показали, що введення в заряд ВР газоутворюючих компонентів (твердих ракетних палив) дозволяє знизити піковий тиск і збільшити тривалість вибухового навантаження середовища, підвищуючи тим самим загальний коефіцієнт корисної дії (ккд) вибуху[11]. Існуючі розрахункові методи та експериментальні дослідження найчастіше розглядають інертні добавки. Дослідження сумішевих зарядів, у яких другий компонент може займатися і брати активну участь у процесі руйнування, практично відсутні.

Для оцінки впливу крупності та кількості газоутворюючої добавки на зміну швидкості детонації сумішевого заряду були проведені полігонні експерименти, в яких як вихідну ВР використовували аммоніт 6 ЖВ. При цьому вихідна маса амоніту складала 800 г і розташовувалася в паперовому циліндрі діаметром 40 мм і довжиною 900 мм. Для вимірювання швидкості застосовували загальновідомий метод вимірювання швидкості за допомогою іонізаційних датчиків та вимірювача часових інтервалів. У досліді використовували три іонізаційних датчика, один з яких розміщувався на відстані 300 мм від капсуля-детонатора, а два інших - на відстані один від одного в 200 мм, що забезпечувало вимірювання часових інтервалів на базі 200 і 400 мм. Заміщення аммоніту газоутворюючою добавкою проводилося у відсотковому співвідношенні від вихідної ваги ВР на 10, 20, 30, 40, 50 %. Перед формуванням сумішевого заряду аммоніт 6 ЖВ і газоутворююча речовина ретельно перемішувалися і розміщувалися у паперові циліндри в ідентичних умовах. У даних експериментах використовували газоутворюючу речовину двох фракцій: дрібної (середній розмір частинки - 0,4 мм) і середньої крупності (середній розмір частинки - 1,5 мм).

Таблиця 1 - Вплив крупності та кількості газоутворюючої речовини в заряді на зміну швидкості детонації

Тип добавки	Середня крупність частинок добавки, мм	Кількість добавки, %	Швидкість детонації, м/с
Без добавки	-	-	3900
Інертна (кухонна сіль)	0,2	10	3810
		20	3500
		30	3240
		40	2800
		50	2510
Газоутворююча речовина	0,4	10	3830
		20	3790
		30	3700
		40	3500
		50	3170
Газоутворююча речовина	1,5	10	3780
		20	3560
		30	3300
		40	3070
		50	2850

Аналіз виконаних досліджень показав (табл. 1), що введення газоутворюючої речовини дозволяє знизити швидкість детонації, проте меншою мірою, ніж додавання інертної добавки (NaCl). Так, для добавки газоутворюючої речовини в кількості 50 % швидкість зменшується майже на 20 % і 27 % (відповідно для крупності частинок 0,4 і 1,5 мм), а введення кухонної солі знижує цей показник на 36 %. Але для зварювання вибухом важливим параметром є не тільки швидкість детонації, а і метална здатність заряду ВР, яка пропорційна його загальній працездатності. Тому важливо встановити, як впливає наявність добавки на ефективність вибуху.

Найбільш поширеними способами визначення ккд вибуху є бомба Трауця і метод воронкоутворення. Для дослідження було обрано метод воронкоутворення, за яким на піщаних відвалах Кременчуцького кар'єроуправління «Кварц» було проведено вибухи на викид сумішових зарядів. Середовище являло собою пісок середньозернистий, щільністю 1600 кг/м<sup>3</sup>, пористістю 0,35, вологістю 7 %, кут внутрішнього тертя 30<sup>0</sup>. Були використані подовжені заряди аммоніту 6 ЖВ (як чистого, так і в суміші з інертною або газоутворюючою добавками) з постійною погонною масою 4 кг/м, які розташовували на глибині 1,4 м. Після кожного вибуху вимірювали параметри утвореної

воронки викиду, визначали площу поперечного перерізу і середні значення по 3...5 дослідам (табл. 2).

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Обробка результатів експериментів (табл. 2) показала, що заміна частки ВР газоутворюючою добавкою (заміщення) дозволяє підвищити ефективність механічної дії вибуху (метальну здатність) і зменшити витрати ВР, яка в залежності від крупності компонента становить:

- для розмірів частинок добавки 0,4 мм ккд зростає до 50 % заміщення частки ВР газоутворюючою речовиною;
- для розмірів частинок добавки 1,5 мм ккд зростає до 40 % заміщення.

Таблиця 2 - Вплив крупності та кількості газоутворюючої речовини в заряді ВР на ефективність вибуху

Тип добавки	Середня крупність частинок добавки, мм	Кількість добавки, %	Площа поперечного перерізу, м <sup>2</sup>
Без добавки	-	-	2,6
Інертна (кухонна сіль)	0,2	10	2,8
		20	2,65
		30	2,3
		40	2,1
Газоутворююча речовина	0,4	10	2,8
		20	3,15
		30	3,0
		40	2,9
		50	2,7
Газоутворююча речовина	1,5	10	2,7
		20	2,95
		30	2,9
		40	2,7

### ВИСНОВКИ

1. Проведені дослідження показали, що одним із перспективних методів формування зарядів для зварювання вибухом може бути заміна інертної добавки газоутворюючою речовиною (енергоактивним компонентом). При цьому зниження витрат ВР може складати 30...50 %.

2. Введення в заряд ВР газоутворюючої речовини дозволяє знизити швидкість детонації аммоніту 6 ЖВ до необхідних для зварювання вибухом параметрів (2900 - 3400 м/с).

3. Заміри поперечного перерізу воронки викиду показали, що механічний коефіцієнт корисної дії такого сумішевого заряду не змінюється до сорока відсоткового заміщення.

4. Для відпрацювання технологічних параметрів зварювання вибухом необхідно проведення подальших експериментів.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Бэнкер Дж.Г. Промышленное применение сварки взрывом (обзор). *Автоматическая сварка*. 2009. №11. С.49-53.
2. Захаренко И. Д. Сварка металлов взрывом. Минск : Наука и техника, 1990. 205 с.
3. Петушков В. Г. Применение взрыва в сварочной технике. Киев: Наукова думка, 2005. 754 с.
4. Резниченко В.И., Пахомов С.Н., Мостипан С.Е. Экспериментально-промышленный комплекс сварки взрывом государственного предприятия «Конструкторское бюро «Южное» им. М.К. Янгеля». *Авиационно-космическая техника и технология*, 2007. № 11 (47). С. 102 – 108.
5. Mousavi P. Sartangi X. Experimental investigation of explosive welding of cp titanium/AISI 304 stainless steel. *Mater. Des.*, 2009. № 30. PP. 459–468.
6. Yang M., Ma H., Shen Z. Study on self-restrained explosive welding with high energy efficiency. *Int J Adv Manuf Technol*, 2018. № 99 ( 9–12 ). PP. 3123–3132.
7. Yang M., Ma H., Shen Z. Study on the effects of explosive covering on explosive welding of stainless steel to steel. *Propellants Explos. Pyrotechnics*. 2019. № 44 (5). PP. 609–616.
8. Chena Z., Xua J. Experimental and numerical investigation on fabricating multiple plates by an energy effective explosive welding technique : *journal of Materials Research and Technology*, Volume 14, September–October 2021, PP. 3111-3122.

9. Shi C., Wang Y., Zhao L., Hou H., Ge Y. Detonation mechanism in double vertical explosive welding of stainless steel/steel. *J. Iron Steel Res*, 2015. Int. 22 (10). PP. 949–953.
10. Манжос Ю.В., Подоваленко Ю.В. Влияние содержания инертных примесей на взрывчатые характеристики взрывчатых веществ аммонитного типа. *Охорона навколишнього середовища та раціональне використання природних ресурсів* : збірка доповідей V Міжнародної наукової конференції аспірантів та студентів. Т.2 . Донецьк: Дон НТУ, 2006. С. 46-47.
11. Комир В.В., Кузнецов В.М., Воробьев В.В., Чебенко В.Н. Повышение эффективности действия взрыва в твердых средах. М.: Недра, 1988. 232 с.

## REFERENCES

1. Benker, Dzh.H. (2009), “Industrial application of explosion fighting (review)”, *Avtomatycheskaia svarka*. №11, pp.49-53.
2. Zakharenko, Y. (1990), *Svarka metallov vzryvom* [Explosive welding of metals], Nauka y tekhnika, Mynsk. .
3. Petushkov, V. (2005), *Prymenenye vzryva v svarochnoy tekhnike* [Application of explosion in welding equipment], Naukova dumka, Kyev, Ukraine.
4. Reznichenko, V.Y. Pakhomov, S.N. and Mostypan, S.E. (2007) “Experimental-industrial complex of explosion-fighting of the state-owned enterprise "Constructor's Bureau "Yuzhnoe" named after M.K. Angel”, *Avyatsyonno-kosmicheskaya tekhnika y tekhnolohiya*, № 11 (47), pp. 102 – 108.
5. Mousavi, P. and Sartangi, Kh. (2009), “Ekhperimental investigation of ekhplosive velding of tsptitanium/AISI 304 stainless steel”. *Mater. Des*, vol. 30, pp. 459–468.
6. Yang, M. Ma, H. and Shen, Z. (2018), “Study on self-restrained ekhplosive velding vith hih energy effitsientsy”. *Int J Adv Manuf Technol*, vol. 99 ( 9–12 ), pp. 3123–3132.
7. Yang, M. Ma, H. and Shen, Z. (2019), “Study on the effetsts of ekhplosive tsovering on ekhplosive velding of stainless steel to steel”. *Propellants Ekhplos. Pyrotechnitss*, vol. 44 (5), pp. 609–616.
8. Chena, Z. and Khua, J. (2021), “Ekhperimental and numeritsal investigation on fabritsating multiple plates by an energy effetstive ekhplosive velding teknikue” : *journal of Materials Research and Technology*, Volume 14, September–Ostober, pp. 3111-3122.
9. Shi, Ts. Vang, Y. Zhao, L. Hou, H. and Ge, Y. (2015), “Detonation mechanism in double vertitsal ekhplosive velding of stainless steel/steel”, *J. Iron Steel Res*, vol. 22 (10), pp. 949–953.
10. Manzhos, Yu.V. and Podovalenko, Yu.V. (2006), “The influence of the content of inert impurities on the explosive characteristics of explosives of the ammonite type”, *Zbirka dopovidej V Mizhnarodnoi naukovoї konferentsii aspirantiv ta studentiv* [A collection of reports of the 5th International scientific conference of graduate students and students], *Okhorona navkolyshn'oho seredovyscha ta ratsional'ne vykorystannia pryrodnykh resursiv* [Environmental protection and rational use of natural resources], vol.2 . Donetsk: Don NTU, pp. 46-47.
11. Komyr, V. Kuznetsov, V. Vorobjov, V. and Chebenko, V. (1988), *Povyshenye efektyvnosty dejstvyia vzryva v tverdykh sredakh* [Increasing the effectiveness of the explosion in solid media], Nedra, M.

### **V.Vorobyov, L.Vorobyova, R. Pastushenko. Reduced consumption of explosives during blast welding.**

The development of power and chemical engineering requires high quality and reliability of industrial products and the use of materials that can operate for a long time under high mechanical stresses combined with aggressive environments. Explosion welding is a unique technology that allows us to produce bimetal sheets that are not only characterized by high mechanical properties but also by increased chemical resistance.

However, along with these advantages, this process has one significant drawback - low efficiency, which does not exceed 3...5%. Existing methods to improve the efficiency of the process are mainly aimed at improving the layout of the sheets to be joined (vertical layout, multilayer layout, etc.) and the conditions of detonation.

One of the most common explosives (EA) for explosive welding is a mixture of ammonite with various inert additives. In this work, it is proposed for the first time to use an energy-active substance (solid rocket fuel) as an additive. The detonation characteristics of these charges and their effectiveness were studied in detail under test site conditions. The use of the traditional method of measuring the detonation rate (ionization sensors) made it possible to establish that the introduction of a gas-forming substance into the charge reduces its detonation rate by almost 30%. Measurements of the cross-section of the ejection funnel

showed that the mechanical efficiency of such a mixed charge increases by almost 20% compared to charges with an inert additive. All of this indicates that when using charges with a gas-forming additive, the savings in explosive welding can reach (30...50)%.

**Keywords:** explosive, ejection funnel, gas-forming substance, explosive welding, efficiency, detonation rate, performance.

*ВОРОБІЙОВ Віктор Васильович* – д.т.н., професор, професор кафедри машинобудування Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. e-mail: vvv.imit@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0002-3446-4714>;

*ВОРОБІЙОВА Лариса Дмитрівна* – к.т.н., доцент, доцент кафедри машинобудування Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. e-mail: larivorobiova@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0001-5333-6091>;

*ПАСТУШЕНКО Руслан Михайлович* – аспірант кафедри машинобудування Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. e-mail: r.m.pastushenko@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0003-1087-1558>.

*Viktor VOROBYOV* - Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Mechanical Engineering, Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University: e-mail: vvv.imit@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0002-3446-4714>;

*Larisa VOROBYOVA* - PhD in technical sciences, associate professor, associate professor of the Department of Mechanical Engineering, Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University: e-mail: larivorobiova@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0001-5333-6091>;

*Ruslan PASTUSHENKO* - Postgraduate student of the Department of Mechanical Engineering, Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University: e-mail: r.m.pastushenko@gmail.com; <https://orcid.org/0000-0003-1087-1558>.

DOI 10.36910/automash.v1i20.1038

Гандзюк М.О.

*Луцький національний технічний університет***ДЕТЕРМІНОВАНО-СТОХАСТИЧНА МОДЕЛЬ НЕОДНОРІДНОГО  
АВТОТРАНСПОРТНОГО ПОТОКУ**

Структуру транспортного потоку можна охарактеризувати за типами транспортних засобів, ступенем їхньої завантаженості об'єктами перевезення, а також режимами руху.

Описати стан транспортного потоку та вивчити його характеристики допомагає математичне моделювання. З його допомогою для транспортної системи можна розробити низку моделей, які допоможуть вирішувати практичні завдання. Залежно від розв'язуваних завдань можна класифікувати моделі за підходами, описом та рівнем розв'язання задач. Виділяють декілька великих груп, класифікованих за підходами: макроскопічні, мікроскопічні, моделі клітинкових автоматів та ймовірнісні моделі. У класифікації за рівнем розв'язання задач виділяють прогнозні, імітаційні та оптимізаційні моделі.

При моделюванні транспортних потоків слід враховувати велику кількість факторів з різними інтервалами змін: пропускну здатність дороги, якість дорожнього полотна, реакції водіїв, алгоритми роботи транспортних засобів. Аналізуючи ці чинники, можна зробити висновки, що транспортні потоки мають такі властивості, як: стохастичність, нестационарність, просторові і часові, а також інформаційні.

Стохастичність виникає найчастіше через людський чинник. Поведінка транспортного засобу на дорозі можна спрогнозувати лише з певною ймовірністю, розподіливши транспортні засоби на групи. Таку поведінку неможливо описати лише законами механіки твердого тіла.

Нестационарність відбувається через зміну погодних умов, стан дорожнього потоку, час доби, пору року.

У сучасній науці транспортні моделі розглядалися з погляду двох підходів: імовірнісного, який використовує методи теорії масового обслуговування, та гідродинамічного, що зводить транспортний потік до вирішення рівнянь гідродинаміки.

Серед підходів можна виділити також детерміновано-стохастичний, який використовується надалі для побудови моделі. Цей підхід враховує дві складові: детерміновану та стохастичну. У першій враховані та заздалегідь відомі всі фактори, що впливають на прийняття рішення, у другій є елемент невизначеності, що залежить від ймовірності маневрування автомобілів всередині потоку.

Стохастичний підхід дає змогу диференціювання поведінки учасників дорожнього руху. Тому за його допомогою можна більш тонко налаштувати математичну модель.

Викладені вище обставини вказують на актуальність розробки математичної моделі неоднорідного автотранспортного потоку, яка ґрунтується на детерміновано-стохастичному підході.

**Ключові слова:** автотранспортний потік, детерміновано-стохастична модель, ймовірність, модель руху, смуга руху, інтенсивність потоку, щільність потоку, швидкість потоку, час реакції водія.

**ВСТУП**

Транспортна інфраструктура є фундаментом сучасних міст та мегаполісів. Це еко-система, що складається з вулично-дорожніх мереж, споруд для обслуговування транспорту, пересадочних станцій та вокзалів, терміналів. Підтримка та розвиток такої системи є складною та дорогою процедурою, що вимагає грамотного та якісного планування. В даний час велика увага приділяється питанням безпеки, організації та оптимізації дорожнього руху, планування оптимальних маршрутів, пересадочних станцій та розв'язок. У зв'язку з цим актуальним завданням є дослідження структури потоку на вулично-дорожній мережі.

Рух транспортних засобів можна поділити на:

вільний потік - потік автомобілів незначний, рух одного автомобіля не впливає на сусідні, кожен транспортний засіб може рухатися із зручною швидкістю;

частково-зв'язаний потік - у потоці спостерігаються невеликі групи автомобілів, що рухаються один за одним, швидкість задається лідером групи, можливий обгін лідера та перехід у вільний потік;

зв'язаний потік - у потоці спостерігаються великі групи автомобілів, швидкість залежить від лідера групи, обгони здійснювати набагато складніше, після обгону транспортний засіб потрапляє до нової групи автомобілів;

насичений потік - транспортні засоби рухаються один за одним, обгони майже неможливі, часто виникають затори.

У сучасних містах та мегаполісах зустрічаються зв'язаний та насичений потоки, які потребують ретельного вивчення. В результаті спостереження та прогнозу стану на вулично-дорожній мережі виділяють ключові параметри транспортного потоку:

- швидкість транспортного потоку  $v$  - середня швидкість транспортних засобів, що рухаються в потоці (м/с);
- щільність транспортного потоку  $\rho$  - кількість транспортних засобів, що знаходяться на ділянці дороги певної довжини (авт/м);
- інтенсивність транспортного потоку  $q$  - кількість транспортних засобів, що проходять вибрану частину дороги за одиницю часу (авт/с);
- динамічний розмір  $d_m$  - безпечна дистанція між транспортними засобами (м).

За багаторічну історію теорії транспортних потоків було розроблено різні підходи до їх моделювання. Більшість існуючих моделей не враховують людський фактор або приймають його як константу. Однак саме поведінкові особливості вносять зміни до характеристик транспортних потоків.

Разом з розвитком виробництва автомобілів розвивалася і наука про дослідження руху транспорту, транспортних потоків та будівництва доріг. Перші вітчизняні дослідження та аналіз проводилися ще 1910 року у роботах Г.Д. Дубеліра у вигляді рекомендацій щодо планування міської мережі.

Теоретичні моделі транспортних потоків розвиваються з 30-х років ХХ століття. При їх описі та формалізації простежується сильна аналогія з фізичними станами речовин: твердий, рідкий, газоподібний.

У зв'язку з актуальністю та успіхами моделей математичної фізики в гідродинаміці та газовій динаміці до середини двадцятого століття, а також у зв'язку із становленням проблеми транспортних потоків, були зроблені спроби описати поведінку транспорту за допомогою вже розроблених підходів.

У 1955 році М.І. Лайтхилл запропонував першу макроскопічну (гідродинамічну) модель односмугового руху [4], в якій потік розглядався у вигляді одномірної рідини, що стискається, з взаємно-однозначною залежністю між швидкістю  $v(t, x)$  і щільністю  $\rho(t, x)$  потоку.

Класичні моделі теорії транспортних потоків калібруються функціональною залежністю між інтенсивністю та щільністю потоку транспортних засобів [6], [7]. Ця залежність називається фундаментальною діаграмою, яка має чітку форму для однієї лінії, наведеної на рисунку 1.



Рисунок 1 - Фундаментальна діаграма залежності інтенсивності та щільності потоку транспортних засобів

Фахівці з рівнянь математичної фізики припускають, що можна інтерпретувати  $\rho(t, x)$ ,  $v(t, x)$  як функції, що виходять при переході від мікроскопічного опису (у тому числі опису за допомогою клітинкових автоматів) до макроскопічного.

Транспортний потік можна описати у вигляді мікроскопічної моделі, в якій розглядається та описується поведінка окремого транспортного засобу в залежності від обстановки попереду, і ця модель є аналогом аналізованої макроскопічної моделі. Таким чином, коректність запропонованого фахівцями підходу до визначення  $\rho(t, x)$ ,  $v(t, x)$  ґрунтується на стійкій апроксимації макроскопічної моделі мікроскопічній. При цьому необхідність розгляду макроскопічних моделей обумовлена, в першу чергу, більш простою технікою їхнього дослідження та більшою наочністю.

#### АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Підхід, що розглядає поведінку окремих автомобілів, називається мікроскопічним. В основі мікроскопічного підходу лежить модель слідування за лідером, в якій перший транспортний засіб виступає як ведучий (лідер), а інші транспортні засоби - у ролі ведених. У таких моделях можна

вивчити взаємодію транспортних засобів, що рухаються в одній групі, а також отримати якісні характеристики транспортних потоків.

Перші статистичні описи транспортних потоків було отримано Б.Д. Гріншилдсом в 1933 [6]. Його фотографічний метод дозволив виявити залежність між щільністю та інтенсивністю (або швидкістю та інтенсивністю) потоку [7]. У цих роботах був описаний метод візуального вимірювання інтенсивності автомобільного потоку за допомогою фотоапарата, а також представлені результати та зроблено висновок про лінійну залежність середньої швидкості від щільності потоку

$$v = v_0(1 - \rho/\rho_{max}),$$

де  $v$  – середня швидкість потоку;

$v_0$  – початкова швидкість потоку;

$\rho$  – густина потоку;

$\rho_{max}$  – максимально можлива густина потоку.

Ця модель стала результатом статичних експериментів і родоначальником теорії про існування залежності функції від щільності, на знаходження якої були спрямовані подальші дослідження вчених.

При спробах опису взаємодії двох сусідніх автомобілів виникла теорія слідування за лідером та мікроскопічні моделі Дженерал Моторс та Танака. У таких моделях рух потоку розглядався як сумарна взаємодія автомобілів у потоці та описувався системою диференціальних рівнянь. Ці моделі описували лінійну ділянку дороги. Об'єднання моделі слідування за лідером та моделі оптимальної швидкості дало розвиток моделі Трайбера - моделі розумного водія (Intelligent Driver Model (IDM)) [8].

З розвитком обчислювальних потужностей комп'ютерів вони широко стали використовуватися для дослідження моделей транспортних потоків. Виникли моделі, засновані на застосуванні клітинкових автоматів [5].

Клітинковим автоматом (КА) називається безліч простих однакових кінцевих автоматів (клітинок), що працюють синхронно. Кожен із автоматів змінює свій стан (наприклад,  $1$  або  $0$ ) виходячи з поточного стану сусіднього автомата, що змінюється за певним набором правил [9].

У 1970-ті роки здобула популярність двовимірна клітинково-автоматна модель з двома станами, відома як гра «Життя» [10], винайдена Дж. Конвеєм і популяризована М. Гарднером. Система виявляє величезну різноманітність поведінки, вагаючись між очевидним хаосом та порядком. Ідея створення гри «Життя» є розвитком математичної моделі машини Дж. Неймана, якою зацікавився Дж. Конвей, спростивши ідею та створивши правила гри «Життя».

У галузі моделювання транспортних потоків на дорожніх мережах виділяють роботи К. Даганзо, який запропонував розглядати потік не на однорідній ділянці дороги, а на звуженні та перетині доріг, як місцях виникнення черг за допомогою клітинкових автоматів [11]. Схожий метод дослідження у роботі використовували німецькі вчені К. Нагель і М. Шрекенберг [5].

Внаслідок існуючих припущень в детермінованих моделях транспортних потоків і розбіжностей з даними, що реально спостерігаються на дорогах, Б. Кернер [12] запропонував трифазну теорію транспортних потоків, що концентрує увагу на переходах між трьома фазами потоку:

- вільний потік (free flow) - рух, при якому автомобілі не взаємодіють один з одним та рухаються з бажаною швидкістю;

- синхронізований потік (synchronized flow) - стан потоку, в якому автомобілі адаптують швидкість до середньої швидкості руху потоку;

- широкі затори, що рухаються (wide moving jams) - стан потоку, в якому спонтанно виникають локальні труднощі в русі автомобілів, що характеризуються локальним падінням швидкості і підвищенням щільності потоку.

У працях Бабкова В.Ф. та Сільянова В.В. [1] дано визначення динамічного габариту як ділянки дороги, необхідної для зупинки автомобіля у разі екстреного гальмування.

У вітчизняній науці транспортні моделі розглядалися з погляду двох підходів: імовірнісного, який використовує методи теорії масового обслуговування, та гідродинамічного, що зводить транспортний потік до вирішення рівнянь гідродинаміки.

Серед підходів можна виділити також детерміновано-стохастичний [13], який використовується надалі у роботі для побудови моделі. Цей підхід враховує дві складові: детерміновану та стохастичну. У першій враховані та заздалегідь відомі всі фактори, що впливають на прийняття рішення; у другій є елемент невизначеності, що залежить від ймовірності маневрування автомобіля всередині потоку. У цьому випадку середня швидкість потоку визначає за формулою (12).



Стохастичний підхід дає змогу врахування диференціювання поведінки учасників дорожнього руху. Тому за його допомогою можна більш тонко налаштувати математичну модель.

Детерміновано-стохастична модель транспортного потоку розглядалася у роботах багатьох авторів. Наприклад, у роботі М.Л. Бланка [14] розглядається окремий випадок моделі, яка передбачає, що ймовірність частинки переміститися у вільну клітинку попереду дорівнює 1. Тут же наводиться доказ того, що якщо кількість частинок не перевищує половини частинок клітинок (щільність частинок менше  $1/2$ ), то починаючи з деякого моменту всі частинки переміщуються без затримок (самоорганізація).

У роботі М. Канаї [15] розглядалася стохастична модель трафіку, в якій частинки, що знаходяться на замкнутій одновимірній решітці, переміщуються за правилом імовірнісного аналога елементарного клітинного автомата. На кожному такті частка із заданою однаковою для всіх частинок ймовірністю переміщається на одну клітинку вперед за умови, що клітка попереду вільна. У роботах М. Канаї помічено, що модель може інтерпретуватися як замкнута мережа масового обслуговування з дискретною шкалою часу. Одноканальні вузли цієї мережі відповідають частинкам, а заявки, що обслуговуються, вільним клітинам моделі, або, навпаки, вузли відповідають вільним клітинам, а заявки - частинкам. Інтенсивність переходу заявок між вузлами мережі пропорційна середній швидкості частинок моделі. Ця відповідність дозволяє використовувати для обчислення середньої швидкості частинок (з урахуванням затримок у переміщенні частинки) відомий алгоритм обчислення інтенсивності переходу заявок у замкненій мережі масового обслуговування з дискретним часом, що відображено також у роботі [16]. У роботі М. Канаї знайдено також граничне значення середньої швидкості частинок при прагненні до нескінченності числа клітинок решітки і числа частинок в припущенні, що відношення числа частинок до числа клітинок прагне фіксованого значення (до щільності частинок).

У транспортній моделі, в якій правило руху частинки відповідає клітинному автомату, час є дискретним. Відповідний випадковий процес є випадковим процесом із заборонами з дискретним часом. Поняття випадкового процесу із заборонами було запроваджено у роботі Ф. Спітцера [18], але з припущенням, що шкала часу безперервна.

#### ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Проблеми існування рішень систем рівнянь математичної фізики моделювання трафіку призвели дослідників до думок, що слід розглядати моделі, у яких враховується поведінка водіїв. Аналізуючи розвивиток активних систем моніторингу за станом транспортного потоку можна стверджувати, що більшість методів спостереження та існуючих приладів дають одномоментну оцінку характеристик транспортного потоку, стану водія в даний час або якогось одного показника. Хоча стан водія потребує комплексної оцінки та постійного моніторингу. Це комплексна характеристика, що складається з багатьох аспектів, що змінюється з віком, кваліфікацією та стресами.

На підставі вищевикладеного з сучасного стану аналізованого питання, можна сформулювати мету дослідження, яка полягає у розробці детерміновано-стохастичної моделі неоднорідного автотранспортного потоку з врахуванням неоднорідності поведінки водіїв.

#### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Неоднорідність транспортного потоку може бути виражена як різним типом транспортних засобів на дорозі, так і неоднорідністю поведінки водіїв [2].

Розглянемо потік із двома типами автомобілів: легковими автомобілями та вантажними автомобілями. Для кожного з типів можна знайти середні значення довжини автомобіля даного типу  $l_1, l_2$ , складові щільності потоку  $p_1, p_2$ , середні швидкості вільного руху  $v_{(1,f)}, v_{(2,f)}$ . Ймовірність віднесення автотранспортного засобу до одного з типів  $\alpha_1, \alpha_2$ , обчислюється за формулою (1):

$$\alpha_i = \frac{p_i}{p_1 + p_2}. \quad (1)$$

Нехай задано значення  $v_{det} \leq \min(v_{(1,f)})$ . Параметри  $\mu_{(1,f)}, \mu_{(2,f)}$  обчислюються з рівнянь (2) та (3):

$$v_{(f,i)} = v_{det} + \mu_k(1-r)d(v_{det}) = 1, 2, \quad (2)$$

$$\text{де } d(v_{det}) = a + bv_{det}. \quad (3)$$

Рівняння (3) є базовим рівнянням для знаходження середньої швидкості потоку із врахуванням неоднорідної поведінки водія.

Розглянемо випадок, викладений у роботі [3]. Нехай значення  $v = v_0$  задовольняє рівняння (3). При  $K = 2$  рівняння (3) є квадратним відносно  $v$ . Вибираємо менший корінь цього рівняння. Обчислимо наближене значення середньої швидкості автотранспортного потоку  $v^*(t, i)$  в відріжку часу  $t$  та на смузі  $i$  за формулою (4):

$$v^*(t, i) = v_{det} + v_0 \left( \frac{\alpha_1}{\mu_1 - v_0} + \frac{\alpha_2}{\mu_2 - v_0} \right). \quad (4)$$

За формулою (4) знаходиться значення середньої швидкості автотранспортного потоку  $v^*(t, i)$  для асинхронного процесу із заборонами (докладніше розглянуто далі). Для синхронного процесу (докладніше розглянуто далі) вибір оптимального значення параметра  $v_{det}$  здійснюється відповідно до методу найменших квадратів і знаходиться за формулою (5):

$$\sum_{(t, i) \in B} (v^*(t, i) - v(t, i))^2 \rightarrow \min, \quad (5)$$

де  $B$  - множина пар  $(t, i)$ ;

$t$  - деякий хвилинний відрізок часу;

$i$  - номер смуги руху;

$v(t, i)$  - фактичне значення швидкості у відріжку часу  $t$  та на смузі  $i$ .

Якщо розглянути  $K$  як опис типу водіїв, яких більше 2, то формулу (4) можна переписати у загальному вигляді у вигляді формули (6):

$$v^*(t, i) = v_{det} + v_0 \sum_{k=1}^K \frac{\alpha_k}{\mu_k - v}. \quad (6)$$

У детерміновано-стохастичній моделі розглядаються два процеси переміщення: синхронний та асинхронний.

*Асинхронний процес із заборонами.*

Асинхронний процес із заборонами відрізняється від синхронного тим, що час безперервний і тривалість інтервалу часу між спробами частинки переміститися на комірку вперед має експоненційний розподіл з параметром, що залежить від типу частинки [13].

Є  $K$  типів частинок. Параметр розподілу тривалості інтервалу часу між спробами частинки переміститися дорівнює  $\mu_k$ ,  $k = 1, \dots, K$ . Як і в системі з дискретним часом спроба частинки переміститися реалізується в тому і тільки в тому випадку, якщо комірка попереду вільна. Середня швидкість частинок  $v$  визначається як середня відстань, що проходить частинка в одиницю часу в стаціонарному режимі.

Розглянемо мережу масового обслуговування із безперервним часом.

Інтенсивність потоку, що входить до мережі через вузол  $(m+1)$  дорівнює  $v$ . Стаціонарний режим мережі існує, і стаціонарна середня кількість заявок у вузлі  $i$  обчислюється за формулою (7):

$$l_i = \frac{v(1-v)}{p_i - v}, \quad i = 1, \dots, m. \quad (7)$$

Рівняння, що зв'язує середню швидкість частинок та щільність потоку частинок, має вигляд

$$v \sum_{k=1}^K \frac{\alpha_k}{\mu_k - v} = \frac{1-r}{r}. \quad (8)$$

Рівняння (8) перетворюється до рівняння  $K$ -го ступеня відносно  $v$  і лінійного рівнянню відносно  $r$ . Значення  $r$  знаходиться за формулою

$$r = \frac{1}{1 + F(v)}, \quad (9)$$

$$\text{де } F(v) = v \sum_{k=1}^K \frac{\alpha_k}{\mu_k - v}. \quad (10)$$

*Синхронний процес із заборонами.*

Розглядається модель руху автотранспортних засобів на дорозі з різними ймовірностями зміни смуги руху в один момент часу [17]. Дорога представляється у вигляді послідовності комірок з координатами  $0, \pm 1, \pm 2, \dots$ . Автотранспортні засоби - у вигляді набору частинок  $k$ -типів. Кожна частинка з

ймовірністю  $\alpha_k$  відноситься до  $k$ -го типу,  $k = 1, 2, \dots, K$ . У кожній комірці не може перебувати одночасно більше однієї частинки. У початковий момент часу частинки утворюють періодичну конфігурацію із щільністю  $p$  частинок на комірку. У кожний момент часу частинка  $k$ -го типу переміщується на одну комірку вперед із ймовірністю  $p_k, k = 1, \dots, K$ , якщо комірка попереду вільна.

Під середньою швидкістю частинок розуміється стаціонарна ймовірність переміщення частинки на такті. Нехай  $r$  - відношення числа частинок до числа комірок, тоді значення швидкості  $v$  задовольняє рівняння (8).

При фіксованому значенні  $p$  та зміні значення  $v$  від 0 до  $\min_i p_i$  ліва частина рівняння зростає від 0 до  $\infty$ . За зміни значення  $p$  від 0 до 1 права частина зменшується від  $\infty$  до 0. Таким чином, якщо задано значення  $p$  або значення  $v$ , то значення другої величини можна знайти. Рівняння (8) приводиться до рівняння  $(K+1)$ -го ступеня відносно  $v$ . В рівнянні (8) знайдемо  $r$  за формулою (9), де  $F(v)$  буде знайдено із формули

$$F(v) = v \sum_{k=1}^K \frac{\alpha_k}{p_k - v}. \quad (11)$$

Розглянемо рух деякого довільного числа  $(m+1)$  сусідніх частинок, що рухаються по одновимірній решітці. Ці частинки понумеровані в напрямку руху та їм присвоєно номери  $1, 2, \dots, (m+1)$ . Вони являють собою фрагмент потоку частинок на нескінченній решітці. Граничні умови задаються наступним чином. Вважаємо, що  $(m+1)$ -ша частинка переміщується на кожному кроці з ймовірністю  $v$  і залишається на місці з ймовірністю  $(1-v)$  незалежно від свого місця розташування в попередні моменти часу. Значення  $v$  - середня швидкість частинок. З  $m$  заявок, що залишилися,  $\alpha_k M$  належить  $k$ -му типу,  $k = 1, \dots, K$ . Процес переміщення частинок може бути формалізований засобами теорії масового обслуговування з дискретним часом. Частинки аналогічні приладам (одноканальним вузлам мережі), а число вільних комірок перед частинкою відповідає заявкам, які перебувають у черзі перед приладом. Значення ймовірності переміщення  $i$ -ої частинки  $p_i$  відповідає інтенсивності обслуговування заявки в  $i$ -му вузлі. Обслужена в  $i$ -му вузлі заявка переходить  $(i+1)$ -ий вузол (при переміщенні  $i$ -ої частинки число вільних комірок між  $(i-1)$ -ою та  $i$ -ою частинкою зменшується на одиницю, а відстань між  $i$ -ою та  $(i+1)$ -ою частинкою збільшується).

Розглянемо мережу масового обслуговування з дискретним часом, що являє собою тандем з  $m$  вузлів, кожен з яких являє собою одноканальну систему з геометричним розподілом часу обслуговування заявки.

У кожен момент часу  $t = 0, 1, 2, \dots$  з ймовірністю  $v$  у вузол  $m$  надходить заявка. У моделі це відповідає переміщенню частинки  $(m+1)$  з ймовірністю  $v$ . Переміщення  $i$ -ої частинки відповідає закінченню обслуговування заявки у вузлі  $i$  та переходу цієї заявки у вузол  $i-1, i = 2, 3, \dots, m$ . Середня кількість заявок у  $i$ -му вузлі обчислюється за формулою (7), звідки випливає, що середня кількість заявок у мережі виражається лівою частиною рівняння (8). Відношення числа вільних комірок до числа частинок дорівнює  $(1-p)/p$  і, з іншого боку, дорівнює відношенню середнього числа заявок у мережі до числа вузлів.

*Програми для реального потоку.*

Число смуг  $K = 5$ , число сегментів  $M = 40$ , частинок  $m = 122$ . Припустимо, що у моделі транспортного потоку детермінована складова  $v_{det} = 20$  м/с. Динамічний габарит  $d_m = 25$  м/с. Час  $t$  - деякий хвилинний відрізок часу;  $t_i$  - час реагування водія, що належить до  $i$ -го типу. Щільність транспортного потоку на смузі дорівнює  $r = 0.02$  авт/м. Вважаємо, що поведінка водія характеризується тим, що з ймовірністю  $1/4$  ця поведінка відноситься до  $i$ -го типу, при якому водій за наявності достатньої відстані до наявного попереду автомобіля в середньому за кожні  $1/\lambda_i$  сек,  $i=1, 2, 3, 4$ , здійснює переміщення щодо основної маси потоку вперед на відстань, що дорівнює динамічному габариту  $d_m$ , де  $\lambda_1 = 0,1, \lambda_2 = 0,2, \lambda_3 = 0,3, \lambda_4 = 0,4$ .

Прийнявши, що  $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_4 = 1/4, p_i = \lambda_i \Delta t, i = 1, 2, 3, 4$ , і знайшовши  $v$  з формули (8) значення швидкості автотранспортного потоку знайдемо за формулою

$$v_{flow} = v_{det} + (v d_m) / \Delta t. \quad (12)$$

Знаючи час реакції водія  $t_i$ , можна знайти ймовірність зміни смуги руху автомобіля та за формулою (12) оцінити швидкість транспортного потоку в цілому [19]. Розглянемо два сценарії розв'язання задачі для реального потоку.

*Сценарій 1. Швидкість реакції залежить від типу водія.*

Будемо розглядати чотири типи поведінки водія:  $S$ ,  $H$ ,  $M$ ,  $F$ , для яких швидкість реакції залежить від манери керування.

Запишемо параметри для чотирьох основних типів водіїв:

- Тип  $S$  характеризується високою швидкістю реакції, високою психічною активністю, швидкістю і жвавістю рухів, прагнення частотої зміни смуги руху. Час реакції прийемо 0,6 секунд;
- Тип  $H$  характеризується високою швидкістю реакції, схильністю до бурхливих емоційних спалахів та різким змінам поведінки при русі в потоці. Час реакції прийемо 0,4 секунди;
- Тип  $M$  характеризується середньою швидкістю реакції, високою емоційною чутливістю, прагненням не приймати різких спроб зміни смуги руху. Час реакції прийемо 0,8 секунд;
- Тип  $F$  характеризується середньою швидкістю реакції, замкнутістю та небажанням змінювати смугу руху без потреби. Час реакції прийемо рівним 1,0 секунді.

Нехай  $T$  - масив часу реакції водіїв кожного типу,  $T = [0,4; 0,6; 0,8; 1,0]$ .

Ймовірність переміщення частинки  $p_i = \lambda_i t_i$ ,  $i = 1,2,3,4$ ,  $\lambda_1 = 0,1$ ,  $\lambda_2 = 0,2$ ,  $\lambda_3 = 0,3$ ,  $\lambda_4 = 0,4$  тобто  $p_1 = 0,04$ ,  $p_2 = 0,12$ ,  $p_3 = 0,24$ ,  $p_4 = 0,04$ .

Підставивши значення у формулу (8), отримуємо

$$\frac{-200v^4}{25} - \frac{6450v^3}{625} + \frac{34300v^2}{15625} + \frac{63000v}{390625} - 1 = 0.$$

Звідси  $v_1 = 5,8963$ ,  $v_2 = 0,00001$ ,  $v_3 = 1,4560$ ,  $v_4 = 36,69026$ .

Підставивши значення у формулу (12) отримуємо середню швидкість потоку  $v_{flow} \approx 35$  км/год.

*Сценарій 2. Швидкість реакції залежить від типу водія.*

Нехай  $t = 1$ , тоді ймовірність переміщення частинки  $p_i = \lambda_i t_i$ ,  $i = 1,2,3,4$ ,  $\lambda_1 = 0,1$ ,  $\lambda_2 = 0,2$ ,  $\lambda_3 = 0,3$ ,  $\lambda_4 = 0,4$  тобто  $p_1 = 0,2$ ,  $p_2 = 0,4$ ,  $p_3 = 0,6$ ,  $p_4 = 0,8$ .

Підставивши значення у формулу (8), отримуємо

$$\frac{40v^4}{5} - \frac{345v^3}{25} + \frac{815v^2}{125} - \frac{545v}{625} - 1 = 0.$$

Звідси  $v_1 = 5,224$ ,  $v_2 = 2,229$ ,  $v_3 = 1,17$ ,  $v_4 = 1,001$ .

Отримані значення підставляємо у формулу (12) та отримуємо середню швидкість потоку  $v_{flow} \approx 45$  км/год.

З розглянутих сценаріїв видно, що швидкість реакції водія впливає на середню швидкість потоку та його основні характеристики.

Оцінимо впливу зміни смуги руху на швидкості багатосмугового потоку з різними маневрами.

Розглянемо фрагмент багатосмугової магістралі із заданим числом смуг  $K$ . Розбиваємо цю ділянку на  $M$  сегментів. Визначається кількість транспортних засобів на магістралі  $m$ . У кожному сегменті може бути лише один транспортний засіб. Для кожної смуги визначається щільність потоку  $r_{i(k)}$   $i$ -го типу водіїв на смузі  $k$ . Для кожного типу водія вводиться час реакції водія  $\Delta t_i$ , інтенсивність спроб індивідуального маневру  $i$ -го транспортного засобу  $\lambda_i$ , кількістю автомобілів, що належать до певного типу  $\alpha_i$  та ймовірність зміни смуги руху  $\rho_i$  (рисунок 2).

Припустимо, що два типи частинок рухаються по ділянці, яка має  $K$  смуг. Частинками охарактеризовано 2 типи поведінки водія: ті, хто продовжує свій рух прямо (1 тип), і ті, що прагнуть змінити смугу руху (2 тип). Ділянка розбита на  $m$  відрізків. Кожен сегмент містить  $l$  комірок. Ділянка магістралі розбита на  $K$ -смуг. Розмір (довжина) кожної комірки, розміщені на відрізьку  $m$  дорівнює  $d_m$ ,  $m = 1, \dots, M$ . При цьому  $m$  відрізок  $k$ -ої смуги містить комірки

$$(i, y), y = (j-1)l + 1, \dots, jl.$$

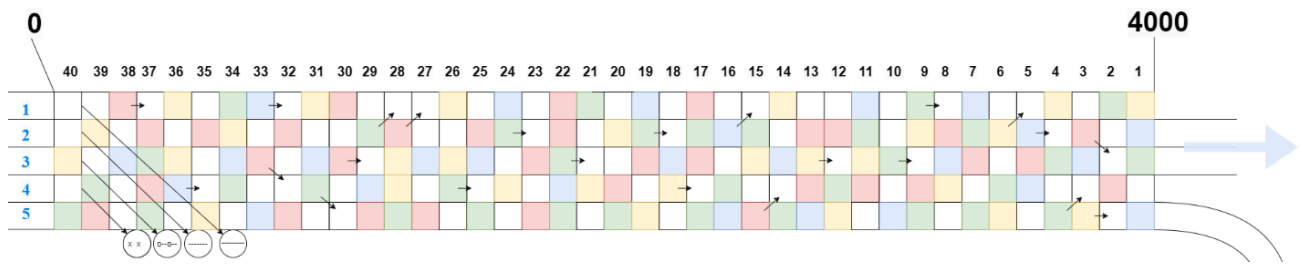


Рисунок 2 - Фрагмент багатосмугової магістралі, розбитої на сегменти

Частинки першого типу рухаються однією зі смуг руху і не прагнуть її змінити. Кожна частинка другого типу прагне перейти до кінця ділянки на смугу 1. Частинки першого типу відповідають автомобілям, які не прагнуть змінити смугу. Частинки другого типу відповідають автомобілям, які планують звернути на іншу дорогу наприкінці ділянки. Значення  $d_m$  відповідає динамічному габариту автомобіля.

Правила руху частинки такі:

1) Якщо частинка першого типу знаходиться на смузі  $x$ , то вона залишається на цій смузі під час руху ділянкою. Протягом кванта часу частинка першого типу, що знаходиться на смузі  $k$  і відрізьку  $m$  з ймовірністю  $\lambda_{1,m}\Delta t$  прагне переміститися на одну комірку в напрямку руху. Спроба реалізується, якщо комірка попереду вільна;

2) Якщо частинка другого типу знаходиться в комірці  $(k, j)$ ,  $k < L$  і комірка  $(k-1, j)$  (комірка на смузі праворуч від розглянутої частинки) вільна, то частинка переходить в комірку  $(k+1, j)$  з ймовірністю  $\lambda_{1,m}\Delta t$ ;

3) Якщо частинка другого типу знаходиться на смузі  $k$  і комірка праворуч від неї зайнята, частинка не переходить в іншу комірку.

Щільності потоків на першому відрізьку та кожній смузі задані.

Оцінимо зміну смуги руху на багатосмуговій ділянці дороги перед з'їздом із кількома типами водіїв. Розглянемо модель ділянки магістралі перед з'їздом, яка представлена на рисунку 3.

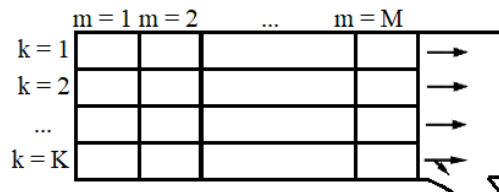


Рисунок 3 - Модель ділянки магістралі перед з'їздом

Ділянка розбита на  $m$  зон,  $m = 1, \dots, M$ . Довжина зони  $m$  дорівнює  $L_m$ ,  $m = 1, \dots, M$ . Нехай є  $K$ -смугове клітинкове поле. Кожна смуга розбита на клітинки. Нехай значення  $d(k, m)$  відповідає динамічному габариту (розміру клітинки) для  $k$ -ої смуги  $m$  зони, а  $\rho(k, m)$  відповідає щільності транспортного потоку для  $k$ -ої смуги  $m$  зони. Припускаємо, що у будь-який момент часу кожна клітинка незалежно від стану інших клітинок зайнята з ймовірністю, яка для  $k$ -ої смуги і  $m$  зони дорівнює  $r(k, m) = \rho(k, m) \cdot d(k, m)$ .

Є  $I+1$  типів частинок,  $i = 1, \dots, I+1$ . Частинка  $(I+1)$  типу проходить ділянку, залишаючись на тій самій смузі, де вона почала рух ділянкою.

Розглянемо правила проходження частинки через  $m$  зону,  $m \leq M$ . В інтервалі часу тривалістю  $\Delta t$  частинка  $i$ -го типу з ймовірністю  $\mu_i(i, k, m)\Delta t + o(\Delta t)$ ,  $\Delta t \rightarrow 0$ , робить спробу переміститися на одну клітинку вперед. Спроба частинки переміститися успішна, якщо комірка попереду частинки вільна, ймовірність чого відповідно до зроблених припущень дорівнює  $1 - r(i, k, m)$ . З ймовірністю  $k_i(i, k, m)\Delta t + o(\Delta t)$ ,  $\Delta t \rightarrow 0$ , в інтервалі часу тривалістю  $\Delta t$  частинка  $i$ -го типу, що знаходиться на  $k$ -ій смузі в  $m$  зоні, робить спробу переміститися на одну клітинку назад, причому ця спроба успішна, якщо клітинка позаду вільна, ймовірність чого також дорівнює  $1 - r(k, m)$ . Переміщення частинки на клітинному полі назад відповідає руху транспортного засобу зі швидкістю меншою швидкості, що відповідає детермінованій складовій. В інтервалі часу тривалістю  $\Delta t$  частинка  $i$ -го типу з ймовірністю

$\lambda_i(i, k, m)\Delta t + o(\Delta t)$ ,  $\Delta t \rightarrow 0$ , робить спробу переміститися с  $k$ -ої смуги на  $(k+1)$ -шу смугу без переміщення вперед,  $i \leq I, k \leq K-1, m \leq M$ . Ця спроба частинки перейти на іншу смугу успішна, якщо комірка, в яку частинка намагається перейти, вільна, ймовірність чого дорівнює  $1 - r(k, m+1)$ . Вважаємо динамічний габарит для  $k$ -ої смуги  $m$  зони функцією від  $v_{det}(k, m): d(k, m) = 5,7 + 0,54v_{det}(k, m) + 0,0285v_{det}^2(k, m)$ , [13].

Відповідно до зроблених припущень час переходу з  $k$ -ої смуги на  $(k+1)$ -шу частинки  $i$ -го типу, що рухається в необмеженій  $m$  зоні, має експоненційний розподіл із середнім значенням, що визначається за формулою

$$s_{det}(k, m) + s_{st}(i, k, m) = \frac{v_{det}(k, m) + (\mu(i, k, m) - k(i, k, m))(1 - r(k, m))d(k, m)}{\lambda(i, k, m)(1 - r(k+1, m))}. \quad (13)$$

Нехай  $\beta(i, k, m)$  - ймовірність того, що час переходу з  $k$ -ої на  $k+1 < L_m$  (менше довжини зони). Відповідно до прийнятих припущень значення  $\beta(i, k, m)$  можна розглядати як ймовірність того, що, почавши рух у  $m$  зоні на  $k$ -ій смугі, частинка  $i$ -го типу встигне перейти на  $(k+1)$ -шу смугу,  $i \leq I, k \leq K-1, m \leq M$ .

$$\text{Маємо } \beta(i, k, m) = 1 - e^{-(s_{det}(k, m) + s_{st}(i, k, m))^{-1} * L_m}, \quad k \leq K-1.$$

Задано значення інтенсивностей  $q(i, k_1)$ ,  $i \leq I+1, k \leq K$  потоків кожного типу у першій зоні. Позначимо через  $q(i, k_1, k, m)$  складову інтенсивності потоку транспортних засобів  $i$ -го типу, що почали рух на  $k_1$ -ій смугі, на  $k$ -ої смуги  $m$  зони,  $i \leq I+1, k \leq K, k_1 \leq k, m \leq M$ . Для першої зони маємо  $q(i, k_1, k, 1) = q(i, k_1)$ ,  $i = 1, \dots, I+1, k = 1, \dots, K, q(i, k_1, k, 1) = 0, k \neq k_1$ . В силу збереження інтенсивності маємо формулу

$$\begin{aligned} q(I+1, k, m+1) &= q(I+1, k, m), \quad k = 1, \dots, K, m = 1, \dots, M-1, \\ q(i, 1, 1, m+1) &= q(i, 1, 1, m)(1 - \beta(i, 1, m)), \quad i \leq I, m \leq M. \\ q(i, k_1, k, m+1) &= q(i, k_1, k-1, m)\beta(i, k_1, k-1, m) + q(i, k_1, k, m)(1 - \beta(i, k_1, k, m)), \\ & \quad i \leq I, k \leq K-1, k_1 \leq k, m \leq M-1. \\ q(i, k_1, K, M) &= q(i, k_1, K-1, M-1)\beta(i, k_1, K-1, M-1) + q(i, k_1, K, M)(1 - \beta(i, k_1, K, M)), \\ & \quad i \leq I, k_1 \leq K-1, m \leq M-1. \end{aligned} \quad (14)$$

Позначимо через  $Q(k, m)$  сумарну інтенсивність транспортного потоку на  $k$ -ій смугі в  $m$  зоні. Щільність транспортного потоку на  $k$ -ій смугі в  $m$  зоні обчислюють за формулою  $\rho(k, m) = Q(k, m) / v(k, m)$ , а значення  $r(k, m)$  за формулою  $r(k, m) = \rho(k, m)d(k, m)$ . Перевіряють виконання нерівностей, наведених у формулі

$$r(k, m) < 1, \quad k \leq K, m \leq M. \quad (15)$$

Якщо є пара  $(k, m)$ , для якої нерівність (15) не виконується, то вважаємо, що на ділянці виникає затор.

Вважаємо,

$$\gamma(i, k_1) = \frac{q(i, k_1, K, M) + q(i, k_1, K-1, M)\beta(i, K-1, M)}{q(i, k_1, 1)}, \quad i \leq I, k_1 \leq K-1 \quad (16)$$

де  $\gamma(i, k_1)$  - ймовірність того, що транспортний засіб,  $i$ -го типу, що почав рух ділянкою на  $k_1$ -ій смугі, успішно змінить смугу руху.

Запропонований алгоритм дозволяє з'ясувати, чи виникне на ділянці, що розглядається, затор і, при його відсутності, обчислити ймовірності успішної зміни смуги руху для транспортного засобу кожного типу в залежності від смуги, на якій транспортний засіб починає рух на ділянці.

*Приклад застосування алгоритму розрахунку.*

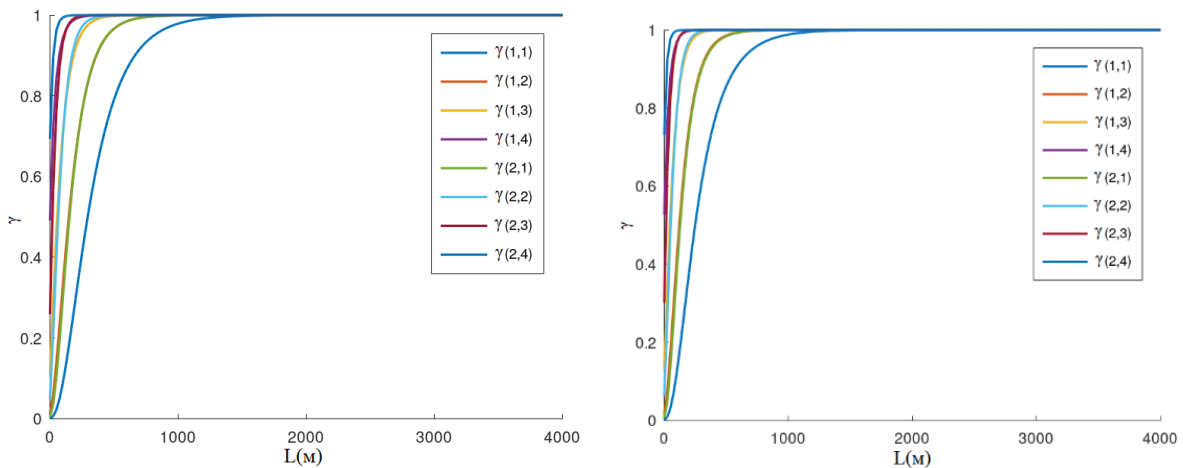
Нехай число смуг  $K=5$ , число зон  $M=4$ . На рисунку 4 наведено залежності ймовірності успішної зміни смуги руху  $\gamma(i, k)$  при відповідних заданих параметрах та сумарних інтенсивностях:

$$Q(k, m) \text{ авт} / \text{с} :$$

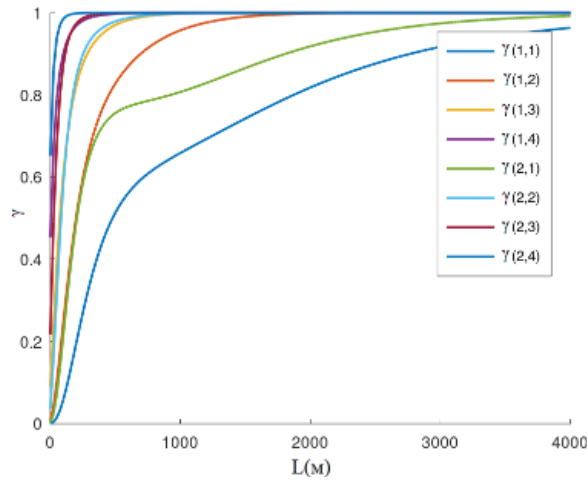
$$Q(1, 1) = 0,07 * C ; Q(2, 1) = 0,16 * C ; Q(3, 1) = 0,207 * C ; Q(4, 1) = 0,209 * C ; Q(5, 1) = 0,16 * C .$$

$$Q(k, m) \text{ авт} / \text{год} :$$

$$Q(1, 1) = 252 * C ; Q(2, 1) = 576 * C ; Q(3, 1) = 745 * C ; Q(4, 1) = 752 * C ; Q(5, 1) = 576 * C .$$



а) Залежність  $\gamma(i, k)$  від довжини ділянки при  $C=1,0$     б) Залежність  $\gamma(i, k)$  від довжини ділянки при  $C=0,5$



в) Залежність  $\gamma(i, k)$  від довжини ділянки при  $C=1,5$

Рисунок 4 - Залежність  $\gamma(i, k)$  від довжини ділянки при різних  $C$

У таблиці 1 наводиться залежність транспортного потоку від довжини  $L_{min}$  (м) ділянки, необхідної для успішної зміни смуги руху з ймовірністю 0,99 транспортного засобу кожного типу з крайньої смуги, від сумарної інтенсивності  $Q = 0,806 * C$  (авт / с) ( $Q = 2901 * C$  (авт / год)).

Таблиця 1 - Залежність транспортного потоку від довжини  $L_{min}$  (м) ділянки, необхідної для успішної зміни смуги руху з ймовірністю 0,99 транспортного засобу кожного типу з крайньої смуги, від сумарної інтенсивності  $Q = 0,806 * C$  (авт / с) ( $Q = 2901 * C$  (авт / год))

Коефіцієнт $C$	Довжина ділянки $L_{min}$ (м)
0,5	1060
0,6	1080
0,7	1100
0,8	1120
0,9	1150
1,0	1190
1,1	1270
1,2	1420
1,3	1780
1,4	2680
1,5	4000

При інтенсивності руху на ділянці  $Q = 1,3$  (авт / с) ( $Q = 4562$  (авт / год)) відповідно до розробленої моделі виникає затор.

Відповідно до результатів розрахунків, при максимально досяжній на аналізованій п'ятикутній ділянці інтенсивності потоку ( $C = 1,5$ ) переріз магістралі в середньому перетинає 1,2 транспортних засобів на секунду, а за годину через ділянку проходить в середньому 4320 транспортних засобів.

Якщо обмежити довжину ділянки зміни смуги руху величиною 1200 м, то інтенсивність потоку не повинна перевищувати 0,8 транспортних засобів на секунду або 2880 транспортних засобів на годину.

### **ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ**

Питання дослідження структури і характеристики автотранспортних потоків в сучасних умовах є досить актуальним. При моделюванні та оцінці характеристики транспортного потоку виникає необхідність в аналізі впливу людського фактора на безпеку дорожнього руху.

Розроблено математичну модель диференціювання транспортного потоку на базі детерміновано-стохастичної моделі, що дозволить передбачити поведінку водія на дорозі в залежності від його психофізіологічних якостей. В основі дослідження лежить детерміновано-стохастичний підхід, який дозволяє створити математичну модель більш гнучко, дозволяючи враховувати необхідні характеристики автотранспортних потоків.

### **ВИСНОВОК**

Проведено аналіз класичних моделей транспортних потоків. Більшість розглянутих макроскопічних, мікроскопічних і ймовірних моделей не розглядають людський фактор, а поведінка людини надає великий вплив на основні характеристики автотранспортних потоків. Серед усіх розглянутих моделей було, як найбільш гнучко, запропоновано детерміновано-стохастичну модель неоднорідного автотранспортного потоку з врахуванням неоднорідності поведінки водіїв. Розглянуто чотири типи поведінки водія: S, H, M, F, для яких швидкість реакції залежить від манери керування. З розглянутих сценаріїв видно, що швидкість реакції водія впливає на середню швидкість потоку та його основні характеристики.

Запропоновано алгоритм оцінки впливу зміни смуги руху на швидкості багатосмугового потоку з різними маневрами, який дозволяє з'ясувати, чи виникне на ділянці, що розглядається, затор і, при його відсутності, обчислити ймовірності успішної зміни смуги руху для транспортного засобу кожного типу в залежності від смуги, на якій транспортний засіб починає рух на ділянці.

Відповідно до результатів розрахунків встановлено, що при інтенсивності руху на ділянці  $Q = 1,3$  (авт/с) ( $Q = 4562$  (авт/год)) відповідно до розробленої моделі виникає затор. При максимально досяжній на аналізованій п'ятикутній ділянці інтенсивності потоку ( $C = 1,5$ ) переріз магістралі в середньому перетинає 1,2 транспортних засобів на секунду, а за годину через ділянку проходить в середньому 4320 транспортних засобів.

Якщо обмежити довжину ділянки зміни смуги руху величиною 1200 м, то інтенсивність потоку не повинна перевищувати 0,8 транспортних засобів на секунду або 2880 транспортних засобів на годину.

### **ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ**

1. Сильянов, В.В. Теория транспортных потоков в проектировании дорог и организации движения / В.В. Сильянов. - М.: Транспорт, 1977. - 303 с.
2. Яшина, М.В. Детерминированно-стохастическая модель трафика с вариацией психофизиологических свойств водителей / М.В. Яшина, А.Г. Таташев, А.С. Доткулова, Н.П. Сусоев // СИНХРОИНФО, 2019. - №6 - 74 - 79 с.
3. Бугаев, А.С. Восстановление динамики транспортного потока на основе детерминированно-стохастической модели и данных с интеллектуально транспортных систем. / А.С. Бугаев, А.Г. Таташев, М.В. Яшина, О.С. Лавров, Е.А. Носов // Т-Comm. - 2019. - Т. - 13. - №. - 10. - 35 - 44с.
4. Lighthill, M.J. A Theory of Traffic Flow on Long Crowded Roads / M.J. Lighthill, G.B. Whitham // Proceedings of the Royal Society of London, 1955. - 317 - 345 p.
5. Nagel, K. A cellular automation models for freeway traffic / K. Nagel, M. Schreckenberg // Journal de physique I, 1992. - Т. 2. - №. 12. - 2221 - 2229 с.
6. Greenshields, B.D. The photographic Method of Studying Traffic Behaviour / B.D. Greenshields // Proc. US Highway Res. Board, 1933.
7. Greenshields, B.D., A study of Traffic Capacity / B.D. Greenshields // Proc. US Highway Res. Board, 1934 - 448 - 494 p.



8. Treiber, M. Congested traffic states in empirical observations and microscopic simulation / M. Treiber, A. Hennecke A., D. Helbing // *Phys. Rev. E*, 2000, vol. 62, pp. 1805 - 1824.
9. Wolfram, S. *Statistical Mechanics of Cellular Automata* / S. Wolfram // *Reviews of modern physics*, 1983 - T. 55 - №. 3 - 601 с.
10. Gardner, M. The fantastic combinations of John Conway's new solitaire game "life". / M. Gardner // *Scientific American*, 1970 - № 4.
11. Daganzo, C. F. *Problem Sets: Fundamentals of Transportation and Traffic Operations* / C. F. Daganzo. // Institute of Transportation Studies, University of California at Berkeley, 1998.
12. Kerner, B.S., *The physics of traffic* / B.S. Kerner, 2004 - 683 p.
13. Buslaev, A.P. The deterministic-stochastic flow model / A.P. Buslaev, V.M. Prikhodko, A.G. Tatashev, M.V. Yashina, 2005.
14. Blank, M.L. Exact analysis of dynamical systems arising in models of traffic flow / M.L. Blank // *Russian Mathematical Surveys*. - 2000, V - 55, No - 3, 562 - 563 p.
15. Kanai, M. Exact solution and asymptotic behaviour of the asymmetric simple exclusion process on a ring / M. Kanai, K. Nishinari, T. Tokihiro // arXiv.0905.2795v1 [cond-mat-stat-mech], 2009.
16. Daduna, H. *Queuing networks with discrete time scale: explicit expression for the steady state behavior of discrete time stochastic networks.* / H. Daduna // Berlin: Springer, 2001
17. Buslaev, A.P. Particles flow on the regular polygon / A.P. Buslaev, A.G. Tatashev // *Journal of Concrete and Applicable Mathematics* - 2011 - T. 9 - №. 4 - 290 - 303 p.
18. Spitzer, F. *Interaction of Markov processes* / F. Spitzer // *Advances in Mathematics*. - 1970 - V - 5. No - 2 - 246 - 290p.
19. Pospelov, P.I. Evaluation methodology of distribution of vehicle lane-change probabilities on multilane road before crossroad / P.I. Pospelov, Le Duc Long, A.G. Tatashev, M.V. Yashina // *2021 Systems of Signals Generating and Processing in the Field of on Board Communications*. - IEEE. - 2021. - 1 - 5p.

#### REFERENCES

1. Silyanov, V.V. *Theory of transport flows in the design of roads and the organization of traffic* / V.V. Silyanov - M.: Transport, 1977 - 303 p.
2. Yashina, M.V., & Tatashev, A.G., & Dotkulova, A.S., & Susoev, N.P. Deterministically - stochastic model of traffic with a variation of the psychophysiological properties of drivers / M.V. Yashina, A.G. Tatashev, A.S. Dotkulova, N.P. Susoev // *SYNCHROINFO*, 2019 - No. 6 - 74 - 79 p.
3. Bugaev, A.S., & Tatashev, A.G., & Yashina, M.V., & Lavrov, O.S., & Nosov, E.A. Reconstruction of traffic flow dynamics based on a deterministic stochastic model and data from intelligent transport systems. / A.S. Bugaev, A.G. Tatashev, M.V. Yashina, O.S. Lavrov, E.A. Nosov // *T-Comm*. - 2019. - T. - 13. - no. - 10. - 35 - 44s.
4. Lighthill, M.J., & Whitham, G.B. *A Theory of Traffic Flow on Long Crowded Roads* / M.J. Lighthill, G.B. Whitham // *Proceedings of the Royal Society of London*, 1955 - 317 - 345 p.
5. Nagel, K., & Schreckenberg M. A cellular automation models for freeway traffic / K. Nagel, M. Schreckenberg // *Journal de physique I*, 1992 - T. 2 - №. 12 - 2221 - 2229 с.
6. Greenshields, B.D. *The photographic Method of Studying Traffic Behaviour* / B.D. Greenshields // *Proc. US Highway Res. Board*, 1933.
7. Greenshields, B.D. *A study of Traffic Capacity* / B.D. Greenshields // *Proc. US Highway Res. Board*, 1934 - 448 - 494 p.
8. Treiber, M., & Hennecke, A., & Helbing, D. Congested traffic states in empirical observations and microscopic simulation / M. Treiber, A. Hennecke, D. Helbing // *Phys. Rev. E*, 2000, vol. 62, pp. 1805 - 1824.
9. Wolfram, S. *Statistical Mechanics of Cellular Automata* / S. Wolfram // *Reviews of modern physics*, 1983 - T. 55 - №. 3 - 601 с.
10. Gardner, M. The fantastic combinations of John Conway's new solitaire game "life". / M. Gardner // *Scientific American*, 1970 - № 4.
11. Daganzo, C.F. *Problem Sets: Fundamentals of Transportation and Traffic Operations* / C.F. Daganzo. // Institute of Transportation Studies, University of California at Berkeley, 1998.
12. Kerner, B.S. *The physics of traffic* / B.S. Kerner, 2004 - 683 p.
13. Buslaev, A.P., & Prikhodko, V.M., & Tatashev, A.G., & Yashina, M.V. The deterministic - stochastic flow model / A.P. Buslaev, V.M. Prikhodko, A.G. Tatashev, M.V. Yashina, 2005.
14. Blank, M.L. Exact analysis of dynamical systems arising in models of traffic flow / M.L. Blank // *Russian Mathematical Surveys*. - 2000, V - 55, No - 3, 562 - 563 p.

15. Kanai, M., & Nishinari, K., & Tokihiro, T. Exact solution and asymptotic behaviour of the asymmetric simple exclusion process on a ring / M. Kanai, K. Nishinari, T. Tokihiro // arXiv.0905.2795v1 [cond-mat-stat-mech], 2009.
16. Daduna, H. Queuing networks with discrete time scale: explicit expression for the steady state behavior of discrete time stochastic networks. / H. Daduna // Berlin: Springer, 2001
17. Buslaev, A.P., & Tatashev, A.G. Particles flow on the regular polygon / A.P. Buslaev, A.G. Tatashev // Journal of Concrete and Applicable Mathematics - 2011 - Т. 9 - №. 4 - 290 - 303 p.
18. Spitzer, F. Interaction of Markov processes / F. Spitzer // Advances in Mathematics. - 1970 - V - 5. No - 2 - 246 - 290p.
19. Pospelov, P.I., & Le Duc Long, & Tatashev, A.G., & Yashina M.V. Evaluation methodology of distribution of vehicle lane-change probabilities on multilane road before crossroad / P.I. Pospelov, Le Duc Long, A.G. Tatashev, M.V. Yashina // 2021 Systems of Signals Generating and Processing in the Field of on Board Communications. - IEEE. - 2021. - 1-5p.

***M. Handziuk Deterministic-stochastic model of heterogeneous auto transport flow.***

The structure of the traffic flow can be characterized by the types of vehicles, the degree of their load with objects of transportation, as well as traffic modes.

Mathematical modeling helps to describe the state of the traffic flow and study its characteristics. With its help, it is possible to develop a number of models for the transport system that will help solve practical problems. Depending on the tasks to be solved, models can be classified by approaches, description and level of problem solving. There are several large groups classified by approaches: macroscopic, microscopic, models of cellular automata and probabilistic models. In the classification according to the level of problem solving, predictive, simulation and optimization models are distinguished.

When modeling traffic flows, a large number of factors with different change intervals should be taken into account: road capacity, road surface quality, drivers' reactions, vehicle operation algorithms. Analyzing these factors, it is possible to conclude that transport flows have such properties as: stochasticity, non-stationarity, spatial and temporal, as well as informational.

Stochasticity occurs most often due to the human factor. The behavior of a vehicle on the road can only be predicted with a certain probability by dividing the vehicles into groups. Such behavior cannot be described only by the laws of solid mechanics.

Non-stationarity occurs due to changes in weather conditions, traffic conditions, time of day, season.

In modern science, transport models were considered from the point of view of two approaches: probabilistic, which uses the methods of mass service theory, and hydrodynamic, which reduces the transport flow to the solution of hydrodynamic equations.

Among the approaches, deterministic-stochastic can also be distinguished, which is used further to build the model. This approach takes into account two components: deterministic and stochastic. In the first, all the factors affecting decision-making are taken into account and known in advance, in the second there is an element of uncertainty, which depends on the probability of maneuvering cars inside the stream.

The stochastic approach makes it possible to differentiate the behavior of road users. Therefore, with its help, you can fine-tune the mathematical model.

The circumstances described above indicate the relevance of developing a mathematical model of heterogeneous traffic flow, which is based on a deterministic-stochastic approach.

**Key words:** traffic flow, deterministic-stochastic model, probability, traffic model, traffic lane, flow intensity, flow density, flow speed, driver reaction time.

*ГАНДЗЮК Микола Олександрович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: [Gandyuk64.MG@gmail.com](mailto:Gandyuk64.MG@gmail.com). <http://orcid.org/0000-0002-3552-4256>.

*Mykola HANDZIUK*, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: [Gandyuk64.MG@gmail.com](mailto:Gandyuk64.MG@gmail.com). <http://orcid.org/0000-0002-3552-4256>.

DOI 10.36910/automash.v1i20.1039

Гнип М.М.

*Івано-Франківській національній технічній університет нафти і газу***ДОСЛІДЖЕННЯ ПОТУЖНІСНИХ ТА ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ, ЯКІ КОНВЕРТОВАНІ НА СУМІШЕВЕ ГАЗОВЕ ПАЛИВО**

Досліджено енергетичні цінності та показники дизельних двигунів, які конвертовані на альтернативне сумішеве газове паливо. Проведено теоретичні дослідження конвертації дизельних двигунів на газомоторні палива. Сформульовані методика та планування експериментальних досліджень використання альтернативного сумішевого палива в переобладнаних дизельних двигунах. Проводились стендові дослідження. Дизельний двигун було переобладнано для роботи на альтернативній газовій суміші. Для порівняльної оцінки показників двигуна на дизельному паливі з відповідними показниками конвертованого дизельного двигуна на суміші пропан-бутану з добавками на основі піролізного газу в кількості 5 та 10 % знімалися навантажувальні характеристики двигуна на фіксованих частотах обертання колінчастого валу. Перед вимірюваннями параметрів для стабільного протікання робочого процесу двигун на заданому режимі працював не менше 5 хвилин. Результати вимірювань заносились в протокол випробовувань при трикратному повторюванні на кожному режимі роботи двигуна.

Експериментально визначали залежність ефективної потужності  $N$  від частоти обертання колінчастого вала двигуна  $n$  з різним моторним паливом. Експериментальні дослідження показали, що максимальна ефективна потужність двигуна при використанні чистого пропан-бутану замість дизельного палива зросла з 17,1 до 18,1 кВт або на 5,2 %; максимальна ефективна потужність двигуна при використанні суміші 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу замість дизельного палива збільшилась з 17,1 до 17,5 кВт або на 2,3 %; максимальна ефективна потужність двигуна при використанні суміші 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу замість дизельного палива знизилась з 17,1 до 16,9 кВт або на 1,2 %.

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

**ВСТУП**

Запаси нафти в надрах Землі постійно зменшуються. За найоптимістичнішими прогнозами, при існуючих обсягах розвіданих запасів і обсягах видобутку нафти людству вистачить приблизно на 50 років [1]. Газомоторне паливо є другим енергоносієм після нафти. В даний час газ використовується як моторне паливо в більшості країн світу. У даний час газове паливо найбільш широко використовується в Аргентині та Бразилії. [2].

**АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Вивчення досвіду розробок вітчизняних і зарубіжних фахівців показує, що дизелі, переобладнані в газові двигуни, мають високі тягово-динамічні та паливно-економічні характеристики, а за екологічною безпекою навіть значно перевершують базові дизелі [3, 4]. Це свідчить про те, що для вирішення комплексної проблеми зниження рівня споживання рідких нафтових палив необхідно суттєво збільшити частку силових приводів з газовими двигунами, а для цього, поряд з іншими заходами, розробити технології перетворення існуючих дизельних електроприводів на газові двигуни слід розробляти для нафтогазової промисловості. При цьому дизельні електроприводи, переобладнані в газові двигуни, мають одночасно знизити витрати на паливно-мастильні матеріали та зменшити негативний вплив двигунів на навколишнє середовище [5].

Газ як моторне паливо для дизельних двигунів має цілий ряд переваг [6]:

менші витрати на газове паливо порівняно з дизельними паливами нафтового походження, оскільки газове паливо в середньому на 30-40% дешевше дизельного палива;

- відсутність нагару, що збільшує ресурс переобладнаних двигунів в 1,5-2,5 рази;
- частота заміни моторних масел і масляних фільтрів подвоюється;
- краще сумішоутворення, готується більш однорідна горюча суміш, вона рівномірніше розподіляється по циліндрах двигуна, плавніше зростає тиск згорання, що також подовжується ресурс переобладнаних двигунів;
- газовий двигун швидше прогривається до робочої температури, тим самим знижується знос циліндро-поршневої групи і витрата палива кабріюлета;
- досягається більш повне згорання палива, отже, значно знижується токсичність вихлопних газів після конверсії;
- знижений шум двигуна.

Широке використання стиснутих та зріджених газових палив в дизельних двигунах технологічних установок нафтогазової галузі в нашій державі стримується внаслідок [7]:

- наявність серійного виробництва дизельних двигунів, що працюють на газі;
- зниження продуктивності робототехнічного обладнання при одній заправці газом поблизу лінії з нафтовими пожежами;
- висока пускова потужність газових двигунів взимку;
- переміщення масогабаритних параметрів обладнання при встановленому газопроводі;
- необхідність впливу на інфраструктуру транспортування та наповнення рухомих газів і газових балонів;
- негативні докази переважання дизельних двигунів для роботи у газодизельному режимі через їх низьку економічність та значну ціну за газодизельний агрегат.

Незважаючи на ці недоліки, у зв'язку з тенденцією постійного зростання вартості дизельного палива та впровадженням все більш суворих стандартів токсичності вихлопних газів, у майбутньому використання стисненого та зрідженого газу в дизельних двигунах у світі та у нас країна буде тільки розвиватися.

Про переваги переобладнання дизельних двигунів у газіві з іскровим запалюванням свідчить достатня кількість провідних світових фірм, які створили моногазові двигуни [8].

Відомі світові концерни такі, як MAN, Scania, Mercedes-Benz та інші вже розробили на базі дизельних двигунів газіві для автобусів та вантажних автомобілів [9].

На Ярославському моторному заводі досліджували газовий двигун, який був створений на базі дизельного двигуна ЯМЗ-236НЕ [11]. Двигун обладнували системою запалювання та газовою апаратурою з електронним управлінням, що мав максимальну питому витрату газу – 0,24 м<sup>3</sup>/кВт·год. Газовий двигун комплектувався штатним турбокомпресором та системою нейтралізації відпрацьованих газів. Конвертований двигун відповідав вимогам Правил ЕЕК ООН до рівня Євро-3 і зменшив викиди СО<sub>2</sub> на 30 % в порівнянні з базовим дизельним двигуном [12]. Система живлення з електронним управлінням автоматично забезпечувала склад газоповітряної суміші для забезпечення досягнення оптимальних показників паливної економічності.

В Україні теж є досвід переобладнання дизельних двигунів в газіві. Наприклад, в Інституті проблем машинобудування ім. А. Н. Подгорного НАНУ розроблено технологію переобладнання дизельних двигунів в газіві, створено зразок газового двигуна на базі дизельного Д-21 [15], що має номінальну потужність 18,4 кВт. Розроблена технологія передбачала максимальну орієнтацію на використання серійної газової апаратури і елементів систем запалення, мінімум змін в конструкції двигуна. Паливна економічність на режимі номінальної потужності погіршилась для конвертованого на газ двигуна на 11 % у порівнянні з базовим дизельним двигуном.

Фахівці з Інституту проблем машинобудування разом з працівниками Харківського національного автомобільно-дорожнього університету розробили технологію конвертації [22]. Особливістю розробки, є створення оригінальної системи запалення підвищеної енергії, яка повинна забезпечити двигуну хороші пускові характеристики в умовах мінусових температур. Переобладнання двигуна на газове паливо дозволило знизити викиди шкідливих речовин, в середньому, в 1,5-2 рази.

Потрібно відзначити, що переобладнання дизельних двигунів на метан або пропан-бутанову суміш не повністю відповідає вирішенню завдання переведення об'єктів та машин на відновлювальні та альтернативні джерела енергії [16]. Сьогодні в нашій країні є великі обсяги паливного потенціалу у вигляді низькокалорійних газів (піролізний, шахтний, доменний, коксовий, біогаз, гази звалищ). В

истовуються, а частково викидаються в атмосферу, забруднюють навколишнє середовище та не використовуються як моторні палива [17]. Одним із шляхів вирішення загальнодержавної проблеми переведення об'єктів та машин на відновлювальні джерела енергії є використання в якості альтернативних палив сумішей традиційних моторних та низькокалорійних газових палив в мобільних технологічних установках з двигунами внутрішнього згорання, зокрема це стосується і пересувних дизельних компресорних установках нафтогазової галузі.

Проте, потрібно зазначити, що в нашій країні набутий невеликий досвід в напрямку переобладнання дизельних двигунів в газові [18]. Аналіз результатів показує, що для конвертації в нафтогазовій галузі дизельних двигунів в газові багато питань науково-технічного характеру ще доцільно вирішити.

### ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Ціль роботи – дослідження енергетичної цінності та характеристик дизельних двигунів конвертованих на альтернативне сумішеве газове паливо.

Науково-технічні завдання полягають в наступному:

- потрібне вивчення шляхів вдосконалення робочих процесів переобладнаних газових двигунів, щоб підвищити економічність, потужність та надійність;
- дослідження енергоефективності дизельних двигунів внутрішнього згорання при їхньому переведенні на альтернативні газові палива;
- вдосконалення технології зниження ступеня стиску конвертованих дизелів.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Дослідження проводились на експериментальному стенді, який включав в себе дизельний двигун Д21А1, що був переобладнаний для роботи на альтернативній газовій суміші, та поршневий компресор К-5М. Технічна характеристика дизельного двигуна Д21А1 наведена в табл. 1. Зовнішній вигляд та схема переобладнаного на газове паливо дизельного двигуна Д21А1 наведені, відповідно, на рис. 1 та рис. 2.

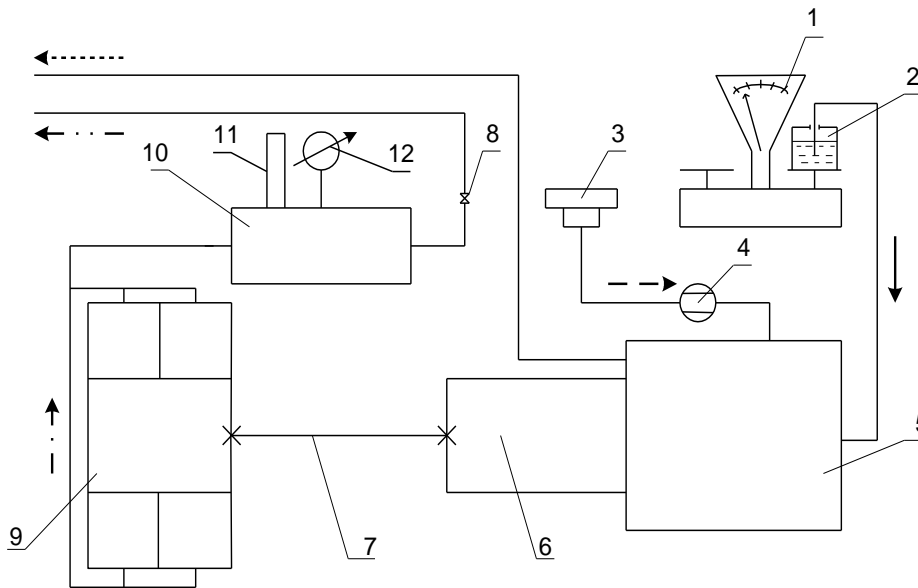
Таблиця 1 – Коротка технічна характеристика експериментального дизельного двигуна Д21А1

№ п/п	Назва параметрів	Один. вимірювання	Значення
1	2	3	4
1	Тип дизельного двигуна	-	Двоциліндровий, чотирьохтактний, повітряного охолодження
2	Робочий об'єм дизельного двигуна	л	2,08
3	Маса дизельного двигуна	кг	280
4	Спосіб сумішоутворення	-	Пряме впорскуванням дизельного палива, нероздільна камера згорання
5	Номінальна потужність двигуна	кВт (к.с.)	18 (25)
6	Ефективна питома витрата палива	г/кВтгод (г/к.с. год)	253 (186)
7	Частота обертання колінчастого вала двигуна при номінальній потужності	об./хв.	1800
8	Частота обертання колінчастого вала двигуна на оборотах холостого ходу	об./хв.	800



1 – конвертований на дизельний двигун Д21А1; 2 – трансмісія;  
3 – компресор К-5М; 4 – пристрій підігріву повітря

Рисунок 1 – Зовнішній вигляд експериментального стенду на базі конвертованого на газ дизельного двигуна Д21А1 для дослідження показників роботи двигуна на альтернативних газових сумішах



→ - напрямок руху палива в системі живлення експериментальної установки; → - напрямок руху повітря в системі живлення експериментальної установки; → - рух повітря до ресивера; ← - рух відпрацьованих газів двигуна в навколишнє середовище; ← - рух повітря в навколишнє середовище; 1 – вага для вимірювання витрати палива; 2 – ємність для палива; 3 – повітряний фільтр; 4 – газовий лічильник; 5 – дизельний двигун; 6 – коробка передач; 7 – карданна передача; 8 – дросель; 9 – компресор; 10 – ресивер; 11 – термометр для вимірювання температури повітря; 12 – манометр.

Рисунок 2 – Схема експериментального стенду на базі конвертованого на газ дизельного двигуна Д21А1 для дослідження показників роботи двигуна на альтернативних газових сумішах

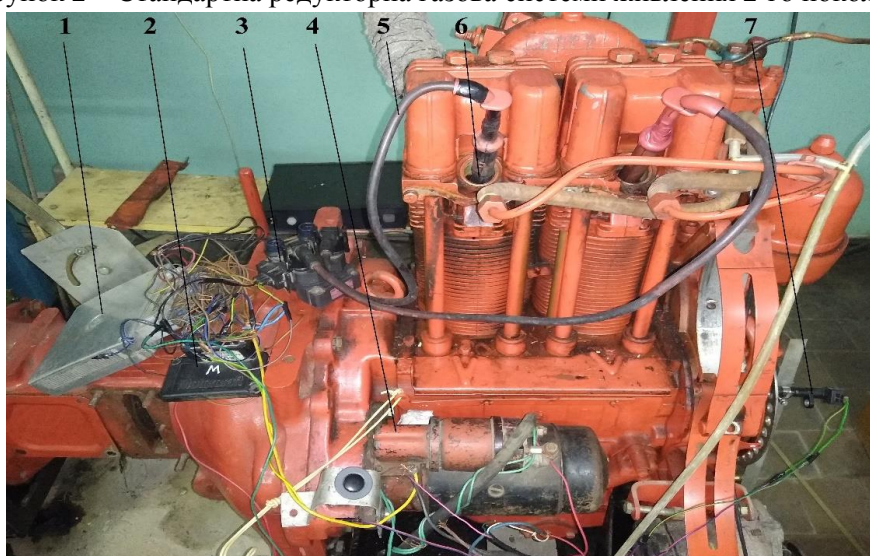
Дизельний двигун Д21А1 конвертовано для роботи на газовій суміші. Для цього з головок блоку були демонтовані дизельні форсунки, нарізана додаткова різьба в каналах розпилювачів форсунок та встановлені свічки запалення. Конструкція головок перероблена таким чином, що замість свічок запалення легко вкрутити назад дизельні форсунки. Конвертований таким чином двигун дозволяє за час до 10 хвилин переходити на різні палива міняючи місцями дизельні форсунки та свічки запалення.

На дизельний двигун була також змонтована стандартна редукторна газова системи живлення 2-го покоління та електронна система запалення власної розробки, які зображені на рис. 2, рис. 3.



1 – впускний тракт; 2 – газовий лічильник; 3 – газовий редуктор

Рисунок 2 – Стандартна редукторна газова системи живлення 2-го покоління



1 – електронний блок управління; 2 – комутатор; 3 – модуль запалення;

4 – стартер; 5 – високовольтні дроти; 6 – свічки запалення;

7 – датчик положення колін валу

Рисунок 3 – Система запалення конвертованого дизельного двигуна Д21А1

Суміш для живлення переобладнаного двигуна складалась з пропан-бутану, який подавався з газового балону (рис. 4) та піролізного газу, який поступав з циліндричних газових балонів (рис. 5). Маса витраченого газу або дизельного палива визначалась за допомогою електронної ваги (додаток А).

Потужність конвертованого двигуна експериментального стенда розраховувалась за формулами (1) та (2) за даними тисків газу (рис. 6) та витрати.

$$N_{\text{дв}} = \frac{L_1}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3}, \text{ кВт}, \quad (1)$$

де  $\eta_1, \eta_2, \eta_3$  – коефіцієнти корисної дії відповідно коробки перемикачів передач, карданної передачі і поршневого компресора.

$$L_2 = \frac{k}{k-1} \cdot P_1 \cdot V_1 \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \text{ Дж/год}, \quad (2)$$

$V_1$  – подача компресора за параметрів  $T_1, p_1$ , м<sup>3</sup>/год;

$P_1$  – абсолютний тиск повітря на вході в компресор, МПа;

приймалось  $p_1 = 0,1$  МПа;

$P_2$  – абсолютний тиск повітря на виході з компресора, МПа;

де  $n$  – показник політропи стиску;

Витрата повітря  $G_2$  компресором визначалась [20] за допомогою діафрагмового витратоміру диференційного перепаду тисків за формулою:

$$G_2 = \alpha F_0 \sqrt{2 \rho \Delta p}, \text{ кг/с}, \quad (3)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт витрати діафрагми;

$F_0$  – площа отвору діафрагми, м<sup>2</sup>;

$\rho$  – густина повітря, що нагнітається компресором, кг/м<sup>3</sup>;

$\Delta p$  – перепад тиску на діафрагмі, Па.

Розрахунок густини повітря проводився за формулою [65]:

$$\rho = \frac{P_K}{R_{\text{нов}} T_K}, \text{ кг/м}^3, \quad (4)$$

де  $T_K, P_K$  – температура (°К) та тиск (Па) повітря на виході компресора;

$R_{\text{нов}}$  – питома газова стала повітря.

Для проведення розрахунків згідно формул (3)-(4) були одержані значення основного конструктивного параметра витратоміра – діаметру отвору діафрагми, а також значення коефіцієнтів  $\alpha$  та  $\varepsilon$ . Далі витрата повітря компресором визначалась за вимірними значеннями  $\Delta p$ .



Рисунок 4 – Газовий балон з пропан-бутаном





Рисунок 5 – Газові балони з піролізним газом



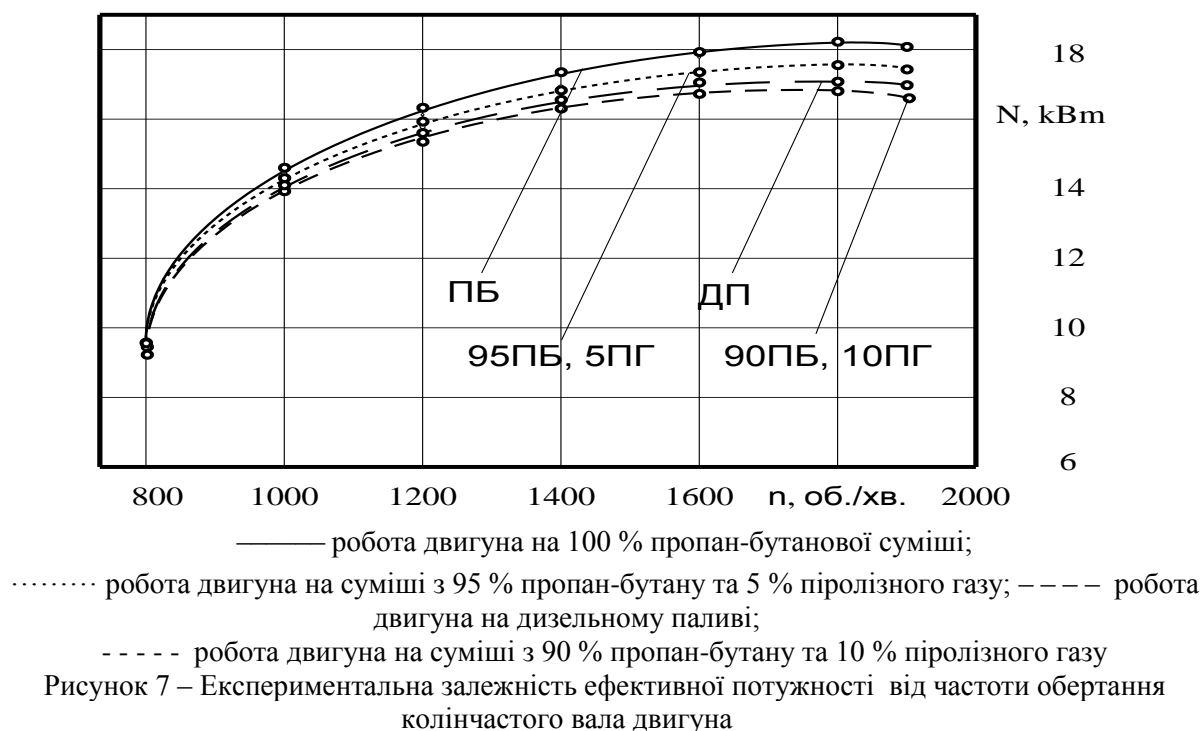
Рисунок 6 – Манометр для вимірювання тиску стисненого компресором газу

Важливе значення для потужності двигуна має теплотворна здатність сумішевого палива та порівняння його з дизельним паливом [20]. Літнє дизельне паливо має теплотворну здатність 43,4 МДж/кг [21]. Нижча теплота згорання пропан-бутанової суміші за однакових частках пропану та бутану по 50 % складає 46,0 МДж/кг. Таким чином, конвертація дизельного двигуна на чисту пропан-бутанову суміш дозволить підняти потужність двигуна приблизно на 6 %.

Газ одержаний при піролізі деревини акації мав показники нижчої теплотворної здатності – 13,83 МДж/кг або в 3,3 рази менше за теплотворну здатність пропан-бутанової суміші, є відновлюваним ресурсом та приблизно в 8,5 разів дешевше за чисту пропан-бутанову суміш. Тому з економічної точки зору доцільним є використання суміші пропан-бутану та піролізного газу.

Розрахунки показують, що для того, щоб альтернативна суміш пропан-бутану та піролізного газу мала показники теплотворної здатності дизельного палива в суміші має бути 92 % пропан-бутану та 8 % піролізного газу. Тому в даних експериментальних дослідженнях визначались показники потужності та питомої витрати палива для альтернативних сумішей: 100 % пропан-бутану; 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу; 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу. Також, для

порівняння, проводилось визначення аналогічних експлуатаційних параметрів для чистого дизельного палива. В цьому випадку паливний бак заповнювався дизельним паливом марки Л виробництва Кременчукського нафтоперегінного заводу [21]. Результати експериментальних досліджень експлуатаційних параметрів конвертованого двигуна зображені на рис. 7.



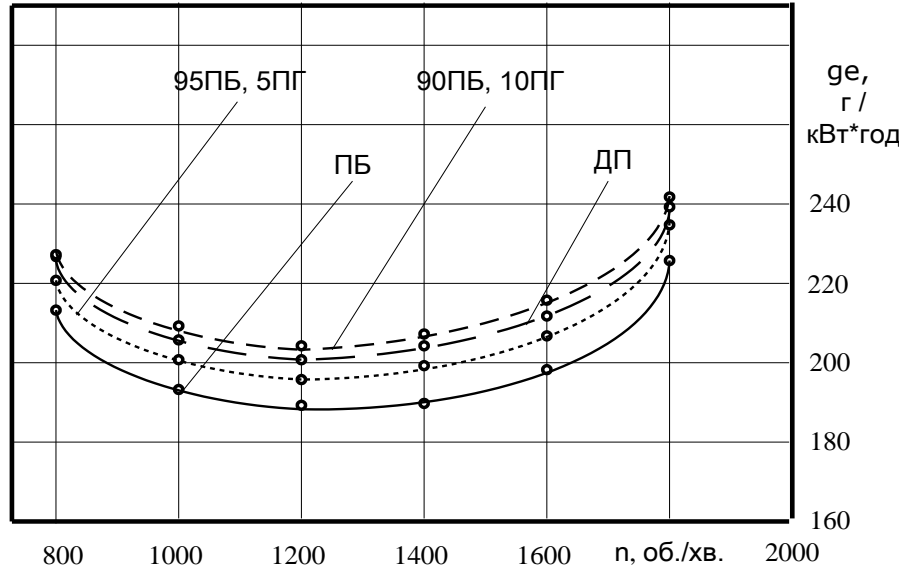
Експериментально встановлено, що показники максимальної потужності на режимі номінальних оборотів (1800 об./хв.) для різних паливних сумішей склали:

- паспортна максимальна потужність на дизельному паливі – 18,0 кВт;
- експериментально визначена максимальна потужність на дизельному паливі – 17,1 кВт;
- експериментально визначена максимальна потужність на 100 % пропан-бутанової суміші – 18,1 кВт;
- експериментально визначена максимальна потужність на суміші з 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу – 17,5 кВт;
- експериментально визначена максимальна потужність на суміші з 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу – 16,9 кВт.

За результатами експериментальних вимірювань масової витрати палива на протязі фіксованих значень часу (годинної витрати палива  $G_n$ ) та експериментально визначеної потужності були розраховані показники ефективної питомої витрати палива в залежності від частоти обертання колінчастого вала (рис. 11).

Експериментально встановлено, що показники ефективної питомої витрати палива на режимі максимальної потужності  $g_{eN}$  склали:

- експериментально визначена величина ефективної питомої витрати палива на 100 % пропан-бутанової суміші – 225 г/(кВт · год);
- експериментально визначена величина ефективної питомої витрати палива на суміші з 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу – 234 г/(кВт · год);
- експериментально визначена величина ефективної питомої витрати палива на дизельному паливі – 239 г/(кВт · год);
- експериментально визначена величина ефективної питомої витрати палива на суміші з 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу – 242 г/(кВт · год).



- робота двигуна на 100 % пропан-бутанової суміші;  
 ..... робота двигуна на суміші з 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу; - - - - робота двигуна на дизельному паливі;  
 - - - - робота двигуна на суміші з 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу

Рисунок 8 – Експериментальна залежність питомої витрати палива від частоти обертання колінчастого вала двигуна за різного моторного палива

Експериментально встановлено, що показники мінімальної ефективної питомої витрати палива на режимі максимального крутного моменту  $g_{e.min}$  склали:

- експериментально визначена величина мінімальної ефективної питомої витрати палива на 100 % пропан-бутанової суміші – 189 г/(кВт · год);
- експериментально визначена величина мінімальної ефективної питомої витрати палива на суміші з 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу – 196 г/(кВт · год);
- експериментально визначена величина мінімальної ефективної питомої витрати палива на дизельному паливі – 201 г/(кВт · год);
- експериментально визначена величина мінімальної ефективної питомої витрати палива на суміші з 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу – 203 г/(кВт · год).

#### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Отже, в результаті виконаних експериментальних досліджень встановлені залежності зміни максимальної ефективної потужності та ефективної питомої витрати палива конвертованого двигуна на режимі максимальної потужності та на режимі максимального крутного моменту при використанні дизельного палива і газової паливної суміші пропан-бутану з піролізним газом в кількості 5 та 10 %.

Експериментальні дослідження показали, що максимальна ефективна потужність двигуна при використанні пропан-бутану зросла на 5,2 %; максимальна ефективна потужність двигуна при використанні 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу збільшилась на 2,3 %; максимальна ефективна потужність двигуна при використанні 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу знизилась на 1,2 %.

Експериментально встановлено, що величина ефективної питомої витрати палива двигуна при використанні пропан-бутану знизилась на 5,9 %; величина ефективної питомої витрати палива двигуна при використанні 95 % пропан-бутану та 5 % піролізного газу зменшилась на 2,1 %; величина ефективної питомої витрати палива двигуна при використанні 90 % пропан-бутану та 10 % піролізного газу зросла на 1,3 %.

Також під час досліджень конвертованого дизельного двигуна вимірювались об'ємні частки оксидів азоту газоаналізатором „Автотест-02.03П”. Діапазон вимірювань вуглеводнів газоаналізатора складав 0–2000 ppm, абсолютна похибка вимірювань –  $\pm 10$  ppm.

## ВИСНОВКИ

Під час проведення досліджень виконувалася оцінка похибок результатів. З цією метою всі експериментальні дослідження за фіксованих основних параметрів (тиск, вага, температури, темпи нагрівання та ін.) проводились не менше п'яти разів. За підсумками кожної такої серії експериментів обчислювалися усереднені значення досліджуваних величин. Далі обчислювалися значення середньоквадратичних відхилень та їхні коефіцієнти варіації  $U$ . Результати обробки експериментальних даних показали, що всі дослідження проведені при досить малих відносних випадкових похибках. Їхні значення змінювались в залежності від виду палива, тисків і температур від 0,35 % до 1,78 %. Встановлено, що зі збільшенням температури стиснених газів та процесу піролізу величина похибки зростає. При незмінних умовах нагріву і вихідних даних склад кінцевих продуктів був стабільний. Проводячи оцінку результатів аналізу похибок виконаних експериментів, можна зробити висновок про досить високу стабільність результатів.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Mohan D., Pittman C., & Steele P. Pyrolysis of wood/biomass for biooil: A critical review. *Energy & Fuels*. 2006. № 20. P. 848-889.
2. Arnold S., Moss K., Henkel M., Hausmann, R. Biotechnological perspectives of pyrolysis oil for a biobased economy. *Trends in Biotechnology*. 2017. № 35. P. 925-936.
3. Яновський В.В. Покращення паливної економічності та екологічних показників конвертованих газових двигунів дорожніх транспортних засобів: дис. канд. техн. наук. Київ, 2004. 198 с.
4. Yves S., Diamantis A., Stéphane F. Catalyst technology for biofuel production: Conversion of renewable lipids into biojet and biodiesel. *Oilseeds and fats, crops and lipids*. 2013. № 20 (5). P. 502-510.
5. Матейчик В. П., Яновський В. В., Захарчук В. І. Дослідження газового двигуна з іскровим запалюванням, переобладнаного з дизеля. *Автошляховик України*. 2008. № 4. С.13–16.
6. Марков В. А., Бебенин Е В., Гладышев С. П. Сравнительный анализ альтернативных моторных топлив для дизелей. *Машиностроение*. 2014. № 5. С. 43–48.
7. Марков В. А., Гайворонский А. И., Грехов Л. В. Работа дизелей на нетрадиционных топливах. *Легион-Автодата*. 2008. 464 с.
8. Захарчук В. І., Сітовський О. П., Козачук І. С. Техніко-економічні аспекти конвертації дизелів у газові двигуни. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля*. 2004. № 7 (77). С. 114–117.
9. Гусаков С. В. Перспективы применения в дизелях альтернативных топлив из возобновляемых источников. М.: ИПК РУДН. 2008. 318 с.
10. Матейчик В.П., Захарчук В.І., Сітовський О.П., Захарчук О.В. Дорожні випробування колісного трактора з газовим двигуном. *Техніка і технології АПК*. 2010. № 1. С. 22–26.
11. Захарчук В. І., Сітовський О. П., Козачук І. С., Матейчик В. П. Дослідження можливості конвертації дизеля в газовий двигун. *Наукові нотатки: міжвузівський збірник*. 2003. № 13. С. 125–129.
12. Кутенёв В. Ф., Лукшо В. А. Разработка газового двигателя на базе дизеля ЯМЗ-236НЕ. Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт. 2007. Режим доступа к источнику: <http://www.nami.ru/subdivisions/engines/energy-efficient-technologies/development/>
13. Бганцев В. Н., Левтеров А. М., Мараховский В. П. Газовый двигатель на базе четырёхтактного дизеля общего назначения. *Мир техники и технологий*. 2003. № 10. С. 74–75.
14. Кабанов А. Н. Основы использования природного газа в качестве топлива для автомобильных двигателей. Х.: ХНАДУ. 2012. 240 с.
15. Бганцев В. Н., Левтеров А. М., Кайдалов А. А., Канило П. М., Мараховский В. П. Газовый двигатель на базе дизеля Д-21. *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. 36. наук. пр. 2002. Вип. 30. С. 24-27.
16. Liang Y., Zhao X., Chi Z., Rover M., Johnston P., Brown R., Wen Z. Utilization of acetic acid- rich pyrolytic bio- oil by microalga *Chlamydomonas reinhardtii*: Reducing bio- oil toxicity and enhancing algal toxicity tolerance. *Bioresource Technology*. 2013. № 133. P. 500-506.
17. Микитенко В. В. Формування системи забезпечення ефективного використання енергоресурсів у промисловості: автореф. дис. докт. тех. наук. К., 2007. 37 с.

18. Кузьменко А. П. Покращення показників малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням за рахунок вибору параметрів, що визначають процес згоряння: автореф. дис. на здобуття наук. канд. техн. наук. Харків, 2012. 20 с.
19. Леонтьев А. П., Беев Э. А. Расчет аппаратов воздушного охлаждения. Тюмень: ТюмГНГУ. 2000. 74 с.
20. Гнип М. М. Дослідження потужності дизельного двигуна на біодизельному паливі з водорості. Проблеми і перспективи розвитку транспорту: тези доп. VIII-ї всеукр. наук.-практ. конф. студентів та молодих вчених, м. Одеса, 18 квітня 2019 р. Одеса, 2019. С. 70–73.
21. ДСТУ 6081:2009 Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Київ: Держспоживстандарт України, 2009. 16 с.
22. Богомолов В. А., Абрамчук Ф. И., Манойло В. М., Воронков А. И., Салдаев С. В. Особенности конструкции экспериментальной установки для проведения исследований газового двигателя 6Ч13/14 с искровым зажиганием. Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2007. № 37. С. 43-47.

## REFERENCES

1. Mohan D., Pittman C., & Steele P. Pyrolysis of wood/biomass for biooil: A critical review. *Energy & Fuels*. 2006. № 20. R. 848-889.
2. Arnold S., Moss K., Henkel M., Hausmann, R. Biotechnological perspectives of pyrolysis oil for a biobased economy. *Trends in Biotechnology*. 2017. № 35. R. 925-936.
3. Yanovskyi V.V. Pokrashchennia palyvnoi ekonomichnosti ta ekolohichnykh pokaznykiv konvertovanykh hazovykh dvyhuniv dorozhnykh transportnykh zasobiv: dys. kand. tekhn. nauk. Kyiv, 2004. 198 s.
4. Yves S., Diamantis A., Stéphane F. Catalyst technology for biofuel production: Conversion of renewable lipids into biojet and biodiesel. *Oilseeds and fats, crops and lipids*. 2013. № 20 (5). R. 502-510.
5. Mateichyk V. P., Yanovskyi V. V., Zakharchuk V. I. Doslidzhennia hazovoho dvyhuna z iskrovym zapaliuvanniam, pereobladnanyho z dyzelia. *Avtoshliakhovyk Ukrainy*. 2008. № 4. S.13–16.
6. Markov V. A., Bebenyn E V., Hladyshhev S. P. Sravnytelnyi analiz alternatyvnykh motornykh toplyv dlia dyzeliv. *Mashynostroenye*. 2014. № 5. S. 43–48.
7. Markov V. A., Naivoronskyi A. Y., Hrehhov L. V. Rabota dyzelei na netradytsyonnykh toplyvakh. *Lehyon-Avtodata*. 2008. 464 s.
8. Zakharchuk V. I., Sitovskyi O. P., Kozachuk I. S. Tekhniko-ekonomichni aspekty konvertatsii dyzeliv u hazovi dvyhuny. *Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu imeni V. Dalia*. 2004. № 7 (77). С. 114–117.
9. Husakov S. V. Perspektyvy pryimeneniya v dyzeliakh alternatyvnykh toplyv yz vozobnovliaemykh ystochnykov. М.: YPK RUDN. 2008. 318 s.
10. Mateichyk V.P., Zakharchuk V.I., Sitovskyi O.P., Zakharchuk O.V. Dorozhni vyprobuvannia kolisnogo traktora z hazovym dvyhunom. *Tekhnika i tekhnolohii APK*. 2010. № 1. S. 22–26.
11. Zakharchuk V. I., Sitovskyi O. P., Kozachuk I. S., Mateichyk V. P. Doslidzhennia mozhyvosti konvertatsii dyzelia v hazovyi dvyhun. *Naukovi notatky: mizhvuzivskyi zbirnyk*. 2003. № 13. S. 125–129.
12. Kutenëv V. F., Luksho V. A. Razrabotka hazovoho dvyhatelia na baze dyzelia YaMZ-236NE. Tsentralnyi nauchno-ysledovatel'skyi avtomobyl'nyi y avtomotornyi instytut. 2007. Rezhym dostupa k ystochnyku: <http://www.nami.ru/subdivisions/engines/energy-efficient-technologies/development/>
13. Bhandsev V. N., Levterov A. M., Marakhovskyi V. P. Hazovyi dvyhatel na baze chetyrekhtaktnoho dyzelia obshcheho naznacheniya. *Myr tekhniky y tekhnolohiyi*. 2003. № 10. S. 74–75.
14. Kabanov A. N. Osnovy yspolzovaniya pryrodnoho haza v kachestve toplyva dlia avtomobyl'nykh dvyhatelei. Kh.: KhNADU. 2012. 240 s.
15. Bhandsev V. N., Levterov A. M., Kaidalov A. A., Kanylo P. M., Marakhovskyi V. P. Hazovyi dvyhatel na baze dyzelia D-21. *Aviatsiino-kosmichna tekhnika i tekhnolohiia. Zb. nauk. pr.* 2002. Vyp. 30. S. 24-27.
16. Liang Y., Zhao X., Chi Z., Rover M., Johnston P., Brown R., Wen Z. Utilization of acetic acid- rich pyrolytic bio- oil by microalga *Chlamydomonas reinhardtii*: Reducing bio- oil toxicity and enhancing algal toxicity tolerance. *Bioresource Technology*. 2013. № 133. R. 500-506.
17. Mykytenko V. V. Formuvannia systemy zabezpechennia efektyvnoho vykorystannia enerhoresursiv u promyslovosti: avtoref. dys. dokt. tekhn. nauk. K., 2007. 37 s.

18. Kuzmenko A. P. Pokrashchennia pokaznykiv malolitrzhnogo hazovoho dvyhuna z iskrovym zapaliuvanniam za rakhunok vyboru parametriv, shcho vyznachaiut protses zghoriannia: avtoref. dys. na zdobuttia nauk. kand. tekhn. nauk. Kharkiv, 2012. 20 s.
19. Leontev A. P., Beev Э. A. Raschet apparatov vozduzhnogo okhlazhdeniya. Tiumen: TiumHNHU. 2000. 74 s.
20. Гніп М. М. Doslidzhennia potuzhnosti dyzelnoho dvyhuna na biodyzelnomu palyvi z vodorosti. Problemy i perspektyvy rozvytku transportu: tezy dop. VIII-yi vseukr. nauk.-prakt. konf. studentiv ta molodykh vchenykh, m. Odesa, 18 kvitnia 2019 r. Odesa, 2019. S. 70–73.
21. DSTU 6081:2009 Palyvo motorne. Efiry metylovi zhyrnykh kyslot olii i zhyriv dlia dyzelnykh dvyhuniv. Kyiv: Derzhspozhyvstandart Ukrainy, 2009. 16 s.
22. Bohomolov V. A., Abramchuk F. Y., Manoilo V. M., Voronkov A. Y., Saldaev S. V. Osobennosti konstruktsyy eksperymentalnoi ustanovky dlia provedeniya yssledovanyi hazovoho dvyhatelia 6Ch13/14 s uskrovym zazyhanyem. Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho avtomobilno-dorozhnoho universytetu. 2007. № 37. S. 43–47.

### ***Гніп М. Research of powerful and fuel - economic characteristics of diesel engines converted to alternative mixed gas fuel***

The energy values and indicators of diesel engines converted to alternative mixed gas fuel were studied. Theoretical studies of the conversion of diesel engines to gas engine fuels have been carried out. Formulated methodology and planning of experimental studies of the use of alternative mixed fuel in converted diesel engines. Bench studies were conducted. The diesel engine was converted to run on an alternative gas mixture. The dependence of the effective power  $N$  on the frequency of rotation of the crankshaft of the engine  $n$  with different engine fuel was determined experimentally. For a comparative evaluation of the performance of the engine on diesel fuel with the corresponding performance of the convertible diesel engine on a propane-butane mixture with additives based on pyrolysis gas in the amount of 5 and 10%, the load characteristics of the engine at fixed crankshaft rotation frequencies were recorded. Before measuring the parameters, the engine was operated at the specified mode for at least 5 minutes for a stable flow of the work process. The results of the measurements were recorded in the test protocol with three repetitions at each engine operating mode. Experimental studies showed that the maximum effective power of the engine when using pure propane-butane instead of diesel fuel increased from 17.1 to 18.1 kW or by 5.2%; the maximum effective power of the engine when using a mixture of 95% propane-butane and 5% pyrolysis gas instead of diesel fuel increased from 17.1 to 17.5 kW or by 2.3%; the maximum effective power of the engine when using a mixture of 90% propane-butane and 10% pyrolysis gas instead of diesel fuel decreased from 17.1 to 16.9 kW or by 1.2%.

**Key words:** pyrolysis, calorific value, alternative fuels, diesel engine, engine conversion to gas.

*ГНІП Марія Михайлівна*, доцент, 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>

*HNYP Mariia*, Docent, 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>

DOI 10.36910/automash.v1i20.1040

Голенко К.Е.<sup>1</sup>, Войчишин Ю.І.<sup>2</sup>, Свідерський В.П.<sup>1</sup>, Клипко О.Р.<sup>3</sup>  
<sup>1</sup> Хмельницький національний університет, м. Хмельницький, Україна  
<sup>2</sup> Національний університет «Львівська політехніка»  
<sup>3</sup> ВСП Автомобільно – дорожній фаховий коледж НУ «Львівська політехніка»

## МОДЕЛЮВАННЯ ПОВЕДІНКИ СКЛООЧИСНИКА ПІД ЧАС КОНТАКТУ З КРИВОЛІНІЙНОЮ ПОВЕРХНЕЮ, ФАКТОРИ ВПЛИВУ НА БЕЗПЕКУ ВОДІННЯ

Як відомо, склоочисник (також називають «двірником») являється пристроєм, що використовується для видалення крапель дощу (вологи) та бруду з вітрового скла транспортного засобу. Усі транспортні засоби (включно з поїздами та літаками) оснащені склоочисниками, що відповідають нормативним вимогам. Одним з ключових параметрів оцінки якості очищення поверхні скла виступає механічний тиск – його величина та характер розподілу по поверхні. У цій статті проводяться експерименти для демонстрації неоднорідності цього параметру при контакті склоочисника з криволінійною поверхнею скла. Зазначена неоднорідність посилюється рухомістю ланок механізму склоочисника та внутрішніми деформаціями його гумової щітки. Величина тиску залежить від таких факторів, як: притискне зусилля склоочисника; конфігурація гумової щітки (площа контактної поверхні, яка визначається профілем гумового леза), матеріалом виготовлення (еластичністю) щітки; конструкцією каркасу самого склоочисника, тощо. В рамках даної роботи буде змодельовано методом кінцевих елементів (МКЕ) поведінку склоочисника разом з гумовою щіткою під час контакту з криволінійною поверхнею скла в умовах змінного навантаження. Для теоретичного розуміння процесів деформацій авторами додатково будуть розглянуті різні математичні моделі, спрямовані на імітацію натурної поведінки склоочисника в реальних умовах експлуатації. В процесі досліджень даних математичних моделей буде проведено порівняння їх підходів щодо врахування реальних фізичних процесів навантаження та пружних деформацій складових склоочисника включно з енергіями зсуву шарів, тощо. На базі отриманих результатів буде сформувано висновки щодо порівняльності математичних моделей з МКЕ-моделями та визначено практичну ефективність застосування обох підходів аналізу поведінки склоочисників.

**Ключові слова:** склоочисники, вітрове скло, розподілений тиск, питоме навантаження, напруження, пластичні деформації, еластичність, математичні моделі, Ansys Transient Structural.

### ВСТУП

З точки зору комфорту водіння в автомобільному контексті зниження якості очищення поверхні скла може турбувати водія транспортного засобу візуально або акустично, що впливає на безпеку руху транспортного засобу. Дана проблема наразі викликає великий інтерес для виробників та розробників автобусів, легкових та вантажних автомобілів. Існує декілька нормативних актів, які регулюють стандарти склоочисників, у тому числі ті, що встановлені Федеральними Стандартами Безпеки Автомобілів (FMVSS) у Сполучених Штатах і Європейською економічною комісією ООН (ЄЕК ООН) у Європі. У Сполучених Штатах FMVSS 104 і FMVSS 135 встановлюють вимоги до систем склоочисників на автомобілях. FMVSS 104 вимагає, щоб системи склоочисників були здатні очищати певну ділянку вітрового скла, і вказує кількість циклів, які склоочисник повинен виконати під час тестування. FMVSS 135 вимагає, щоб система склоочисників не заважала роботі водія. Подібним чином Правила ЄЕК ООН № 43 (Regulation No. 43) містять вимоги до роботи склоочисників, включаючи їх здатність ефективно очищати вітрове скло від дощу, снігу чи іншого сміття. Зокрема, у Додатку (Аппех 7) зазначено, що щітки склоочисників мають бути сконструйовані таким чином, щоб забезпечити вільне поле зору водія та бути здатними ефективно працювати за різних умов, таких як дощ і сніг. Правила ЄЕК ООН № 43 визначають вимоги тестування склоочисників з типовим одинарним гумовим лезом щітки. Мета наших досліджень – проаналізувати поведінку гумового леза щітки у складі склоочисника під час контакту з криволінійною поверхнею скла в умовах змінного навантаження у середовищі Ansys Transient Structural. Додатково буде проаналізовано відповідні математичні моделі для імітації процесів деформації склоочисника.

### АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Перш ніж перейти до аналізу сучасних досліджень на тему ефективності експлуатації склоочисників та відповідних їм факторів впливу, слід ознайомитися з регуляторними вимогами Правил ЄЕК ООН № 43 (Regulation No. 43) [1]. Там чітко наведені стандартні розміри поперечного перерізу лез гумових щіток склоочисників, що дозволяє з впевненістю створювати власні Solid-моделі для проведення різнотипних розрахунків. Такий підхід несе практичну користь для

виробників, адже отримані результати тих чи інших розрахунків будуть базуватися на реальних профілях склоочисників.

Оскільки одним з основних критеріїв оцінки ефективності склоочисників виступає тиск на поверхню скла зі сторони відповідного леза гумової щітки, доцільно ознайомитися з публікацією [2], що розглядає критичні умови - виникнення вібраційних явищ, наприклад, стукотні вібрації. У статті [3] наведено точні математичні формули для частот вібрації гумового склоочисника на лобовому склі. Фактично прогнози моделі майже ідеально узгоджуються з експериментальними даними у статті. Ці математичні формули для частот вібрації гумового склоочисника на лобовому склі отримано з аналізу тривимірної пружної моделі з конкретними граничними умовами. Дану тематику доповнюють роботи [5-6].

Також є доцільним дослідити нові розробки в галузі склоочисників та підходи до наукових досліджень. Так, у статті [7] розглядаються різні патенти склоочисників шляхом прийняття різноманітних структур і пристроїв для досягнення нових функцій за останні роки. У порівнянні з новими конструкціями традиційний склоочисник має обмежену площу стирання. Крім того, він не здатний регулювати свою швидкість відповідно до зміни погоди. Таким чином, було створено кілька типів нових конструкцій склоочисників для оптимізації проблем, таких як обмежена зона очищення, очищення від сильного снігу, спрощення конструкції, зменшення шуму, вібрації та різкості руху (а саме NVH), зручність заміни щітки та автоматичне керування склоочисником. Так, робота [8] присвячена проектуванню та впровадженню адаптивного автоматичного склоочисника, чутливого до дощу, що належить до наукової новизни. У роботі [9] пропонується система склоочисників повітряним струменем, яка складається з високошвидкісного випускного отвору для повітря, встановленого на краю лобового скла, через який над вітровим склом випускається високошвидкісна маса повітря, яка називається повітряним пучком. Досить цікавою представляється публікація [10], де авторами наведено ретроспективний огляд, зосереджений на розробці дизайну склоочисників і омивачів автомобіля з 1939 по 2021 рік. На основі огляду помічено, що склоочисники та омивачі, встановлені на наземних транспортних засобах, пройшли серйозні розробки для оптимізації очищення лобового скла. Також було проведено огляд важливості належної роботи системи склоочисника та омивача, щоб зрозуміти фактор безпеки наявності такої системи для транспортних засобів пасажирів.

До наукових публікацій, що досліджують природу механічних процесів склоочисників (наприклад, тиск на скло, що є частиною теми нашого аналізу) можна віднести роботу [11], де представлено оптимізацію максимальної величини кутового прискорення вихідних ланок зв'язної системи для зменшення амплітуд звукових хвиль шуму склоочисника. Авторами створено модель руху CDLS, а потім її обґрунтовано за допомогою ADAMS. У роботі [12] окреслено вплив геометричної конфігурації системи склоочисників на появу стукоту. Результати вимірювань показують комбінований вплив навантаження, прикладеного до гумової щітки склоочисника, і кута атаки на вібраційний рівень щітки. Математична модель із чотирма ступенями свободи, заснована на теорії ковзання, вказує на необхідні умови для нестабільного руху з точки зору орієнтації щітки склоочисника на скляній поверхні. Публікація [13] охоплює теоретичні дослідження функціональності склоочисників (залежить від зарядки та розрядки конденсаторів). Цікава статистика наводиться у роботі [14] - загалом склоочисники використовувалися 8,6% часу. Під час польових експлуатаційних випробувань 96 учасників керували транспортними засобами з приладами, з яких записувалися дані водіння. Результати впливають на конструкцію та довговічність склоочисників, двигунів склоочисників, вітрового скла. Близькою до нашої публікації з точки зору методів досліджень (моделювання кінцевими елементами) та проаналізованих параметрів (навантаження на скло, деформації склоочисника) є публікація [15], де проаналізовано величину переміщення склоочисників залежно від тиску за допомогою методу кінцевих елементів (МКЕ) зі стандартами KS з алюмінієвого сплаву, виготовлених методом лиття під тиском. Згідно з результатами МКЕ, міцність кінцевого склоочисника з алюмінієвого сплаву покращилася на 55% порівняно зі сталевим склоочисником, а вага першого була меншою приблизно на 45%.

### **ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Ціль представлених досліджень полягає у визначенні особливостей моделювання поведінки склоочисників разом з гумовою щіткою під час контакту з криволінійною поверхнею скла. Такий підхід вирішує основну задачу - імітацію натурної поведінки склоочисника в реальних умовах експлуатації, дає цінні дані щодо факторів впливу на розподіл тиску по поверхні скла, деформацію



щітки склоочисника та підбір альтернативних матеріалів його виготовлення. Додатково проведені паралелі з математичними моделями, що описують взаємодію пружних шарів.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Перш ніж перейти до аналітичних досліджень Solid-моделі склоочисника, слід розглянути особливості конструкції вузла загалом. Отже, типова збірна конструкція склоочисника складається з фіксатора (1), каркасу склоочисника (2), гумового леза щітки склоочисника (3), які разом обертаються на осі кронштейну (4) (рис.1а). Фіксатор (1) сполучає каркас склоочисника (2) з однієї сторони та кронштейн осі обертання (4) – з іншої. Вісь кронштейну приводиться в обертальний рух відповідним електродвигуном. Фіксатор (1) з'єднаний циліндричним шарніром з кронштейном (4) та притискається до поверхні скла пружиною (рис.1в). На рис.1в проілюстровано модель склоочисника в зборі.

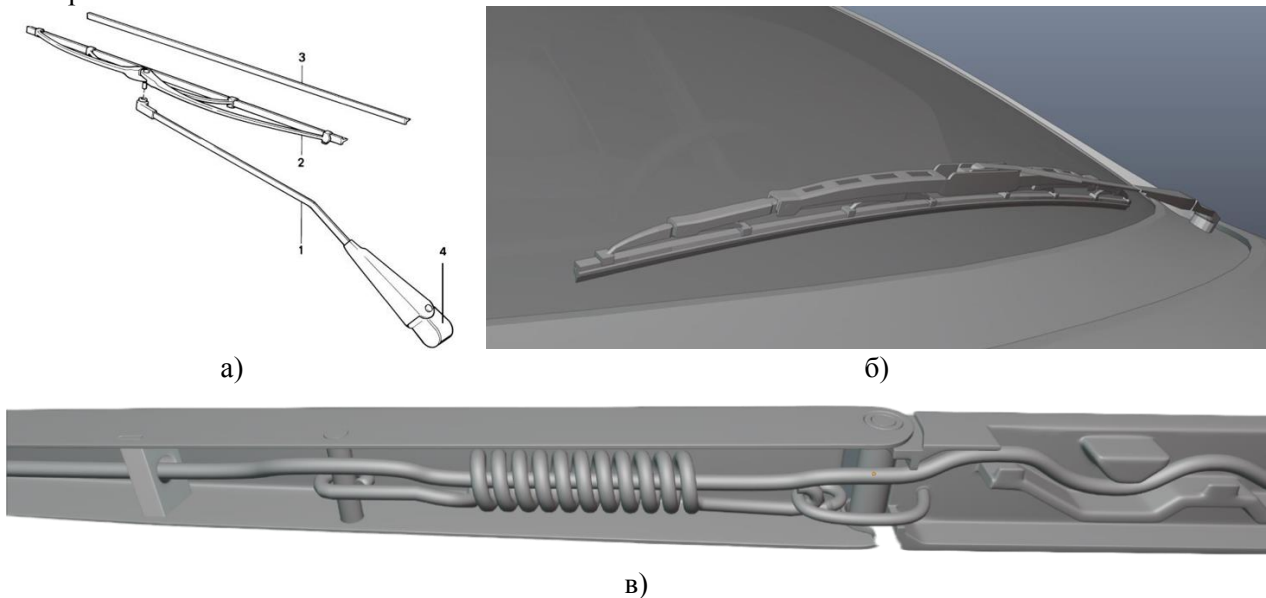


Рисунок 1 – Модель механізму склоочисника: а) принципова схема; б) Solid-модель на авто; в) притискна пружина під фіксатором

Навантаження, створюване пружиною (рис.1в), розташованою під фіксатором (1), передається безпосередньо на каркас склоочисника, створюючи тиск на поверхню скла через гумове лезо щітки. Здавалося б, що цей розподіл буде рівномірним по довжині контакту леза зі склом, проте це не є так: каркас склоочисника (2) являє собою збиральну конструкцію з системи коромисел (ланок), що обертаються на власних осях (рис.1б). Їх задача полягає у забезпеченні повторюваності кривизни скла самим склоочисником. Гумова щітка кріпиться до сталевих коромисел каркасу склоочисника відповідними затискачами, жорсткість котрих є суттєво вищою за гумову щітку. В результаті зазначені затискачі створюють точкові навантаження на гумову щітку, моделювання деформації якої буде представлено нижче. І якщо вже на даному етапі спробувати припустити, що розв'язання цієї проблеми може полягати у підборі гуми щітки вищої жорсткості або альтернативній конфігурації профілю леза (розміри поперечного перерізу), то, на жаль, це не є можливим, адже обидва параметри передбачені вимогами Правил ЄЕК ООН № 43 (Regulation No. 43).

Для розуміння: зазначене гумове лезо (позначене 4 на рис.2а) випробовується за стандартним тестом. Гумова щітка склоочисника, яка використовується для випробування на безпечність жорсткості стирання скла від бруду, має бути на основі гуми хлоропренового типу (клас CR), хлорована та з антифрикційним покриттям на основі графіту та повинна рухатися по поверхні (9) стандартизованої посудини шириною 80 мм або у іншому сертифікованому обладнанні, умови якого докладно описані у вимогах чинних Правил ЄЕК ООН № 43 (Annex 3). Рис.2б Правил ЄЕК ООН № 43 (Regulation No. 43) визначає розміри поперечного перерізу гумової щітки. Так, товщина леза (7) складає 0.6 мм; шийка (2) – 0.5 мм; висота (1 і 3) – 5 мм; ширина (5) – 9 мм.

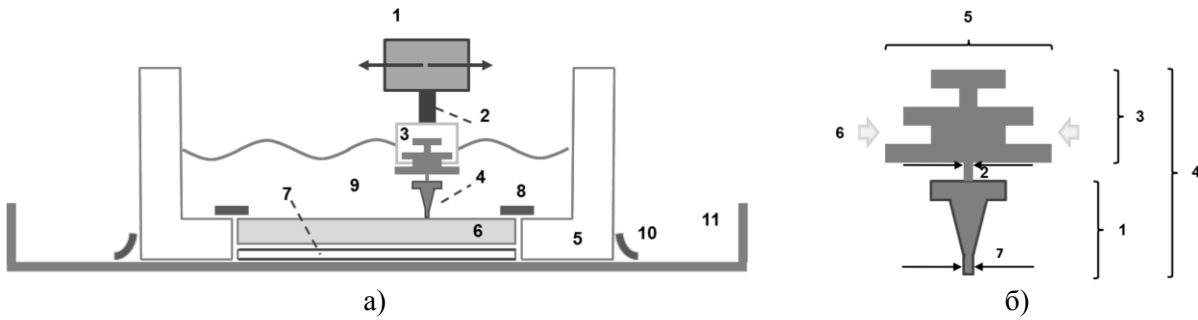


Рисунок 2 – Параметри щітки склоочисника згідно з Правил ЄЕК ООН № 43: а) нормативні випробування; б) поперечне сечення щітки

Для розрахунку питомого навантаження можуть бути застосовані різні математичні моделі. Найбільш поширеною є модель Вінклера - лінійна пружна модель місцевих деформацій з єдиним параметром жорсткості (рис.3).

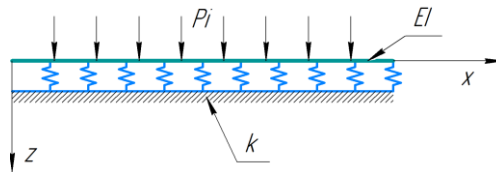


Рисунок 3 – модель Вінклера

Відповідне рівняння моделі можна записати так:

$$EI \frac{d^4 w(x)}{dx^4} + kw(x) = \sum_{i=1}^m P_i \delta(x - x_i), \quad (1)$$

де:  $w(x)$  - вертикальний прогин балки;  $EI$  - жорсткість балки Ейлера-Бернуллі на прогин;  $P_i$  – точкові навантаження від коромисел склоочисника на гумову щітку (в нашому випадку  $i=8$ , що відповідає крапкам на рис.5б).

Крайові умови для такої балки Ейлера-Бернуллі з вільними кінцями можуть бути записані у наступному вигляді:

$$\begin{cases} \frac{d^4 w}{dx^4}(0) = \frac{d^4 w}{dx^4}(L_0) = 0 \\ \frac{d^3 w}{dx^3}(0) = \frac{d^3 w}{dx^3}(L_0) = 0 \end{cases}, \quad (2)$$

Це рівняння можна вирішити за допомогою методів, запропонованих у роботах [16-18]. На жаль, результати з такою моделлю не є репрезентативними для експериментальних досліджень, представлених вище (з використанням методу кінцевих елементів). Для подальшого розвитку необхідно враховувати певний вид взаємодії між пружними середовищами: жорсткість гумової щітки та каркасу склоочисника разом з коромислами на відповідних осях.

Наступним наближенням до імітації натурної поведінки склоочисників слугує модель Пастернака, яка враховує взаємодію зсуву між пружинами. Математичний опис цієї моделі наведено на рис. 4. Верхній кінець пружини з'єднаний з шаром, що складається з нестисливих вертикальних елементів, які деформуються тільки поперечним зсувом.

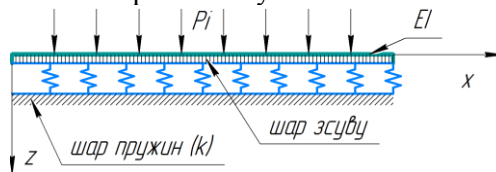


Рисунок 4 – Модель Пастернака з додатковим шаром

Відповідне рівняння для моделі Пастернака можна записати у наступному вигляді:

$$EI \frac{d^4 w(x)}{dx^4} + L(w) + kw(x) = \sum_{i=0}^m P_i \delta(x - x_i), \quad (3)$$

де:  $L(w)$  – оператор, що враховує взаємодію зсуву в основі. Відповідні граничні умови вільні з обох кінців.

Представлена модель дозволяє зробити висновок, що взаємодії зсуву мають сильний вплив на результати тиску, але така модель не є достатньо точною для опису внутрішньої поведінки елементів

склоочисника, тому наступним кроком ми розглянемо балку з поперечним зсувом, включаючи зсув гумового леза. Ця балка базується на класичній моделі Вінклера, щоб врахувати вертикальний прогин системи через вигин гумового профілю. Щоб розв'язати проблему вигину, ми визначаємо два незалежні параметри  $w(x)$  і  $\varphi(x)$ : вертикальний прогин балки та обертання поперечних перерізів відповідно. Розглянемо енергію деформації системи:

$$U_{res} = U_b + U_s + U_p \quad (4)$$

У цьому виразі перший член враховує енергію деформації згину балки ( $U_b$ ), а другий – енергію деформації зсуву балки ( $U_s$ ). Третій член ( $U_p$ ) відповідає потенціальній енергії пружинного шару. Відповідні граничні умови все ще є вільними умовами на обох кінцях. Саме дане рівняння (4) і вважається максимально близьким за своїми теоретичними результатами до експериментальних вимірювань.

Для введення кривизни лобового скла в алгоритм розрахунку для випадку безперервного контакту щітки склоочисника з вітровим склом спочатку визначимо крайові умови моделі (рис. 13а). Отже, модель містить: кривизну скла; модель Вінклера між склом та склоочисником, що відповідає гумовій щітці; каркас склоочисника з точковими навантаженнями від затискачів коромисел (представлені крапками на рис.5а). Ця конфігурація відповідає початку контакту між гумовою щіткою (лезом) та вітровим склом. Відносно цієї конфігурації ми тоді визначаємо відхилення балки (каркасу склоочисника), як  $w(x)$ . Враховуючи гладкість перерізу лобового скла в площині щітки склоочисника, можна точно апроксимувати поверхню лобового скла поліномом  $n$  ступеня.

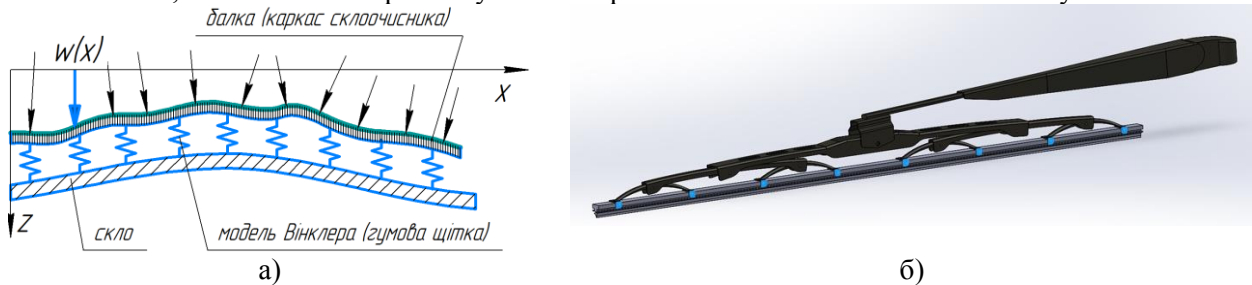


Рисунок 5 – модель склоочисника: а) математична модель з криволінійною поверхнею; б) solid-модель із затискачами коромисел

В такому випадку  $w_1(x)$  буде функцією наступного виду:

$$w_1(x) = \sum_{i=0}^n a_i x^i \quad (5)$$

З виразу глобальної енергії деформації (4) ця кривизна поверхні призводить до зміни потенціальної енергії через модель Вінклера так, що:

$$U_{res} = U_b + U_s + U'_p \quad (6)$$

Застосування принципу Гамільтона призводить до нового рівняння в частинних похідних, тоді як граничні умови залишаються незмінними. Таким же чином, кривизна вітрового скла призводить до зміни положення коромисел, що також змінює орієнтацію точкових навантажень, прикладених затискачами (рис.5б) до гумової щітки. В результаті у конструкції склоочисника відбуваються послідовні взаємозалежні процеси деформацій та переміщень його складових, причому, зміни значень одних ланок породжують зміни значень в інших. Такий перехідний процес неможливо математично описати дискретним станом, а тому на рівні МКЕ-розрахунків потрібно вдаватися до таких середовищ, як Ansys Transient Structural, що здатні розрахувати проміжні стани системи.

Проаналізуємо найбільш складний випадок експлуатації склоочисника, коли поверхня скла криволінійна, а гумового леза – прямолінійна (рис.6). Така ситуація є можливою, якщо закисло/замерзли осі обертання коромисел й уся конструкція в результаті стала знерухомленою (від старості, погодних умов або порушення правил експлуатації склоочисників). Прикладемо наступні крайові умови до нашої Solid-моделі (рис.6):

- fixed support (жорстке защемлення до нижньої грані скла) – маркер С;
- displacement, displacement 2 (переміщення каркасу склоочисника по вертикалі вздовж осі Y із заборною переміщення у перпендикулярному напрямку) – маркери А, В. Навантаження В

прикладено в центральній частині каркасу (область кріплення фіксатору, який, власне, й передає навантаження через пружину - рис.1в). Навантаження складає 20 Н;

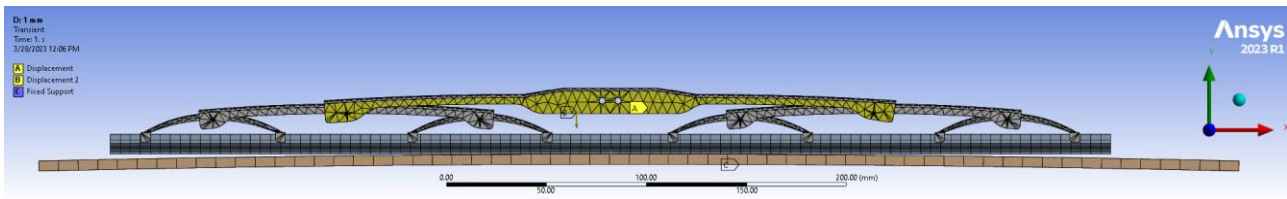


Рисунок 6 – Solid-модель склоочисника на поверхні скла

Property	Value	Unit
Material Field Variables	Table	
Density	1000	kg m <sup>-3</sup>
Ogden 3rd Order		
Material Constant MU1	6.1803E+05	Pa
Material Constant A1	1.3	
Material Constant MU2	1180	Pa
Material Constant A2	5	
Material Constant MU3	-9810	Pa
Material Constant A3	-2	
Incompressibility Parameter D1	4.825E-09	Pa <sup>-1</sup>
Incompressibility Parameter D2	0	Pa <sup>-1</sup>
Incompressibility Parameter D3	0	Pa <sup>-1</sup>

а)

Property	Value	Unit
Material Field Variables	Table	
Density	2465	kg m <sup>-3</sup>
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
Coefficient of Thermal Expansion	9.35E-06	C <sup>-1</sup>
Isotropic Elasticity		
Derive from	Young's Modulus and Poisson's R...	
Young's Modulus	6.993E+10	Pa
Poisson's Ratio	0.2149	
Bulk Modulus	4.088E+10	Pa
Shear Modulus	2.878E+10	Pa
Tensile Yield Strength	Tabular	
Tensile Ultimate Strength	Tabular	
Isotropic Thermal Conductivity	1.003	W m <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup>
Specific Heat Constant Pressure, C <sub>p</sub>	898.6	J kg <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup>
Isotropic Electric Loss Tangent	Tabular	
Isotropic Resistivity	2.511E+10	ohm m
Isotropic Relative Permittivity	7.146	

б)

Property	Value	Unit
Material Field Variables	Table	
Density	7850	kg m <sup>-3</sup>
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
Coefficient of Thermal Expansion	1.2E-05	C <sup>-1</sup>
Isotropic Elasticity		
Derive from	Young...	
Young's Modulus	2E+11	Pa
Poisson's Ratio	0.3	
Bulk Modulus	1.6667E+11	Pa
Shear Modulus	7.6923E+10	Pa
Strain-Life Parameters		
Display Curve Type	Strain...	
Strength Coefficient	9.2E+08	Pa
Strength Exponent	-0.106	
Ductility Coefficient	0.213	
Ductility Exponent	-0.47	
Cyclic Strength Coefficient	1E+09	Pa
Cyclic Strain Hardening Exponent	0.2	
S-N Curve	Tabular	
Interpolation	Log-Log	
Scale	1	
Offset	0	Pa
Tensile Yield Strength	2.5E+08	Pa
Compressive Yield Strength	2.5E+08	Pa
Tensile Ultimate Strength	4.6E+08	Pa
Compressive Ultimate Strength	0	Pa
Isotropic Thermal Conductivity	60.5	W m <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup>
Specific Heat Constant Pressure, C <sub>p</sub>	434	J kg <sup>-1</sup> C <sup>-1</sup>
Isotropic Relative Permeability	10000	
Isotropic Resistivity	1.7E-07	ohm m

в)

Рисунок 7 – Фізико-механічні властивості матеріалів моделі Ansys: а) гума; б) скло; в) сталь

Довжина полотна гумової щітки – 500 мм. Коефіцієнт тертя – 0.1. Фізико-механічні властивості матеріалів моделі Ansys представлено на рис.7.

Сітка кінцевих елементів моделі складається з 13868 елементів та 38912 вузлів. Час розрахунку на обладнанні 2 x Intel Xeon 24, RAM 48 Gb, NVIDIA GeForce 4Gb video склав 28 хв 7 с. Середовище розрахунку – Ansys Transient Structural. Поетапність аналізу: 5 кроків по 0.2 с кожен (загальний час навантаження – 1 с). Для кожного кроку закладені наступні проміжні кроки:

- Initial Time Step = 0.01 с;
- Minimum Time Step = 0.001 с;
- Maximum Time Step = 0.1 с.

За результатами аналізу напружено-деформованого стану склоочисника разом з гумовою щіткою та криволінійним склом у кінці експерименту отримано наступні практичні висновки:

1) жодна з математичних моделей не здатна забезпечити імітацію реальних умов експлуатації склоочисника, що особливо видно по неоднорідності деформації гумового леза по його довжині. Незважаючи на лінійний приріст навантаження (20 Н) протягом тривалості експерименту, вздовж гумового леза знаходяться області (рис.8а), які характеризуються обернено пропорційною поведінкою – скорочують свою деформацію (рис.8б,в). Власне, це видно не лише за представленими нижче графіками, але й за синім кольором карти переміщень моделі (рис.8а). Цікавим виявляється той факт, що край гумової щітки так і не досягнув контакту з поверхнею скла, проте отримав найвищі значення

переміщень (1.345 мм), що видно по червоному градієнту (рис.8а). На рис.8г,д представлено напружено-деформований стан гумової щітки (чорний контур відповідає початковому стану).

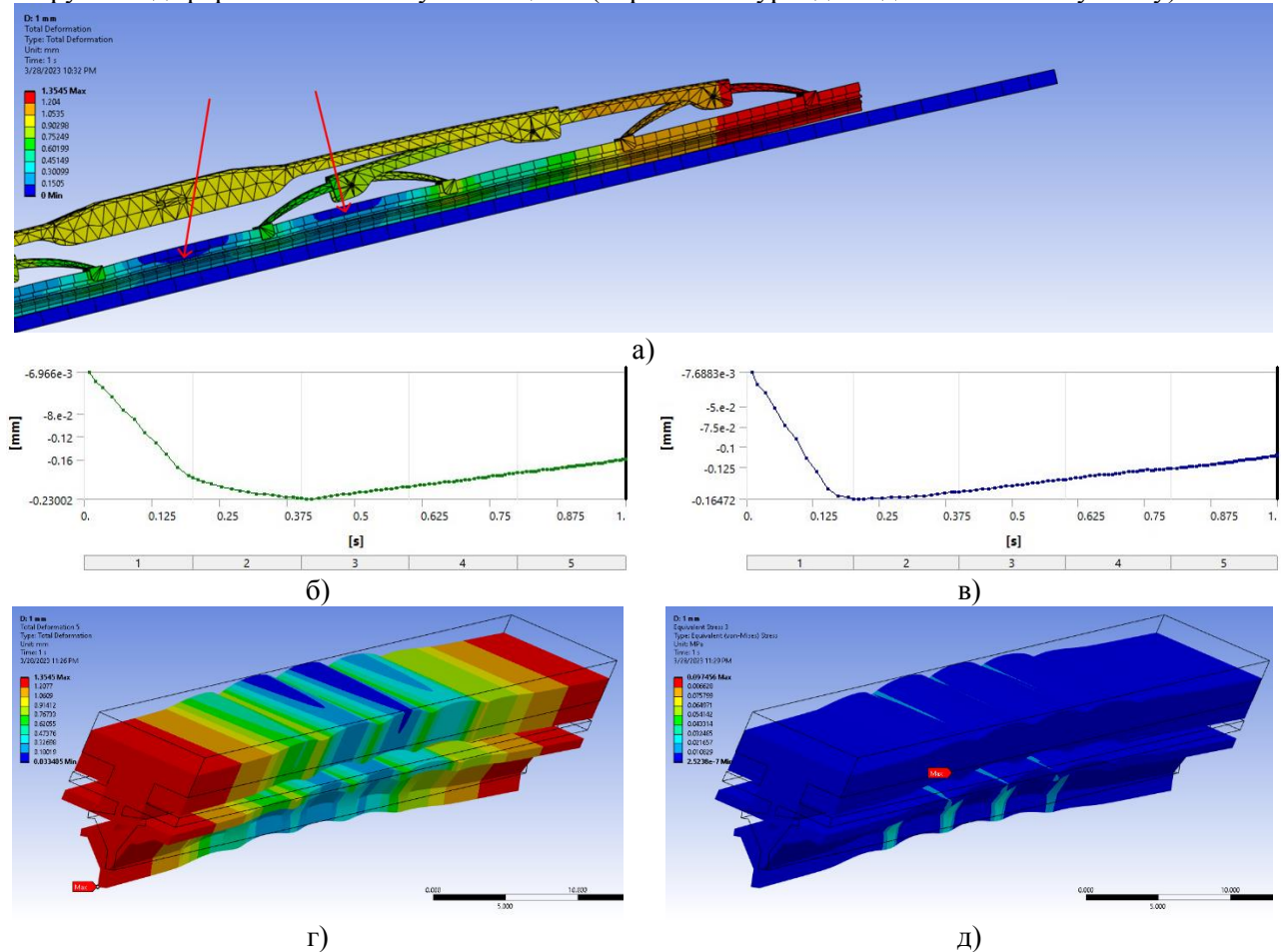


Рисунок 8 – Карта переміщень моделі склоочисника: а) модель у зборі; б,в) переміщення у характерних точках; г) zdeформований стан гумової щітки; д) карта напружень

2) Наступний пункт аналізу присвячений явищу пропускання тонких розводів на склі гумовою щіткою (рис.9а). Якщо продовжити навантаження далі, спостерігаємо пластичні деформації як раз у критичній зоні гумового леза – під одним з 8-ми затискачів коромисла (рис.9б), що й відповідає теоретичним розрахункам – на цю область приходить навантаження  $F_i$ , яке було наведено ще у рівнянні (1). Максимальне переміщення тут склало 1.823 мм, а геометрична форма на цій ділянці має «рваний» характер. Це означає неоднорідність прилягання гумового леза до скла, розміри коливань котрої є мінімальні, але достатні, щоб пропустити тонкі розводи по склу.

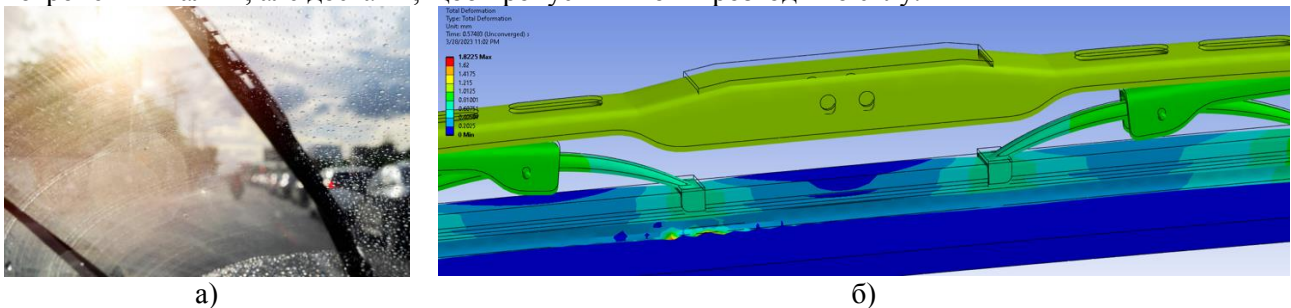


Рисунок 9 – Дослідження природи розводів на склі: а) фото скла під час дощу; б) мікродеформації гумового леза склоочисника під дією навантаження від затискача

3) Слід відзначити, що розводи можуть виникати не тільки з причини мікродеформацій гумового леза, що наведено у п.2 вище, але й в результаті явища обернено пропорційних переміщень у зонах (рис.8б,в). Для підтвердження нашого висновку доцільно проаналізувати нерівномірність

тиску від гумового леза на поверхню скла (рис.10). Фактично локації підвищеного тиску чітко відповідають розташуванню зазначених вище затискачів коромисел склоочисника.

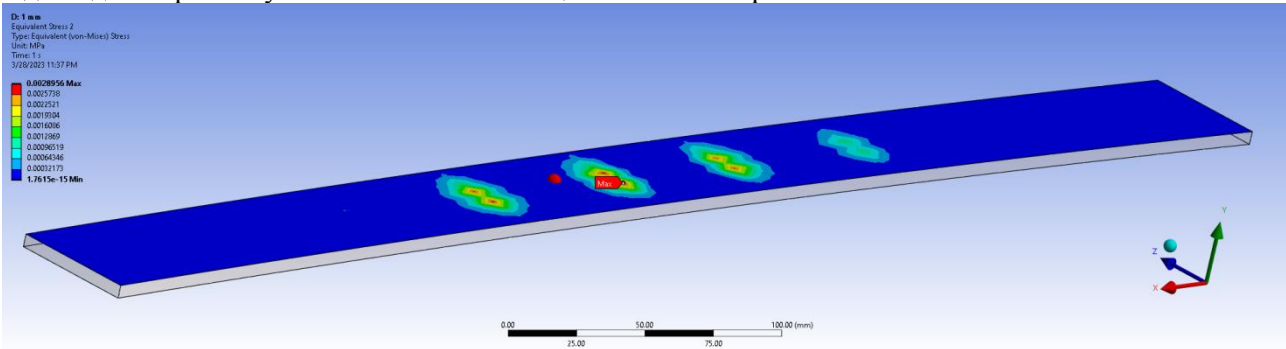


Рисунок 10 – Карта розподілу напружень по поверхні скла під дією навантаження від гумової щітки

## ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Проведений МКЕ-аналіз поведінки гумової щітки у складі конструкції склоочисника під дією зовнішнього навантаження (20 Н) дозволив отримати нелінійні результати розподілу напружень та деформацій по її довжині. В області затискачів коромисел склоочисника гумове лезо отримало пластичні деформації з максимальним значенням переміщення 1.823 мм. Геометрична форма гумового леза на цій ділянці має «рваний» характер, що означає неоднорідність прилягання леза до скла з тонкими розводами від води. По мірі знерухомилення коромисел склоочисника від старості (корозія, закиснення, механічні забруднення механізму ланок) розподіл тиску по криволінійній поверхні скла стає ще більш нерівномірним, що візуально спостерігається за екстремумами напружень у чотирьох точках (рис.10). Враховуючи нормативно визначені вимоги Правил СЕК ООН № 43 до розмірів профілю гумової щітки разом з лезом, а також до фізико-механічних властивостей гуми, компенсувати зазначену нерівномірність тиску можна виключно рухомістю самого механізму склоочисника (шарнірів його ланок). На жаль, переважна більшість проаналізованих математичних моделей не дозволяє змодельовати фактичні процеси навантаження склоочисника, як це продемонстровано на базі МКЕ-аналізу solid-моделі. Відтак, представляється доцільним моделювання процесів навантаження склоочисника у МКЕ-середовищах, що фіксують проміжні стани моделі (наприклад, застосований Ansys Transient Structural) у відповідності до закладених у розрахунок крайових умов.

## ВИСНОВКИ

Основним завданням наведених у публікації досліджень було отримання наступних результатів:

1) Актуальність застосування існуючих математичних моделей розподіленого навантаження з ланками змінної жорсткості в умовах імітації натурної поведінки склоочисника носить сумнівний характер на практиці. Модель, що базується на сумі енергії деформації згину балки ( $U_b$ ), енергії деформації зсуву балки ( $U_s$ ) та потенціальної енергії пружинного шару ( $U_p$ ) є найбільш близькою за сукупністю факторів, які формують крайові умови розрахунку відповідно до натурних випробувань;

2) Імітація навантаження склоочисника методом кінцевих елементів (МКЕ) з врахування перехідних процесів у середовищі Ansys Transient structural дає більш реальні прикладні результати імітації фізичних випробувань склоочисника та пояснює такі явища, як пропускання розводів гумовим лезом, нерівномірність розподілу навантажень по криволінійній поверхні скла;

3) Моделювання склоочисника у критичному положенні, коли закисло/замерзли осі обертання коромисла й уся конструкція в результаті стала знерухоменою, є цікавим з практичної точки зору, адже стає зрозумілим, які процеси відбуваються при тривалій відсутності експлуатації транспортного засобу або впливу природних умов на гнучкість склоочисників. Також з'являється розуміння, чому на дорожній техніці попереднього століття склоочисники зазначеної конструкції ефективніше виконували свою функцію, адже вітрове скло було переважно плоскої форми (без кривизни).

4) Формування власних крайових умов розрахунку засобами моделювання у Ansys Transient Structural дозволяє формувати оригінальні розрахункові методики імітації різних реальних випадків поведінки склоочисників та порівнювати їх з такими математичними моделями, як Вінклера, Пастернака, Філоненко-Бородича, Хетені та інших науковців, що зробили неоціненний вклад у створення моделей, що ввійшли в основу тих же МКЕ-середовищ, які стали нормою сучасної науки.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Regulation No 43 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the approval of safety glazing materials and their installation on vehicles (OJ L 42 12.02.2014, p. 1, ELI: [http://data.europa.eu/eli/reg/2014/43\(2\)/oj](http://data.europa.eu/eli/reg/2014/43(2)/oj))
2. Grenouillat, R., Leblanc, C. "Simulation of chatter vibrations for wiper systems", SAE Papers, 02AC-21 (2002)
3. Chen, Tsai-Jung & Hong, Ying-Ji. (2020). Mathematical Formulae for the Vibration Frequencies of Rubber Wiper on Windshield. <https://doi.org/10.48550/arXiv.2003.06022>
4. Le Rouzic, Julian & Le Bot, Alain & Perret-Liaudet, J. & Guibert, M. & Rusanov, Anton & Douminge, Ludovic & Bretagnol, Frederic & Mazuyer, Denis. (2013). Friction-Induced Vibration by Stribeck's Law: Application to Wiper Blade Squeal Noise. *Tribology Letters*. 49. 563-572. 10.1007/s11249-012-0100-z.
5. Salim, Mohd Azli & Md zain, M. Z. & abu bakar, abd rahim & Noordin, Aminurrashid. (2010). The Analysis of Friction Effect in Automotive Wiper System Using Input Shaping Controller. *Proceedings of the World Congress on Engineering 2010 Vol IIWCE 2010, June 30 - July 2, 2010, London, U.K.*
6. Chin, Y.-K & Kade, A. & Kowalik, J. & Graham, D.. (1991). Electronic windshield wiper system I. Modelling and validation. *Int. J. of Vehicle Design*. 12. 175 - 182. 10.1504/IJVD.1991.061678.
7. Chen, Shuming & Chen, Gang & Guo, Yongqi & Wang, Dengfeng. (2014). Recent Patents on Windshield Wiper Device. *Recent Patents on Mechanical Engineering*. 7. 10.2174/2212797607666140910010125.
8. Alazzawi, Lubna & Chakravarty, Avik. (2015). Design and implementation of a reconfigurable automatic rain sensitive windshield wiper. *International Journal of Engineering & Technology Sciences*. 8. 73-82.
9. Jallet, Sebastien & Devos, Sylvain & Maubray, Daniel & Sortais, Jean-Luc & Frédéric, Marmonier & Dreher, Thomas. (2001). Numerical Simulation of Wiper System Aerodynamic Behavior. 10.4271/2001-01-0036.
10. Kaur, Harwinder & Nirmal, Umar. (2022). A Review on the Development of Wiper System for Automotive Car Windscreen Cleaning Application. *Current Journal of Applied Science and Technology*, Volume 41, Issue 7, Page 1-27 DOI: 10.9734/cjast/2022/v41i731675
11. Zhengqi, Gu & Zhen, Chen & Peng, Tan. (2016). Research on the Aerodynamic Lift of Vehicle Windshield Wiper. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 9. 2133-2140. 10.18869/acadpub.jafm.68.236.25096.
12. Grenouillat, Régis & Leblanc, Christian. (2002). Simulation of Chatter Vibrations for Wiper Systems. 10.4271/2002-01-1239.
13. C.S.K.Raju K P Naveen Reddy, y Geyavalli, D Sujani. (2018). Closed form Solutions of Functionality of Windshield Wiper. *International Journal of Electronics Engineering (ISSN:0973-7383)*. Volume 10. Issue 1. 290-294.
14. Sayer, James & Wetzel, Jacob & Funkhouser, Dillon. (2009). An examination of naturalistic Windshield wiper usage. *Int. J. of Heavy Vehicle Systems*. 16. 328 - 340. 10.1504/IJHVS.2009.027136.
15. Cho, Seunghyun & Lee, Jeungho & Kim, Hangoo. (2016). Strength Analysis of Aluminum Alloy Window Wiper Manufactured by Die Casting. *Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*. 25. 204-210. 10.7735/ksmte.2016.25.3.204.
16. Zhaohua, F., Cook, R.D. (1983). Beam elements on two-parameter elastic foundations. *Journal of Engineering Mechanics Vol. 109, Issue 6 (December 1983)*. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9399\(1983\)109:6\(1390\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9399(1983)109:6(1390))
17. Moshe Eisenberger, David Z. Yankelevsky, Exact stiffness matrix for beams on elastic foundation, *Computers & Structures*, Volume 21, Issue 6, 1985, Pages 1355-1359, ISSN 0045-7949, [https://doi.org/10.1016/0045-7949\(85\)90189-0](https://doi.org/10.1016/0045-7949(85)90189-0).
18. Ting, B.Y. and Mockry, E.F. (1984), "Beam on elastic foundation finite elements", *J. Struct. Div.-ASCE.*, 110(10), 2324-2339. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9445\(1984\)110:10\(2324\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9445(1984)110:10(2324))

## REFERENCES

1. Regulation No 43 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the approval of safety glazing materials and their installation on vehicles (OJ L 42 12.02.2014, p. 1, ELI: [http://data.europa.eu/eli/reg/2014/43\(2\)/oj](http://data.europa.eu/eli/reg/2014/43(2)/oj))

2. Grenouillat, R., Leblanc, C. "Simulation of chatter vibrations for wiper systems", SAE Papers, 02AC-21 (2002)
3. Chen, Tsai-Jung & Hong, Ying-Ji. (2020). Mathematical Formulae for the Vibration Frequencies of Rubber Wiper on Windshield. <https://doi.org/10.48550/arXiv.2003.06022>
4. Le Rouzic, Julian & Le Bot, Alain & Perret-Liaudet, J. & Guibert, M. & Rusanov, Anton & Douminge, Ludovic & Bretagnol, Frederic & Mazuyer, Denis. (2013). Friction-Induced Vibration by Stribeck's Law: Application to Wiper Blade Squeal Noise. *Tribology Letters*. 49. 563-572. 10.1007/s11249-012-0100-z.
5. Salim, Mohd Azli & Md zain, M. Z. & abu bakar, abd rahim & Noordin, Aminurrashid. (2010). The Analysis of Friction Effect in Automotive Wiper System Using Input Shaping Controller. *Proceedings of the World Congress on Engineering 2010 Vol IIWCE 2010, June 30 - July 2, 2010, London, U.K.*
6. Chin, Y.-K & Kade, A. & Kowalik, J. & Graham, D.. (1991). Electronic windshield wiper system I. Modelling and validation. *Int. J. of Vehicle Design*. 12. 175 - 182. 10.1504/IJVD.1991.061678.
7. Chen, Shuming & Chen, Gang & Guo, Yongqi & Wang, Dengfeng. (2014). Recent Patents on Windshield Wiper Device. *Recent Patents on Mechanical Engineering*. 7. 10.2174/2212797607666140910010125.
8. Alazzawi, Lubna & Chakravarty, Avik. (2015). Design and implementation of a reconfigurable automatic rain sensitive windshield wiper. *International Journal of Engineering & Technology Sciences*. 8. 73-82.
9. Jallet, Sebastien & Devos, Sylvain & Maubray, Daniel & Sortais, Jean-Luc & Frédéric, Marmonier & Dreher, Thomas. (2001). Numerical Simulation of Wiper System Aerodynamic Behavior. 10.4271/2001-01-0036.
10. Kaur, Harwinder & Nirmal, Umar. (2022). A Review on the Development of Wiper System for Automotive Car Windscreen Cleaning Application. *Current Journal of Applied Science and Technology*, Volume 41, Issue 7, Page 1-27 DOI: 10.9734/cjast/2022/v41i731675
11. Zhengqi, Gu & Zhen, Chen & Peng, Tan. (2016). Research on the Aerodynamic Lift of Vehicle Windshield Wiper. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 9. 2133-2140. 10.18869/acadpub.jafm.68.236.25096.
12. Grenouillat, Régis & Leblanc, Christian. (2002). Simulation of Chatter Vibrations for Wiper Systems. 10.4271/2002-01-1239.
13. C.S.K.Raju K P Naveen Reddy, y Geyavalli, D Sujani. (2018). Closed form Solutions of Functionality of Windshield Wiper. *International Journal of Electronics Engineering (ISSN:0973-7383)*. Volume 10. Issue 1. 290-294.
14. Sayer, James & Wetzel, Jacob & Funkhouser, Dillon. (2009). An examination of naturalistic Windshield wiper usage. *Int. J. of Heavy Vehicle Systems*. 16. 328 - 340. 10.1504/IJHVS.2009.027136.
15. Cho, Seunghyun & Lee, Jeungho & Kim, Hangoo. (2016). Strength Analysis of Aluminum Alloy Window Wiper Manufactured by Die Casting. *Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*. 25. 204-210. 10.7735/ksmte.2016.25.3.204.
16. Zhaohua, F., Cook, R.D. (1983). Beam elements on two-parameter elastic foundations. *Journal of Engineering Mechanics Vol. 109, Issue 6 (December 1983)*. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9399\(1983\)109:6\(1390\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9399(1983)109:6(1390))
17. Moshe Eisenberger, David Z. Yankelevsky, Exact stiffness matrix for beams on elastic foundation, *Computers & Structures*, Volume 21, Issue 6, 1985, Pages 1355-1359, ISSN 0045-7949, [https://doi.org/10.1016/0045-7949\(85\)90189-0](https://doi.org/10.1016/0045-7949(85)90189-0).
18. Ting, B.Y. and Mockry, E.F. (1984), "Beam on elastic foundation finite elements", *J. Struct. Div.-ASCE.*, 110(10), 2324-2339. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)0733-9445\(1984\)110:10\(2324\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)0733-9445(1984)110:10(2324))

***K. Holenko, Yu. Voichyshyn, V. Svidersky, O. Klypko. Simulation of wiper behavior during contact with a curved surface, factors affecting driving safety***

As you know, a windshield wiper is a device used to remove raindrops (moisture) and dirt from the windshield of a vehicle. All vehicles (including trains, planes, and ships) are equipped with windshield wipers that meet regulatory requirements. One of the key parameters for assessing the quality of glass surface cleaning is mechanical pressure - its magnitude and distribution over the surface. In this article, experiments are conducted to demonstrate the inhomogeneity of this parameter when the windshield wiper is in contact with a curved glass surface. The specified heterogeneity is enhanced by the flexibility of the wiper mechanism links and the internal deformations of its rubber blade. The amount of pressure depends on such



factors as: pressing force of the windshield wiper; the configuration of the rubber blade (the area of the contact surface, which is determined by the profile of the rubber blade), the material of manufacture (elasticity) of the blade; construction of the windshield wiper frame itself, etc. As part of this work, the behavior of the windshield wiper together with the rubber blade during contact with the curved surface of the glass under conditions of variable load will be simulated using the finite element method (FEM). For a theoretical understanding of deformation processes, the authors will additionally consider various mathematical models aimed at simulating the natural behavior of the windshield wiper in real operating conditions. In the process of researching these mathematical models, a comparison of their approaches will be made to take into account real physical processes of loading and elastic deformations of the windshield wiper components, including shear stress energy of layers, etc. On the basis of the obtained results, conclusions will be drawn regarding the comparability of mathematical models with FEM models. Besides the practical effectiveness of applying both approaches to the analysis of windshield wipers behavior will be determined.

**Key words:** windshield wipers, windshield, distributed pressure, specific load, stress, plastic deformations, elasticity, mathematical models, Ansys Transient Structural.

*ГОЛЕНКО Костянтин Едуардович*, кандидат технічних наук, викладач кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницького національного університету, e-mail: kgolenko@gmail.com. ORCID: 0000-0002-6140-4573.

*ВОЙЧИШИН Юрій Іванович*, аспірант, кафедри автомобілебудування, Національний університет «Львівська політехніка», e-mail: Jurko-Q@ukr.net, ORCID 0000-0001-7004-0567.

*СВИДЕРСЬКИЙ Владислав Петрович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницького національного університету, e-mail: sviderskyvladyslav@gmail.com. ORCID: 0000-0003-4816-6977

*КЛИПКО Олег Романович*, кандидат технічних наук, викладач ВСП «Автомобільно – дорожній фаховий коледж Національного університету «Львівська політехніка», e-mail: 0675932041k@gmail.com. ORCID 0009-0006-4219-9347

*HOLENKO Kostyantyn*, PhD, Department of Tribology, Automobiles and Materials Science. Khmelnytskyi National University, e-mail: kgolenko@gmail.com. ORCID: 0000-0002-6140-4573.

*SVIDERSKY Vladyslav*, PhD, Associate Professor, Department of Tribology, Automobiles and Materials Science, Khmelnytskyi National University, sviderskyvladyslav@gmail.com, ORCID: 0000-0003-4816-6977

*VOICHYSHYN Yurii*, postgraduate, Department of Automotive Engineering, Lviv Polytechnic National University e-mail: Jurko-Q@ukr.net, ORCID 0000-0001-7004-0567

*KLYPKO Oleh*, PhD, Department of ASSU «Avtomobil'no – dorozhniy fakhovyy koledzh Natsional'noho universytetu «L'vivs'ka politekhnika» e-mail: 0675932041k@gmail.com. ORCID 0009-0006-4219-9347

DOI 10.36910/automash.v1i20.1041

Грицук І. В.<sup>1</sup>, Волков В. П.<sup>2</sup>, Онищук В.П.<sup>3</sup>, Український Є.О.<sup>4</sup>, Волкова Т.В.<sup>2</sup>, Стельмашук В.В.<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Херсонська державна морська академія

<sup>2</sup> Харківський національний автомобільно-дорожній університет

<sup>3</sup> Луцький національний технічний університет

<sup>4</sup> Національний авіаційний університет

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ВАНТАЖНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Метою дослідження є визначення паливної економічності вантажних транспортних засобів категорії N3 в процесах транспортування вантажів у змінних умовах експлуатації за допомогою засобів інтелектуальних транспортних систем.

Достатньо багато уваги в практиці експлуатації вантажних транспортних засобів в Україні приділяється визначенню і отриманню таких його параметрів як витрата палива, технічний стан, швидкості руху та інші. В дослідженні ці параметри отримано дистанційним поєднанням оперативного контролю витрати палива і забезпечення паливної економічності вантажного транспортного засобу за змінними умовами експлуатації засобами інтелектуальних транспортних систем. Вантажний транспортний засобі категорії N3 був оснащений бортовим інформаційно-комунікаційним комплексом, який за допомогою розроблених алгоритмів, сформованої системи і технічних засобів моніторингу забезпечував визначення і поєднання інформації в частині витрати палива і середніх швидкостей руху на ділянках руху, які і є основними орієнтирами при визначенні раціональної витрати палива вантажними ТЗ. Оцінка витрати палива для ТЗ категорії N3 визначалась для кожної ділянки за добу по відповідному маршруту з урахуванням геозон, які формувались на основі врахування максимально допустимої швидкості. Аналіз параметрів за добу виконано у зв'язку з різною часовою та просторовою протяжністю маршруту. Крім того проведено аналіз зміни швидкостей руху ТЗ на маршрутах вантажних перевезень, як одного з основних параметрів, що формують витрату палива. Для кожної ділянки в рамках відповідної геозони вказані обмеження швидкостей (у місті – 50 км/год). Результати експериментальних досліджень було покладено в основу математичної моделі для отримання коефіцієнту паливовикористання і коефіцієнту стійкої економії палива вантажного транспортного засобу.

**Ключові слова:** транспортний засіб, паливна економічність, умови експлуатації, інформаційні технології, моніторинг, середня швидкість, інфраструктура.

### ВСТУП

На ефективність функціонування транспортних засобів (ТЗ) суттєво впливають умови їх експлуатації, які в свою чергу можливо класифікувати на дорожні, транспортні, атмосферно-кліматичні умови і культуру праці [1].

Паливна економічність ТЗ безпосередньо оцінює ефективність його використання. При експлуатації рухомого складу здійснюють технічні і організаційні заходи з метою ефективного використання паливної економічності ТЗ та енергозбереження [2].

Більшість сучасних вантажних ТЗ обладнані електронними системами управління процесами вузлів і агрегатів з функцією самодіагностування, результати якого виводяться на інформаційний дисплей на панелі приладів [3]. Аналіз процесів забезпечення оперативного контролю витрати палива вантажних ТЗ показує перспективність їх реалізації на основі сучасних інформаційних технологій головним інструментарієм якого є метод дистанційного моніторингу. Дистанційний моніторинг вантажного ТЗ є ефективним інструментом, призначеним не тільки для стеження за місцезнаходженням і переміщенням ТЗ, а також за великою кількістю параметрів їх технічного стану. Відсутність оперативного контролю зв'язку між технічними параметрами ТЗ, включно з витратою палива, і просторово-часовими даними його руху з використанням координат на геоінформаційній карті на момент контролю не дає технічній службі підприємству автомобільного транспорту (ПАТ) інформацію про технічний стан ТЗ, а моделі управління витратою палива передбачати можливість появи відхилень у процесі виконання перевезень з технічних причин і знаходити рішення для їх прогнозування та коригувати завдання операторам системи (водіям, диспетчерам) [4].

Інформаційні системи моніторингу дозволяють отримувати необхідну інформації про задані параметри технічного стану ТЗ або витрати палива впродовж декілька секунд у вигляді цифрових, текстових або графічних даних. Крім того подібні системи дозволяють оперативно вирішувати завдання моделювання та прогнозування витрати палива і зміни параметрів технічного стану ТЗ [5]. Крім того, важливим функціоналом системи моніторингу вантажних ТЗ, що здійснюють перевезення

у змінних умовах експлуатації є моніторинг інфраструктури, який реалізується шляхом контролю параметрів транспортних потоків відповідно до інформації, отриманої з баз даних ТЗ або детекторів транспорту (за наявності). Параметри природно-кліматичних умов за маршрутом визначаються за допомогою системи моніторингу шляхом доступу до поточних даних про геопозицію ТЗ у та інформаційної системи метеоданих.

Метою дослідження є визначення паливної економічності вантажних транспортних засобів категорії  $N_3$  в процесах транспортування вантажів у змінних умовах експлуатації за допомогою засобів інтелектуальних транспортних систем.

### АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Паливна економічність визначається як здатність ТЗ виконувати транспортну роботу в регламентованих умовах з мінімально можливими витратами палива. В Україні паливна економічність ТЗ регламентована державними стандартами і галузевими нормативами і визначається відповідно до ДСТУ 2942-94. Ключові моменти до формування методу забезпечення нормування показників і керування паливною економічністю ТЗ у змінних умовах експлуатації показано в [6]. Він представляє удосконалену на основі математичної моделі програму розрахунку показників паливної економічності ТЗ категорії  $N_3$  в умовах експлуатації (рис. 1).

Вся сукупність параметрів експлуатації ТЗ, що були зареєстровані, передавалась до аналітичного модуля системи, де аналізувалась на предмет перевищення нормативних показників, які динамічно встановлювались відносно зміни умов експлуатації. Взаємозв'язок між елементами системи моніторингу витрати палива та технічного стану ТЗ в умовах експлуатаційної взаємодії з інфраструктурою забезпечувався на основі доступних в розглянутих регіонах технологій геопозиціонування (GPS, Galileo) та мобільного зв'язку (стандарти GSM, GPRS, 3G, 4G, 5G). Інформація для операторів виводилась: для водія – на екран мобільного пристрою (смартфон або планшетний ПК) у спеціальному додатку, для диспетчера – на екран монітору за допомогою ПК «IdenMonDiaOperCon «HNADU-16»» і «MonDiaFor «HADI-15»» [7] В кожній з математичних програм удосконаленню підлягали тільки необхідні для аналізу паливної економічності вантажного ТЗ.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

У процесі дослідження для кожної поїздки фіксувалося положення ТЗ у просторі (на карті), витрата палива, швидкість руху та інші параметрів технічного стану ТЗ за допомогою штатних і додаткових датчиків. Додатково отримувалась інформація від інфраструктури про параметри транспортних потоків, природно-кліматичні умови тощо. При цьому весь маршрут умовно поділявся на геозони відповідно до обмежень швидкісного режиму: геозона експлуатації ТЗ у місті і геозона експлуатації ТЗ за містом – для кожного етапу, та додатково для другого етапу – геозона експлуатації ТЗ в умовах підприємств (рис. 2). Кожна геозона в свою чергу поділялась на окремі ділянки, просторові та часові обмеження яких фіксувались в момент зупинок ТЗ на маршруті експлуатації.

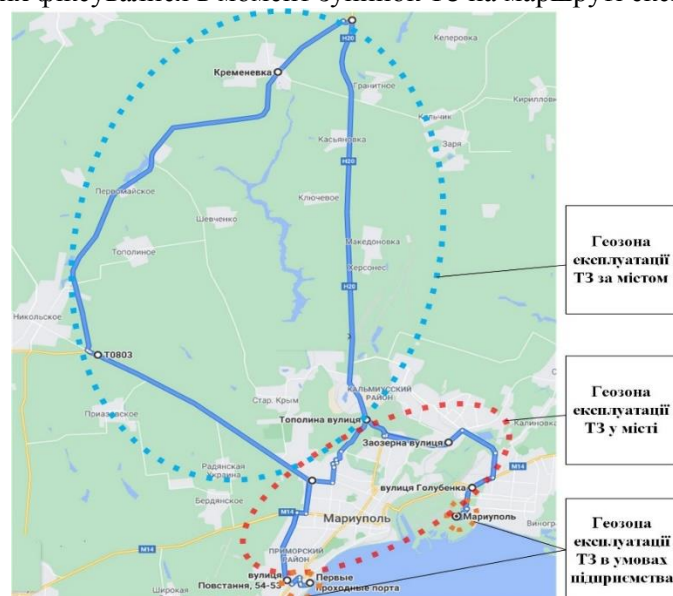


Рисунок 2 – Формування геозон експлуатації дослідного вантажного ТЗ (DAF XF 105.460)

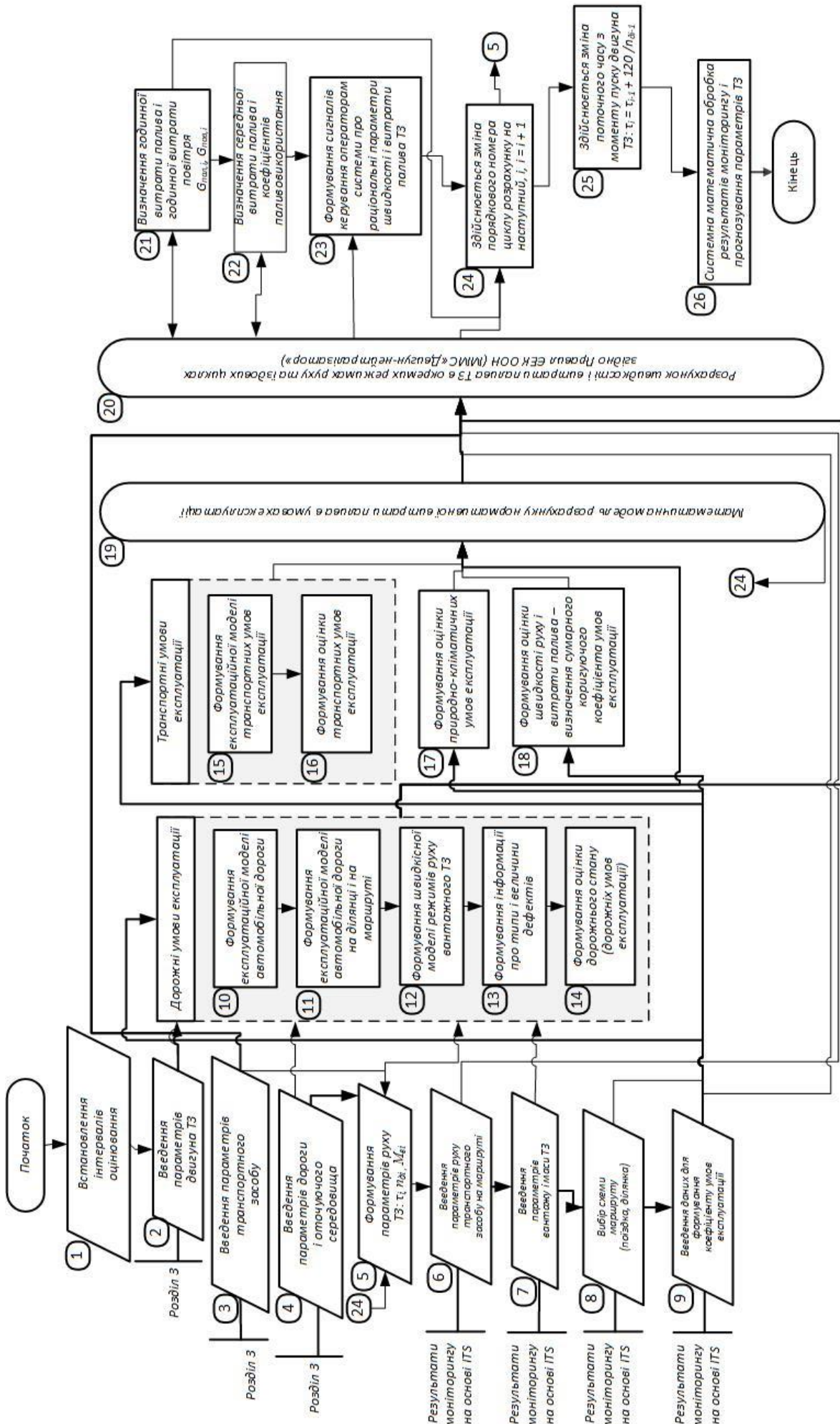


Рисунок 1 – Удосконалений алгоритм оцінки паливної економічності на основі математичної моделі програми розрахунку показників ТЗ категорії N<sub>3</sub> в умовах експлуатації

В якості об'єкту дослідження визначено автопоїзд у складі сідлового тягача ТЗ DAF XF 105.460 (рис. 3) і напівпричепа. ТЗ мав штатне оснащення в частині двигуна і конструкції самого ТЗ. В результаті експериментальних досліджень антажного ТЗ категорії  $N_3$  у частині витрати палива у змінних умовах експлуатації отримані результати, що представлені на рисунку 4 у вигляді фрагменту звіту проведених вимірювань дослідних параметрів.

Підсумковий звіт містить наступні графи зі значеннями параметрів:

- «Номер ділянки» - порядковий номер ділянки, на якій зафіксовано значення параметрів;
- «Початок моніторингу», «Кінець моніторингу» - фіксація часу початку та закінчення моніторингу експлуатаційних параметрів відповідно;
- «Початкове положення» - початкове положення ТЗ (населений пункт, вулиця, координати) при моніторингу на відповідній ділянці;
- «Кінець моніторингу» - кінцеве положення ТЗ (населений пункт, вулиця, координати) при моніторингу на відповідній ділянці;
- «Тривалість (час)» - час у русі або в простої на відповідній ділянці;
- «Довжина ділянки» - довжина, а відповідно і пробіг ТЗ на відповідній ділянці;
- «Середня швидкість» - середня швидкість ТЗ на ділянці (може вимірюватись за GPS або визначатись на основі OBD-підключення);
- «Максимальна швидкість» - значення максимально зафіксованої швидкості на ділянці (може вимірюватись за GPS або визначатись на основі OBD-підключення);
- «Витрачено палива (за ДРП)» - витрата палива на відповідній ділянці на основі показань датчика рівня палива;
- «Середня витрата палива» - визначається для кожної ділянки за OBD (при наявності OBD-підключення) або на основі показань датчика рівня палива.

Розроблена система моніторингу витрати палива та технічного стану ТЗ окрім фіксації основних параметрів, деякі показники розраховується. Так наприклад середня швидкість на ділянці визначається за залежністю:

$$V_{\text{ср},ij} = S_{ij}/t_{ij}, \quad (1)$$

де  $S_{ij}$  – довжина  $i$ -ї ділянки  $j$ -ї поїздки, км;

$t_{ij}$  – час проходження  $i$ -ї ділянки  $j$ -ї поїздки, год.

Середня витрата палива на ділянці визначається за залежністю:

$$G_{\text{п},ij}^{\text{ф}}(t) = G_{\text{п},ij}^{\text{ДРП}}(t)/S_{ij} \cdot 100, \quad (2)$$

де  $G_{\text{п},ij}^{\text{ф}}(t)$  – середня (фактична) витрата палива на ділянці маршруту на  $i$ -ї ділянці  $j$ -ї поїздки;

$G_{\text{п},ij}^{\text{ДРП}}(t)$  – об'єм палива, що витрачено на  $i$ -ї ділянці  $j$ -ї поїздки, за показаннями датчика рівня палива.



Рисунок 3 – Загальний вигляд дослідного ТЗ DAF XF 105.460

## ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Оцінка витрати палива для ТЗ категорії  $N_3$  визначалась для кожної ділянки за добу по відповідному маршруту з урахуванням геозон, які формувались на основі врахування максимально допустимої швидкості (рис. 5). Аналіз параметрів за добу виконано у зв'язку з різною часовою та просторовою протяжністю маршруту. Наприклад, для вантажного перевезення в умовах промислового вузла час в русі для однієї поїздки складає 3,5 – 4 години (без урахування невиробничих простоїв) при відстані – 127 км.

Крім того проведено аналіз зміни швидкостей руху ТЗ на маршрутах вантажних перевезень, як одного з основних параметрів, що формують витрату палива (рис. 6). Для кожної ділянки в рамках відповідної геозони вказані обмеження швидкостей (у місті – 50 км/год).

№ ділянки	Початок моніторингу	Кінець моніторингу	Тривалість (час) руху	Довжина ділянки	Середня швидкість за GPS	Максимальна швидкість	Початкове положення	Кінцеве положення	Витрачено палива (за ДРП)	Середня витрата палива
1	2020-08-03 18:00:29	2020-08-03 18:02:22	00:01:53	0 км	4 км/год	13 км/год	0,13 км от ул. Таганрогская, Мариуполь	0,14 км от ул. Таганрогская, Мариуполь	0,03 л	22,07 л/100 км
2	2020-08-03 18:53:36	2020-08-03 19:24:09	00:30:33	5 км	11 км/год	60 км/год	0,15 км от ул. Таганрогская, Мариуполь	0,86 км от ул. Азовстальская, Мариуполь	0,87 л	15,95 л/100 км
3	2020-08-03 20:25:13	2020-08-03 20:28:19	00:03:06	1 км	14 км/год	26 км/год	0,84 км от ул. Азовстальская, Мариуполь	0,20 км от ул. Азовстальская, Мариуполь	0,09 л	12,23 л/100 км
4	2020-08-03 20:59:28	2020-08-03 22:44:15	01:44:47	89 км	51 км/год	98 км/год	0,20 км от ул. Азовстальская, Мариуполь	ул. Портовая, Мариуполь	36,46 л	40,99 л/100 км
5	2020-08-03 22:52:45	2020-08-03 23:57:36	01:04:51	31 км	28 км/год	65 км/год	ул. Портовая, Мариуполь	0,89 км от ул. Азовстальская, Мариуполь	10,57 л	34,39 л/100 км
6	2020-08-04 04:26:52	2020-08-04 04:32:55	00:06:03	0 км	3 км/год	6 км/год	0,89 км от ул. Азовстальская, Мариуполь	0,85 км от ул. Азовстальская, Мариуполь	0,17 л	64,24 л/100 км
7	2020-08-04 05:57:21	2020-08-04 06:01:26	00:04:05	1 км	11 км/год	22 км/год	0,84 км от ул. Азовстальская, Мариуполь	0,21 км от ул. Азовстальская, Мариуполь	0,09 л	12,20 л/100 км
8	2020-08-04 08:19:15	2020-08-04 08:08:36	01:47:21	83 км	47 км/год	100 км/год	0,21 км от ул. Азовстальская, Мариуполь	ул. Краснофлотская, Мариуполь	38,71 л	46,49 л/100 км
9	2020-08-04 08:27:25	2020-08-04 08:38:47	00:11:22	5 км	24 км/год	46 км/год	ул. Краснофлотская, Мариуполь	ул. Портовая, Мариуполь	1,04 л	22,76 л/100 км
10	2020-08-04 09:06:32	2020-08-04 09:21:02	00:14:30	1 км	4 км/год	37 км/год	ул. Портовая, Мариуполь	0,13 км от пр. Лунина, Мариуполь	0,15 л	15,03 л/100 км
11	2020-08-04 09:29:02	2020-08-04 10:19:09	00:50:07	23 км	27 км/год	68 км/год	0,13 км от пр. Лунина, Мариуполь	0,30 км от ул. Заозерная, Мариуполь	6,10 л	26,73 л/100 км
12	2020-08-04 10:25:09	2020-08-04 10:42:28	00:17:19	5 км	19 км/год	75 км/год	0,30 км от ул. Заозерная, Мариуполь	0,15 км от ул. Таганрогская, Мариуполь	0,63 л	11,38 л/100 км
13	2020-08-04 11:55:31	2020-08-04 12:19:46	00:24:15	11 км	27 км/год	84 км/год	0,14 км от ул. Таганрогская, Мариуполь	N 47° 9.5018' : E 37° 34.3101'	0,98 л	9,11 л/100 км
14	2020-08-04 13:20:47	2020-08-04 13:34:31	00:13:44	8 км	34 км/год	80 км/год	N 47° 9.5053' : E 37° 34.2981'	0,15 км от пр. Карпова, Мариуполь	1,21 л	15,43 л/100 км
15	2020-08-04 14:14:30	2020-08-04 14:32:19	00:17:49	5 км	18 км/год	45 км/год	0,15 км от пр. Карпова, Мариуполь	N 47° 11.7713' : E 37° 33.0288'	3,45 л	65,84 л/100 км
16	2020-08-04 16:51:11	2020-08-04 16:57:00	00:05:49	2 км	20 км/год	32 км/год	N 47° 11.6978' : E 37° 32.9786'	0,34 км от пр. Карпова, Мариуполь	1,38 л	70,55 л/100 км
17	2020-08-04 17:01:59	2020-08-04 17:10:05	00:08:06	3 км	19 км/год	43 км/год	0,34 км от пр. Карпова, Мариуполь	0,58 км от пр. Карпова, Мариуполь	1,72 л	67,47 л/100 км
18	2020-08-04 17:58:36	2020-08-04 18:07:58	00:09:22	0 км	3 км/год	17 км/год	0,45 км от пр. Карпова, Мариуполь	0,13 км от пр. Карпова, Мариуполь	0,09 л	21,31 л/100 км
19	2020-08-04 19:18:34	2020-08-04 21:06:46	01:48:14	124 км	69 км/год	96 км/год	0,13 км от пр. Карпова, Мариуполь	1,08 03	51,08 л	41,07 л/100 км

Рисунок 4 – Фрагмент результатів вимірювання дослідних параметрів ТЗ DAF XF 105.460 у системі дистанційного моніторингу

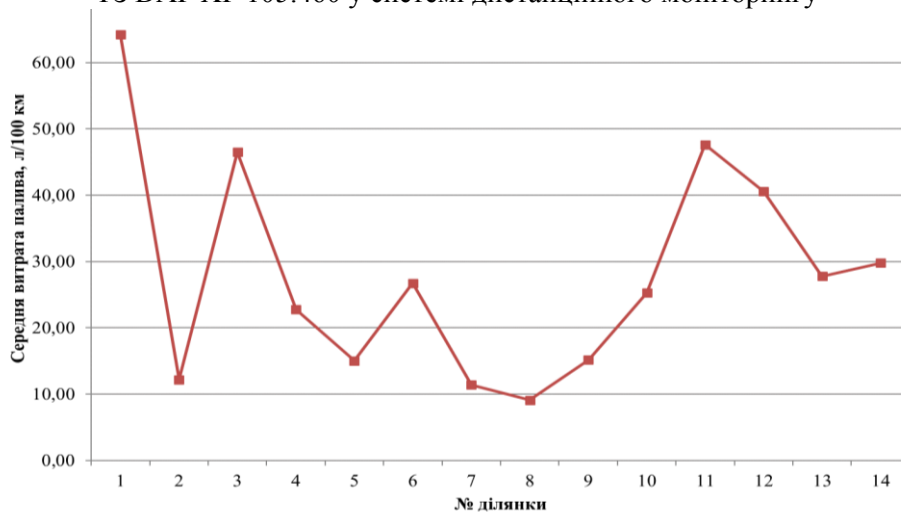


Рисунок 5 – Моніторинг середньої витрати палива ТЗ DAF XF 105.460 на маршруті промислового вузла

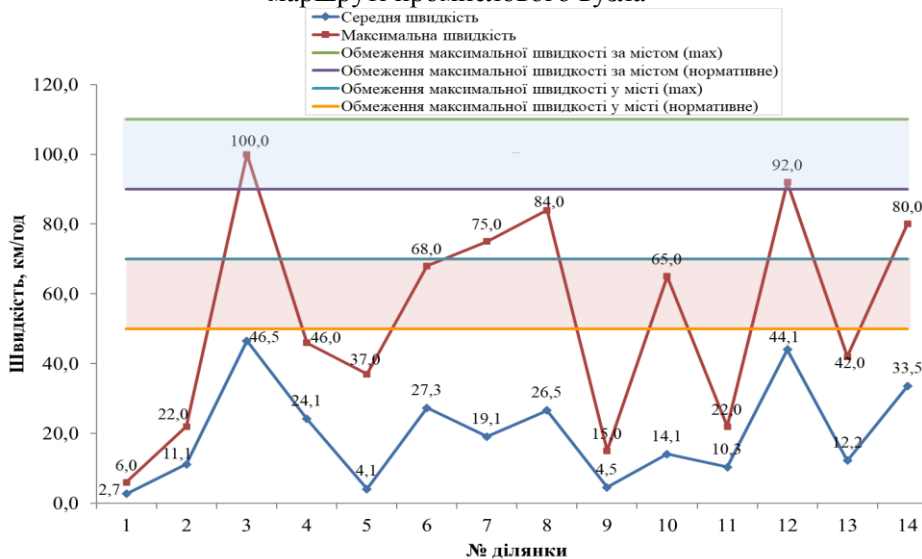


Рисунок 6 – Результати дослідження зміни середньої швидкості руху ТЗ DAF XF 105.460 на маршруті промислового вузла

Для України встановлені межі коливань перевищення: у місті – від 50 до 70 км/год, за містом від 90 до 110 км/год.ТЗ, але й значно впливає на безпекову складову експлуатації ТЗ. В рамках аналізу зміни швидкостей встановлено, що більшість випадків перевищення швидкості руху ТЗ характерні для маршруту перевезень в умовах промислового вузла, причому перевищення нормативних значень показників швидкості в цьому випадку зареєстровані як для руху в місті, так і за містом.

Для врахування витрати палива в розрізі рівня завантаженості ТЗ та пробіг застосовано показник питомої еквівалентної витрати палива [8, 9] вантажного ТЗ категорії  $N_3$ . Цей показник є критерієм ефективності паливовикористання, який оцінює витрату палива відносно «загальної» роботи, виконаної ТЗ (рис. 7).

Він розраховується за залежністю:

$$g_{\text{екв}} = \frac{G_{\text{п}}^{\text{ДП}}(t)}{M_{\text{а}j} \cdot S_{ij}}, \quad (3)$$

де  $M_{\text{а}j}$  – повна маса вантажного ТЗ (автопоїзда) на  $j$ -му маршруті, т.

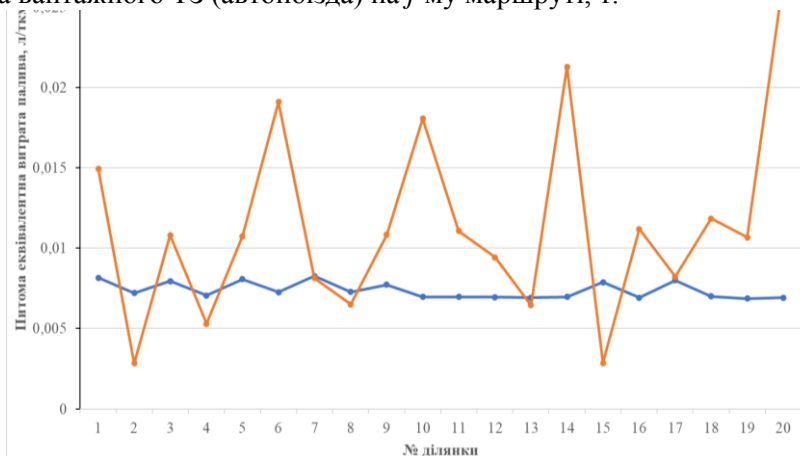


Рисунок 7 – Питомі еквівалентні витрати палива вантажних ТЗ категорії  $N_3$

Аналіз графіків питомих еквівалентних витрат палива для ТЗ категорії  $N_3$  підтверджує більш сталий режим руху, характерний для маршрутів руху ТЗ в умовах промислового вузла пов'язані не тільки з менш сталим режимом руху, але й зі зміною маси вантажів, а відповідно й повної маси вантажного ТЗ.

Результати експериментальних досліджень було покладено в основу математичної моделі для отримання коефіцієнтів паливовикористання та реалізації системної взаємодії трьох взаємопов'язаних складових: процесної, інформаційної і аналітичної [10]. Коефіцієнт паливовикористання, що враховує режим руху змінюється в середньому в межах  $k_{\text{пв}}^{\text{ДП}}(t) = 0,26 - 0,34$  для ТЗ DAF XF 105.460., а коефіцієнт стійкої економії палива знизився за рахунок реалізації запропонованого методу з  $k_{\text{ек.пал.}j}^{\text{СТ}}(t) = 0,406 - 0,939$  до  $k_{\text{ек.пал.}j}^{\text{СТ}}(t) = 0,29 - 0,348$ .

## ВИСНОВКИ

Під час застосування методу забезпечення паливної економічності ТЗ категорії  $N_3$  рекомендується виконання наступних організаційно-технічних заходів:

–впровадження розроблених підходів та методу забезпечення паливної економічності вантажних ТЗ потребує наявності мінімального набору обладнання для оперативного контролю витрати палива і показників технічного стану ТЗ, а саме: датчику рівня палива та трекеру. Реалізація повної системи передбачає використання додаткового обладнання: реєстратора фізичного стану оператора (смарт-годинник), вагів для транспорту на підприємствах, детекторів транспорту;

–реєстрація основних експлуатаційних показників має проводитись у режимі он-лайн за допомогою системи дистанційного моніторингу для забезпечення оперативного контролю та управлінням витратою палива та технічним станом ТЗ категорії  $N_3$  у змінних умовах експлуатації;

–оперативне управління витратою палива в умовах розробленої системи можливе шляхом чіткого і безумовного виконання рекомендацій, переданих операторам системи в умовах їх взаємодії.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н. Системотехніка транспорту. Изд. 2-е, перераб. и доп. - Харків: РІО ХГАДТУ, 1999. - 468 с.
2. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навчальний посібник. - Харків: ХНАДУ, 2003. - 292 с.
3. Cloud-Driven Traffic Monitoring and Control Based on Smart Virtual Infrastructure / V. Hahanov et al. // SAE Technical Paper. 2017-01-0092. URL: <https://doi.org/10.4271/2017-01-0092> (дата звернення: 17.04.2021)
4. Грицук І.В. Концепція забезпечення оптимального температурного стану двигунів і транспортних засобів в умовах експлуатації : дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.20. - Харків, 2016. - 552 с
5. Організація технічної експлуатації автомобілів в умовах формування інтелектуальних транспортних систем / В.П. Волков і інш. Вісник Національного технічного університету «ХПІ» : зб. наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. - Харків, 2013. № 29 (1002). - С. 138 - 144.
6. Формування методу забезпечення нормування показників і керування паливною економічністю транспортного засобу у змінних умовах експлуатації. / І.Грицук, В.Волков, М.Маяк і інш. Науковий журнал. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. - ЛНТУ, том 1, № 18 (2022). - с.56-65.
7. Інтелектуальні системи моніторингу транспорту: монографія / В.П. Волков і інш. - Харків: Вид-во НТМТ, 2015. - 246 с.
8. Матейчик В.П. Наукові основи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів : дис. ... д-ра техн. наук : 05.22.02. - Київ, 2004. - 368 с.
9. Матейчик В.П., Цюман М.П. Дослідження впливу регулювальних параметрів на паливну економічність і екологічні показники бензинового двигуна з системою нейтралізації відпрацьованих газів // Наукові нотатки : міжвуз. зб. - Луцьк, 2010. № 28. - С. 331–335.
10. Український Є.О. Підвищення паливної економічності транспортних засобів категорії N<sub>3</sub>: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.20. - Харків, 2021. - 18 с.

### REFERENCES

- 1.Govoruschenko, N. Y., & Turenko, A. N. (1999). System engineering of transport (2nd ed.). RIO KhGADTU.
- 2.Volkov, V. P. (2003). Theory of operational properties of a car: Educational manual. KhNADU.
- 3.Hahanov, V., & et al. (2017). Cloud-driven traffic monitoring and control based on smart virtual infrastructure. SAE Technical Paper, 2017-01-0092. <https://doi.org/10.4271/2017-01-0092>
- 4.Grytsuk, I. V. (2016). Concept of ensuring the optimal temperature state of engines and vehicles under operating conditions: Technical Science Dissertation (05.22.20). Kharkiv.
- 5.Volkov, V. P., & et al. (2013). Organization of technical operation of cars under the formation of intelligent transport systems. Bulletin of the National Technical University "KhPI": Collection of Scientific Papers. Series: Automotive and Tractor Construction, 29(1002), 138-144.
- 6.Grytsuk, I., Volkov, V., Mayak, M., & et al. (2022). Formation of a method for ensuring the normalization of indicators and management of fuel economy of a vehicle in changing operating conditions. Scientific Journal: Modern Technologies in Mechanical Engineering and Transport, 1(18), 56-65.
- 7.Volkov, V. P., & et al. (2015). Intelligent transport monitoring systems: Monograph. NTMT Publishing.
- 8.Mateychik, V. P. (2004). Scientific principles of improving the environmental safety of road vehicles: Technical Science Dissertation (05.22.02). Kyiv.
- 9.Mateychik, V. P., & Tsyuman, M. P. (2010). Investigation of the influence of regulatory parameters on the fuel economy and environmental indicators of a gasoline engine with an exhaust gas neutralization system. Scientific Notes: Interuniversity Collection, 28, 331-335.
- 10.Ukrainian, Y. O. (2021). Increasing fuel economy of category N3 vehicles: Technical Science Dissertation Abstract (05.22.20). Kharkiv.

***I. Gritsuk, V. Volkov, V. Onyshchuk, E. Ukrainskyi, T. Volkova, V. Stelmashchuk. Research of fuel economy of freight transport vehicles in the conditions of exploitation***

The aim of the study is to determine the fuel efficiency of heavy-duty vehicles of category N3 in the process of transporting goods under varying operating conditions using intelligent transport system tools.



In the practice of operating heavy-duty vehicles in Ukraine, considerable attention is paid to determining and obtaining such parameters as fuel consumption, technical condition, speed of movement, and others. In the study, these parameters were obtained remotely by combining real-time fuel consumption control and fuel efficiency of the heavy-duty vehicle under varying operating conditions using intelligent transport system tools. The heavy-duty vehicle of category N3 was equipped with an onboard information and communication complex, which, using developed algorithms, a formed system, and technical monitoring tools, provided the determination and combination of information in terms of fuel consumption and average speeds on movement sections, which are the main landmarks in determining the rational fuel consumption of heavy-duty vehicles. The assessment of fuel consumption for N3 category vehicles was determined for each section per day on the corresponding route, taking into account geo-zones, which were formed based on the maximum permissible speed. The analysis of parameters for a day was performed due to the different temporal and spatial extension of the route. In addition, an analysis of changes in vehicle speeds on cargo transportation routes was conducted as one of the main parameters forming fuel consumption. For each section within the respective geo-zone, speed limits were indicated (in the city - 50 km/h). The results of experimental studies were used as the basis for the mathematical model to obtain the fuel utilization coefficient and the steady fuel economy coefficient of the heavy-duty vehicle.

**Keywords:** vehicle, fuel efficiency, operating conditions, information technology, monitoring, average speed, infrastructure.

*ГРИЦУК Ігор Валерійович*, доктор технічних наук, професор, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних систем, Херсонська державна морська академія, e-mail: [gritsuk\\_iv@ukr.net](mailto:gritsuk_iv@ukr.net)

*ВОЛКОВ Володимир Петрович*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, e-mail: [volf-949@ukr.net](mailto:volf-949@ukr.net)

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

*УКРАЇНСЬКИЙ Євген Олександрович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри організації авіаційних робіт та послуг Національного авіаційного університету, e-mail: [e.a.ukrainskyi@gmail.com](mailto:e.a.ukrainskyi@gmail.com)

*ВОЛКОВА Тетяна Вікторівна*, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних технологій, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, e-mail: [wolf949@ukr.net](mailto:wolf949@ukr.net)

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

*Igor GRITSUK*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Operation of Ship Power Systems, Kherson State Maritime Academy, e-mail: [gritsuk\\_iv@ukr.net](mailto:gritsuk_iv@ukr.net)

*Vladimir VOLKOV*, doctor of technical sciences, professor, head of the department of technical operation and service of cars, Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, e-mail: [volf-949@ukr.net](mailto:volf-949@ukr.net)

*Vasyl ONYSHCHUK*, PhD in Engineering, head of the department of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: [Vasyl.Onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua](mailto:Vasyl.Onyshchuk@lutsk-ntu.com.ua), <https://orcid.org/0000-0002-5316-408X>

*Yevhen UKRAYINS'KYI* PhD in Engineering, associate professor of the department of organization of aviation works and services of the National Aviation University, e-mail: [e.a.ukrainskyi@gmail.com](mailto:e.a.ukrainskyi@gmail.com)

*Tetiana VOLKOVA*, Ph.D. tech. Sciences, Associate Professor of Department Transport Technology, Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, e-mail: [wolf949@ukr.net](mailto:wolf949@ukr.net)

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

DOI 10.36910/automash.v1i20.1042

**УНОРМУВАННЯ ШВИДКІСНОГО РЕЖИМУ НА ДОРОГАХ УКРАЇНИ**

Проведено короткий огляд причин дорожньо-транспортних пригод скоєних з вини водіїв. Майже третина таких пригод пов'язана з недотриманням безпечного швидкісного режиму руху, зокрема перевищенням безпечної або встановленої швидкостей. Показано залежність між збільшенням швидкості руху транспортного засобу і зростанням кількості дорожньо-транспортних пригод.

Розглянуто вітчизняні нормативні документи щодо дотримання швидкісного режиму на дорогах і вулицях населених пунктів України, а саме Правила дорожнього руху і Державні будівельні норми. Встановлено, що на автомобільних дорогах України допустима максимальна швидкість руху не повинна перевищувати 130 км/год, а в населених пунктах – 50 км/год.

Огляд швидкісного режиму у зарубіжних країнах показав, що аналогічні чи подібні швидкості передбачені на автобанах і в населених пунктах. Більше того, розглядається можливість зниження максимальної швидкості руху автомобілів на вулицях міст до 30 км/год.

Не стоїть осторонь безпеки дорожнього руху і світова автомобільна індустрія. Керівництво компанії “VOLVO Cars” вважає, що виробник має право чи навіть зобов'язання встановлювати на автомобіль обмежувачі максимальної швидкості (180 км/год) з метою збалансувати рівень безпеки та побажання покупців. Адже після перетину певної поділки на спідометрі, системи безпеки автомобіля і дорожня інфраструктура не здатні запобігти важким чи смертельним травмам у випадку дорожньо-транспортної пригоди.

**Ключові слова:** дорожньо-транспортна пригода, перевищення швидкості руху, максимальна дозволена швидкість, нормативні документи, світовий досвід обмеження швидкості.

**ВСТУП**

Ефективність використання транспортного засобу залежить безпосередньо від його швидкості. Чим швидше рухається автомобіль, тим менше часу буде затрачено на виконання завдання по перевезенню пасажирів, вантажу. Але збільшення швидкості призводить до утруднення керування автомобілем, оскільки залишається менше часу на усунення небезпеки. Швидкість стає одним з факторів ризику, перевищення якої призводить до зростання кількості дорожньо-транспортних пригод (ДТП), смертності та травматизму. Тому через систему «водій-автомобіль-дорога-середовище» (ВАДС) необхідно постійно шукати своєрідний баланс між продуктивністю автомобіля і безпечною швидкістю, з якою він буде експлуатуватися.

**АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Департамент Патрульної поліції України публікує у вигляді таблиць Excel щомісячно та щорічно статистику ДТП у період з січня по грудень за 15 позиціями [1]. Окрім даних по абсолютних показниках (кількість ДТП, загиблих і травмованих), наводиться статистика за видами пригод, днем тижня, причинами пригод скоєних з вини учасників дорожнього руху, незадовільного стану доріг і вулиць та керування несправними транспортними засобами.

Серед причин дорожньо-транспортних пригод названо різноманітні порушення Правил дорожнього руху (ПДР) характерні для пішоходів, пасажирів, погоничів тварин, натомість найбільше пригод було скоєно водіями транспортних засобів.

За п'ять років (2017–2021рр.) в Україні відбувалося у середньому 165,5 тис. ДТП у яких гинуло майже 3,4 тис. і травмувалося 32,0 тис. осіб щорічно [1]. Упродовж зазначеного періоду з вини водіїв траплялося 80...90% пригод, зокрема через перевищення безпечної швидкості (34,25%), порушення правил маневрування (20,22%), порушення правил проїзду перехресть (9,72%), керування транспортним засобом у нетверезому стані (4,98%) та інші. На першому місці серед основних порушень знаходиться «перевищення безпечної швидкості», а третьому знизу – «перевищення встановленої швидкості» (див. рис. 1). Як видно з рисунка, порушення, пов'язані з недотриманням безпечного швидкісного режиму руху, склали більше третини від загальної суми порушень, скоєних водіями.

**ЦІЛІ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Ціллю роботи є дослідження вітчизняних нормативних документів і міжнародного досвіду у встановленні швидкісного режиму на автомобільних дорогах та вулицях населених пунктів.

**РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ**

Світовий досвід говорить, що зниження допустимої швидкості у місті з 60 до 50 км/год знижує

рівень аварійності на 10%. Є приклади, коли у місцях великого скупчення людей знижували швидкість до 30 км/год, і тоді смертність у разі ДТП наближалася до нуля [2]. Аби мінімізувати ризики, майже в усіх країнах діють досить жорсткі обмеження, порушення яких карається не менш жорсткими штрафами.

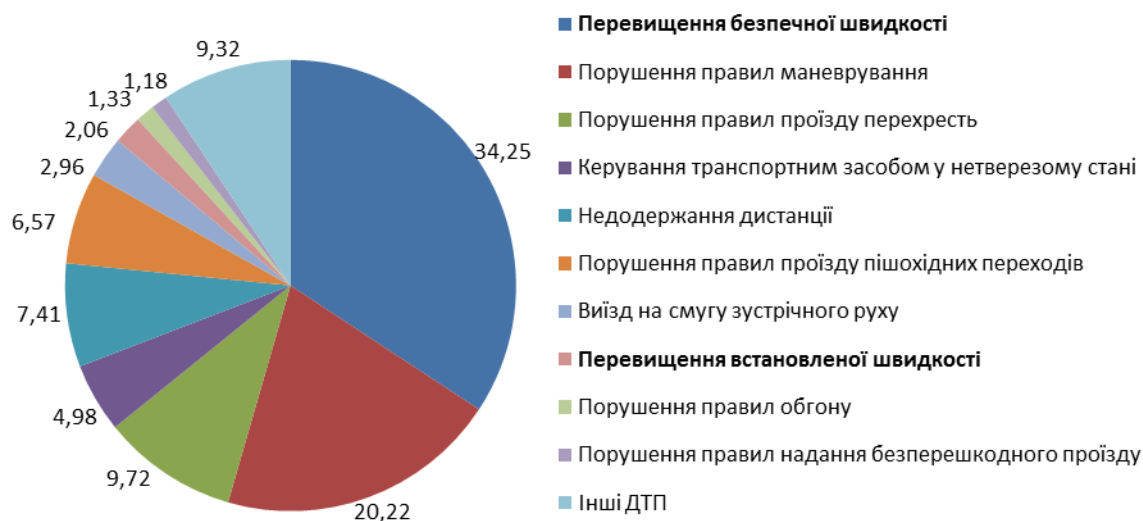


Рисунок 1 – Розподіл ДТП скоєних з вини водіїв

В Україні обмеження швидкісного режиму зафіксовані у розділі 12 «Швидкість руху» Правил дорожнього руху [3]. Їх можна умовно поділити на загальні, спеціальні і локальні. Загальні обмеження швидкості викладені у пунктах 12.4, 12.5, 12.7 ПДР і розповсюджуються на всю територію України. Спеціальні обмеження швидкості вводяться для оперативних транспортних засобів (пункт 3.1), автобусів і інших транспортних засобів (пункти 12.6 «а», «г», «г», 12.9), видів перевезень (пункти 12.6 «в», 22.5, 22.6), категорій водіїв (пункт 12.6 «б»). Локальні обмеження встановлюють певні винятки із загальних обмежень швидкості руху, зважаючи на конкретні дорожні умови на визначених ділянках дороги. Локальні обмеження унормовують швидкісний режим встановленням дорожніх знаків 3.29 «Обмеження максимальної швидкості», 3.31 «Зона обмеження швидкості», 5.51 «Початок населеного пункту» і 5.53 «Початок забудови населеного пункту». У числах це виглядає таким чином:

– пункт 12.4. У населених пунктах рух транспортних засобів дозволяється із швидкістю не більше 50 км/год;

– пункт 12.5. У житлових і пішохідних зонах швидкість руху не повинна перевищувати 20 км/год;

– пункт 12.6. Поза населеними пунктами на всіх дорогах та на дорогах, що проходять через населені пункти, позначені знаком 5.51 «Початок населеного пункту» дозволяється рух із швидкістю:

- автобусам (мікроавтобусам), що здійснюють перевезення організованих груп дітей, легковим автомобілям з причепом і мотоциклам – не більше 80 км/год;

б) транспортним засобам, якими керують водії із стажем до 2 років, – не більше 70 км/год;

в) вантажним автомобілям, що перевозять людей у кузові, та мопедам, – не більше 60 км/год;

г) автобусам (за винятком мікроавтобусів) – не більше 90 км/год;

г) іншим транспортним засобам: на автомобільній дорозі, що позначена дорожнім знаком 5.1 «Автомагістраль» не більше 130 км/год, на автомобільній дорозі з окремими проїзними частинами, що відокремлені одна від одної розділювальною смугою – не більше 110 км/год, на інших автомобільних дорогах – не більше 90 км/год.

– пункт 12.7. Під час буксирування швидкість не повинна перевищувати 50 км/год [3].

Необхідно зауважити, що означена верхня межа швидкості не є гарантією безпеки руху, тому Правила дорожнього руху зобов'язують водія вибирати відповідний швидкісний режим, не виходячи при цьому за верхню границю. Окрім того потрібно мати на увазі, що на дорозі можуть бути встановлені попереджуючі тимчасові дорожні знаки.

Перераховані обмеження швидкості стосуються водія, натомість такий елемент системи ВАДС, як «дорога», також опосередковано встановлює обмеження. Так, залежно від народногосподарського значення і добової інтенсивності руху автомобільні дороги за ДБН В 2.3-4-2015 «Автомобільні

дороги. Споруди транспорту. Частина І», діляться на п'ять категорій, де перша найвища [4]. Для визначення геометричних параметрів автомобільних доріг у якості основного показника використовують розрахункову швидкість руху, яка призначається залежно від категорії дороги та рельєфу місцевості. У свою чергу, згідно Державного стандарту термін «розрахункова швидкість руху» означає граничну безпечну швидкість руху легкового одиночного автомобіля, що допускається для дороги певної категорії за умов забезпечення його стійкості на сухому або зволоженому чистому покритті та достатньої відстані видимості [5]. Відповідно до пункту 4.2 ДБН В.2.3-4:2015 для доріг І-ї категорії встановлена максимальна розрахункова швидкість 130 км/год [4].

Таким чином, сьогодні на українських дорогах передбачена, при забезпеченні необхідних умов, максимальна швидкість руху автомобільних транспортних засобів 130 км/год.

З ініціативою запровадження аналогічної швидкості минулого року виступило керівництво Євросоюзу, яке вважало за необхідне встановити на автобанах верхню межу у 130 км/год [6]. Власне, причина такого рішення дещо інша – урядовці розраховують знизити споживання палива. З часом, результати вжитого заходу проаналізують і приймуть остаточне рішення щодо встановлення максимальної швидкості на автобанах. Цілком можливо, що дозволена швидкість на автомагістралях зменшать і в інших країнах ЄС.

Втім, швидкісний режим на дорогах сусідньої Польщі вже сьогодні відповідає планам Брюсселя. Так, у межах міст і населених пунктів встановлена швидкість 50 км/год, а за їх межами допустима швидкість підвищується до 90 км/год. На швидкісних дорогах передбачена швидкість 110 км/год, а на автомобільних магістралях дозволена максимальна швидкість складає 130 км/год. Для вантажного та габаритного автотранспорту допускається швидкість не більше 70 км/год [7].

Разом з тим, у німецьких автоклубах ставлять під сумнів ефективність заходу із суттєвої економії пального. Статистичні дані свідчать, що 80% водіїв у ФРН і так їздять автобанами зі швидкістю не більше 130 км/год, і тільки 2% перевищують швидкість 160 км/год [6]. І хоча на десятках тисяч кілометрів таких доріг обмеження швидкості відсутні, все ж рекомендується не перевищувати 130 км/год. Порушення швидкісного режиму на автобані не караються штрафами. Однак, якщо подібне перевищення призвело до ДТП, санкції до порушника будуть значно жорсткішими, ніж до учасників тієї ж пригоди, які не порушували швидкості. Крім того, при ускладненні погодних умов, світлові табло попереджають усіх учасників руху про значні обмеження швидкості – до 80...90 км/год.

У США швидкість вимірюється у милях за годину: 1 миля дорівнює приблизно 1,6 км. У штатах в будь-якому населеному пункті на звичайній вулиці швидкість досить обмежена. Наприклад, з недавнього часу в Нью-Йорку введено обмеження швидкісного режиму 25 миль/год (40 км/год). В інших великих містах та населених пунктах максимально дозволено їхати зі швидкістю 35 миль/год (56 км/год) [8].

Якщо йдеться про хайвеї (автобани), то там ситуація дещо інша. На таких дорогах максимально дозволений швидкісний режим може зрости до 85 миль/год (136 км/год). Однак, загалом максимальна швидкість становить 70...75 миль/год або 112...120 км/год, що, зрештою, не заважає комфортному пересування американськими дорогами [8]. Таким чином, швидкісний режим за океаном майже не відрізняється від режиму на європейських дорогах.

Також варто зазначити, що пропозиції обмежити швидкість на автобанах лунають вже давно. Раніше пропонувалося це зробити як з метою підвищення БДР, так і зниження шкідливих викидів в атмосферу.

В Україні поступово приходили до висновку, що зниження швидкості позитивно впливає на безпеку дорожнього руху. У вже згаданих ДБН В 2.3-4-2015 максимальна розрахункова швидкість була зменшена на 20 км/год порівняно з попереднім нормативним документом ДБН В.2.3-4-2000 «Автомобільні дороги. Споруди транспорту», де у пункті 1.18 вказувалось, що розрахункову швидкість для проектування елементів плану, поздовжнього та поперечного профілів дороги І-а категорії слід призначати 150 км/год [9]. А у листопаді 2017 року постановою № 883 КМ України були внесені чергові зміни у ПДР, які передбачали, зокрема, заміну цифри «60» на цифру «50» у пункті 12.4 Правил [10]. Тобто дозволена швидкість руху транспортних засобів у населених пунктах була знижена на 10 км/год.

Ба більше: окремі європейські країни встановили максимально допустиму швидкість руху на міських вулицях 30 км/год. Таким чином хочуть зменшити, зокрема в Італії, кількість нещасних випадків (див рис. 2).

Третім елементом системи ВАДС, за допомогою якого можна впливати на швидкісний режим,

є безпосередньо автомобіль. У свій час цікаву думку висловив генеральний директор VOLVO Cars: «Ми хочемо розпочати розмову про те, чи мають виробники автомобілів права або, можливо, навіть зобов'язання встановлювати технології в автомобілі, які змінюють поведінку водія, вирішувати такі речі, як швидкість руху чи довільне відволікання його уваги» [11]. У компанії вважають, що після



Рисунок 2 – Дорожній знак 3.29 нанесений на проїжджу частину вулиці

перевищення певного показника спідометра системи безпеки автомобіля та дорожня інфраструктура нездатні запобігти серйозним травмам або смертельним наслідкам у випадку ДТП, тому немає жодних причин, через які автомобіль має їхати швидше 180 км/год.

Відповідно, починаючи з 2020 року всі нові моделі шведської марки ще з конвеєра отримали обмежувачі максимальної швидкості 180 км/год з метою збалансувати безпеку та побажання покупців [10]. Цей крок є частиною програми безпеки компанії «Vision 2020», за допомогою якої бренд прагне зменшити до нуля кількість загиблих або серйозно травмованих пасажирів в автомобілях VOLVO.

### **ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Як показує статистика, порушення швидкісного режиму априорі призводить до зростання кількості дорожньо-транспортних

пригод. Водночас, регулювання швидкості можна здійснювати за усіма складовими системи ВАДС. Різниця полягає лише у методах: примусово – шляхом впливу за допомогою правових відносин між державою і водіями; нормативними застереженнями при будівництві автомобільних доріг; внесеннями змін у конструкцію автомобіля з метою встановлення верхньої межі максимальної швидкості руху. А кінцевою метою перерахованих заходів має бути прагнення до реалізації концепції, яка будується на принципі «нульової терпимості» до смертності на автомобільних дорогах.

### **ВИСНОВКИ**

Ефективність використання автомобіля підвищується із збільшенням швидкості перевезень, однак і зростає ймовірність виникнення ДТП. Унормування швидкісного режиму дозволяє знизити рівень аварійності, а в окремих випадках – смертності до нуля. Як на вітчизняних, так і автомобільних дорогах більшості країн допустима максимальна швидкість руху не перевищує 130 км/год, а населених пунктах – 50 км/год.

### **ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ**

1. Статистика ДТП в Україні. URL : <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/>.
2. Катерина Козюбенко. На дорогах буде більше смертей, ніж в АТО, поки влада не зрозуміє одну проблему – експерт з безпеки. URL: <https://apostrophe.ua/ua/article/society/accidents/2017-08-20/na-dorogah-budet-bolshe-smertey-chem-v-ato-poka-vlast-ne-poymet-odnu-problemu---ekspert-po-bezopasnosti/13841>.
3. ПДР 2022. URL: <https://roadrules.com.ua/pdr-ukraini/pdr/zmist-pdr/zmist.html>.
4. ДБН В.2.3-4:2015. «Автомобільні дороги. Споруди транспорту. Частина І». URL: [https://www.minregion.gov.ua/wp-content/uploads/2016/08/DBN-V.2.3-4\\_2015.pdf](https://www.minregion.gov.ua/wp-content/uploads/2016/08/DBN-V.2.3-4_2015.pdf).
5. ДСТУ Б А.1.1-100:2013 Автомобільні дороги. Терміни та визначення понять. URL: <https://sozi.com.ua/image/catalog/home/laws/dstu-a.1.1-100-2013-terminy-avto-dor.pdf>.
6. Зазіхнули на святе: ЄС пропонує обмежити швидкість на німецьких автобанах. URL : [https://auto.24tv.ua/zazikhnuly\\_na\\_sviate\\_yes\\_proponuie\\_obmezhyty\\_shvydkist\\_na\\_nimetskykh\\_avtobanakh\\_n38657](https://auto.24tv.ua/zazikhnuly_na_sviate_yes_proponuie_obmezhyty_shvydkist_na_nimetskykh_avtobanakh_n38657).
7. <https://migrant.biz.ua/polsha/transport/pdr-i-shtrafy-v-polshchi.htm>.
8. США – Postindex. URL: <https://www.postindex.com.de/%D1%81%D1%88%D0%B0/>.
9. ДБН В.2.3-4-2000 «Автомобільні дороги. Споруди транспорту». URL: [http://s-metall.com.ua/dbn-derjavni\\_budivelni\\_normi.html](http://s-metall.com.ua/dbn-derjavni_budivelni_normi.html).

10. Про внесення змін до Правил дорожнього руху. URL : <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/883-2017-%D0%BF#n5>.

11. Volvo Cars обмежить максимальну швидкість на своїх автомобілях до 180 км/год. URL: <https://winner.ua/news/volvo-cars-obmezhit-maksimalnu-shvidkist-na-svoix-avtomobilyax-do-180-km-god>.

## REFERENCES

1. Statystyka DTP v Ukrayini. URL : <http://patrol.police.gov.ua/statystyka/>.
2. Kateryna Kozyubenko. Na dorohakh bude bil'she smertey, nizh v ATO, poky vlada ne zrozumiye odnu problemu – ekspert z bezpeky. URL: <https://apostrophe.ua/ua/article/society/accidents/2017-08-20/na-dorogah-budet-bolshe-smertey-chem-v-ato-poka-vlast-ne-poymet-odnu-problemu---ekspert-po-bezopasnosti/13841>.
3. PDR 2022. URL: <https://roadrules.com.ua/pdr-ukraini/pdr/zmist-pdr/zmist.html>.
4. DBN V.2.3-4:2015. «Avtomobil'ni dorohy. Sporudy transportu. Chastyna I». URL: [https://www.minregion.gov.ua/wp-content/uploads/2016/08/DBN-V.2.3-4\\_2015.pdf](https://www.minregion.gov.ua/wp-content/uploads/2016/08/DBN-V.2.3-4_2015.pdf).
5. DSTU B A.1.1-100:2013 Avtomobil'ni dorohy. Terminy ta vyznachennya ponyat'. URL: <https://sozi.com.ua/image/catalog/home/laws/dstu-a.1.1-100-2013-terminy-avto-dor.pdf>.
6. Zazikhnyly na svyate: YES proponuye obmezhyty shvydkist' na nimets'kykh avtobanakh. URL : [https://auto.24tv.ua/zazikhnyly\\_na\\_svyate\\_yes\\_proponuie\\_obmezhyty\\_shvydkist\\_na\\_nimetskykh\\_avtobanakh\\_n38657](https://auto.24tv.ua/zazikhnyly_na_svyate_yes_proponuie_obmezhyty_shvydkist_na_nimetskykh_avtobanakh_n38657)
7. <https://migrant.biz.ua/polsha/transport/pdr-i-shtrafy-v-polshchi.htm>.
8. USA – Postindex. URL: <https://www.postindex.com.de/%D1%81%D1%88%D0%B0/>.
9. DBN V.2.3-4-2000 «Avtomobil'ni dorohy. Sporudy transportu». URL: [http://s-metall.com.ua/dbn-derjavni\\_budivelni\\_normi.html](http://s-metall.com.ua/dbn-derjavni_budivelni_normi.html).
10. Pro vnesennya zmin do Pravyl dorozhn'oho rukhu. URL : <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/883-2017-%D0%BF#n5>.
11. Volvo Cars obmezhyt' maksymal'nu shvydkist' na svoiykh avtomobilyakh do 180 km/hod. URL: <https://winner.ua/news/volvo-cars-obmezhit-maksimalnu-shvidkist-na-svoix-avtomobilyax-do-180-km-god>.

### **V. Kyshchun. Normalization of the speed regime on the roads of Ukraine.**

A brief overview of the causes of road accidents due to the fault of drivers was conducted. Almost a third of such accidents are related to non-observance of a safe speed regime, in particular, exceeding the safe or established speed limit. The relationship between an increase in vehicle speed and an increase in the number of road accidents is examined.

Considered domestic regulatory documents for compliance with the speed limit on the roads and streets of settlements in Ukraine, namely the Rules of the road and State building codes. It was found that on Ukrainian roads, the permissible maximum speed does not exceed 130 km/h, and in urban areas - 50 km/h.

A review of speed limits in other countries showed that similar speed limits are in place on autobahns and in urban areas. Furthermore, the possibility of lowering the maximum speed of cars on city streets to 30 km/h is being considered.

Road safety and the global automotive industry are not standing aside. The management of "VOLVO Cars" believes that the manufacturer has the right or even an obligation to install speed limiters (180 km/h) on cars in order to balance the level of safety and customer preferences. After crossing a certain mark on the speedometer, the car's safety systems and road infrastructure are unable to prevent serious or fatal injuries in the event of a road accident.

**Keywords:** road accident, exceeding speed limit, maximum permitted speed, regulatory documents, world experience of speed limitation.

*КИЩУН Володимир Андрійович*, кандидат економічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: [kyshchun52@ukr.net](mailto:kyshchun52@ukr.net). <http://orcid.org/0000-0003-4019-8034>.

*Volodymyr KYSHCHUN*, PhD. in Economic, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [kyshchun52@ukr.net](mailto:kyshchun52@ukr.net). <http://orcid.org/0000-0003-4019-8034>.

DOI 10.36910/automash.v1i20.1043

Кочина А.А.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет***ВИЗНАЧЕННЯ ЗАКОНОМІРНОСТЕЙ ПОТОКУ РАЗОВИХ ЗАМОВЛЕНЬ У МІЖМІСЬКОМУ СПОЛУЧЕННІ ПРИ УПРАВЛІННІ ЛАНЦЮГАМИ ПОСТАЧАЇ**

У роботі на основі експериментальних досліджень попиту на вантажні перевезення встановлені закономірності потоку разових замовлень у міжміському внутрішньому сполученні при управлінні ланцюгами постачань. Враховуючи випадковий характер надходження разових замовлень, процес їх обслуговування має певну складність. Адже цей фактор вимагає від перевізників постійного пошуку таких замовлень і швидкого реагування на їх появу. Крім того перевізник має обрати правильну для себе стратегію поведінки, а саме використовувати заздалегідь розроблені та обґрунтовані варіанти управлінських рішень або посилатись винятково на власний досвід. Тому встановлені закономірності потоку разових замовлень надають змогу для автотранспортних підприємств у формуванні та побудови моделі визначення ймовірності отримання замовлень на перевезення вантажу перевізником з вихідного потоку замовлень.

Для отримання інформації про потік разових замовлень на ринку вантажоперевезень визначені джерела встановлення інформації. В результаті експериментальних досліджень сформувані масиви даних разових замовлень міжміських вантажних перевезень у внутрішньому сполученні. Проведено розрахунок попиту на перевезення в міжміському сполученні для визначеного періоду відповідно до напрямків перевезення вантажів. Відповідно до експериментальних даних отримані раціональні стратегії для перевізників, які надають змогу для прийняття управлінських рішень до оперативного управління на ринку перевезень вантажів у міжміському внутрішньому сполученні.

**Ключові слова:** потік разових замовлень, процес міжміських перевезень вантажів, логістичний сайт, найпростіший потік, закономірність, стратегія.

**ВСТУП**

Найбільшу частку в загальній структурі ринку транспортних послуг займає ринок міжміських вантажоперевезень, адже найбільший обсяг товарообміну здійснюється між областями та регіонами країни. Попит на ринку міжміських автомобільних вантажоперевезень складається з двох головних елементів – постійних та разових замовлень. Цей сегмент складає майже половину обсягу всього ринку міжміських вантажних автоперевезень та має особливий інтерес для вивчення з метою пошуку раціональної стратегії поведінки перевізника для управління ланцюгами постачань.

Враховуючи випадковий характер надходження разових замовлень, процес їх обслуговування має певну складність при управлінні ланцюгами постачань. Адже цей фактор вимагає від перевізників постійного пошуку таких замовлень і швидкого реагування на їх появу. Крім того перевізник має обрати правильну для себе стратегію поведінки, а саме використовувати заздалегідь розроблені та обґрунтовані варіанти управлінських рішень або посилатись винятково на власний досвід.

**АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Резерви вдосконалення процесу міжміських перевезень вантажів знаходяться в сучасних методах математичного моделювання, що є основою для пошуку та прийняття рішень необхідних для раціональної організації взаємодії учасників процесу доставки вантажів в міжміському сполученні та узгодження їх інтересів при управлінні ланцюгами постачань.

Наукові основи та загальні принципи моделювання міжміських вантажних перевезень були розроблені і сформульовані в 70-х роках ХХ століття [1]. Однією з перших прогнозних моделей міжміських вантажних перевезень стала модель Робертсона та Кресенга, відома в літературі як модель Гарвард-Брукінгса [2]. Прикладом такої моделі є модель транспортної системи Колумбії. Модель складається з вузлів, в якості яких виступають міста або регіони країни, та відрізків, яким відповідають маршрути міжміських вантажних перевезень. Критерієм ефективності цієї моделі є витрати на транспортування. Такий же підхід використовується і в моделі Хічкока для прогнозування вантажопотоків між пунктами відправлення та призначення. Визначення обсягів виробництва і споживання є необхідним елементом для виконання розподілу кореспонденцій вантажів у моделі Хічкока [3].

На початку 80-х років у рамках національної програми досліджень у галузі транспорту була створена мультимодальна модель мережі вантажопотоків для різного роду товарів, що отримала назву транспортної моделі мережі [4]. Основними властивостями моделі транспортної мережі є:

- маршрутизація транспортних засобів (ТЗ), яка здійснюється на основі рішень вантажовласників, які керуються виключно фінансовою складовою процесу перевезення;
- транспортні витрати мають лінійну залежність між курсом долару, часом та використанням матеріальних ресурсів.

Не дивлячись на те, що модель стала володіти більшими можливостями у порівнянні з іншими моделями такого типу, все одно вона не дозволила прогнозувати обсяги відправлення вантажу між початковим та кінцевим пунктом ланцюга доставки, що пов'язано з фіксованим станом попиту на перевезення, який залишився постійною складовою моделі.

Аналіз трендів та часових рядів стали новим напрямком аналізу та відтворення природи вантажопотоків в 1990-х роках. Діапазон таких моделей варіюється від простих однофакторних моделей до змішаних регресійних моделей або моделей ковзного середнього. Ці моделі досить прості в застосуванні через незначні обсяги вхідної інформації необхідної для їх створення, проте вони не є універсальним інструментом для моделювання задач такої складності як міжміське вантажне перевезення.

В 1998 р. автор запропонував нову інтерпретацію моделі розподілу вантажопотоків, яка ґрунтувалась вже не на рівно вагомому розподілу обсягів відправлення та прибуття вантажів між пунктами відправлення та призначення, а навпаки, на незбалансованому стані обсягів вантажів, що перевозяться [5]. Створення такої моделі дозволило описати песимістичні прогнози щодо вантажних перевезень, в результаті невиконання однією зі сторін своїх зобов'язань по перевезенню.

Моделювання міжміських вантажних перевезень стало предметом досліджень у роботі [6], в якій автор поділяє загальну множину існуючих моделей на два основних типи – на агреговані та деталізовані моделі. Основа цієї моделі є вхідна інформація, що кількісно та якісно повинна описувати вантажопотоки регіонів, між якими здійснюється перевезення. Інший підхід був запропонований у авторів робіт [7, 8], у якій створена ними модель являє собою лог-лінійну модель, що залежить від зміни співвідношення між часткою міжміських вантажних перевезень до частки вантажних перевезень в країні в цілому. Ця модель зручна для практичного застосування при вирішенні нескладних завдань організації міжміських перевезень, але вона не є ефективною при вирішенні комплексних задач, відсутність теоретичного апарату її створення є головним недоліком цієї моделі.

Серед деталізованих моделей вантажних перевезень було виділено 2 класи: моделі поведінки та модель управління запасами [9]. Моделі поведінки орієнтовані на прийняття рішення щодо співпраці з тим чи іншим перевізником або вантажоодержувачем, в той час як модель управління запасами аналізує попит на вантажні перевезення. Модель поведінки передбачає прийняття раціонального рішення особою, що керує процесом управління. Необхідною інформацією для моделі поведінки є: тариф на перевезення вантажу, час доставки вантажу, рівень обслуговування, надійність перевезення, страхові затрати, можливість гнучкого управління. Недоліком моделі поведінки є завчасний вибір управляючої особи, що передує процедурі збору первинної інформації. Це непроста задача, особливо для підприємств, в яких існує нагальна потреба одночасного прийняття декількох рішень (наприклад, вибір марки або вантажності декількох автомобілів, визначення обсягів вантажних відправок та ін.). Другий клас деталізованих моделей складають моделі управління запасами, основною метою створення якої є досягнення швидкого обороту товарів в процесі задоволення попиту споживачів. Розумна політика управління запасами будується на виборчому розподілі ресурсів за п'ятьма ознаками, до яких належать: сегментація споживчого ринку (складу споживачів), необхідний асортимент продуктів, інтеграція вантажоперевезень, тимчасові потреби, вимоги конкуренції [10].

Автори сучасності розглядають процедуру моделювання вантажопотоків як строго поетапний процес. На першому етапі необхідно визначити матрицю кореспонденцій (МК) вантажів, тобто визначити хто і що виробляє, в яких об'ємах і з якою метою (для проміжного або кінцевого споживання). Другий етап моделювання вантажних перевезень тісно пов'язаний з логістикою. На цьому етапі вирішуються питання розміщення та раціонального використання запасів, управління ланцюгами постачань. Задачею, що потребує вирішення, на третьому етапі є вибір виду транспорту, рухомого складу та об'єктів технічного обладнання, необхідного для здійснення процесу перевезення. Завершальним четвертим етапом організації руху вантажів є створення маршрутів прямування вантажів.

В роботі [11] автор пропонує два агреговані підходи, що, на його думку, найбільш поширені у використанні для визначення МК на сьогодні. Перший передбачає знаходження величини



кореспонденції  $k$ -го типу вантажу за моделлю. Другий підхід до прогнозування величин кореспонденцій передбачає застосування методів лінійного програмування, що ґрунтується на оптимізації обраної цільової функції, у якості якої, як правило, обираються загальні витрати на транспортування (у грошовому виразі, дуже рідше в узагальнених умовних витратах).

Методологія визначення рівня завантаження магістралей вантажопотоками поряд з описаними вище моделями передбачає застосування так званих балансових моделей. Постановка задачі полягає в пошуку стану рівноваги системи. Виходячи з цього існують варіації цього підходу виходячи з обраного критерію ефективності (оцінки стану системи). Одним з найбільш поширених критеріїв є ентропія системи, яку запропонував автор [12]. В рамках вирішення питання формування міжміських вантажопотоків слід приділяти особливу увагу чинникам цього процесу, а саме:

- дислокаційним факторам, тобто необхідність в перевезеннях виникає з парадигми задоволення потреб населення чи виробництва в певних товарах чи сировині (комплектуючі для виробництва). При цьому на основі аналізу обсягів поглинання товарів чи сировини можливо визначити рівень та інтенсивність виконання вантажних перевезень, їх зародження та напрями реалізації;

- номенклатура вантажів, спеціалізація регіонів на виробництві певних продуктів;

- фізичні характеристики вантажу, що є основою для вибору методу транспортування та виду транспорту;

- операційні фактори – масштаби виробництва, застосування каналів розподілу продукції, географічна диверсифікація товарів;

- географічні фактори – щільність населення та розташування агломерації безпосередньо впливає на характеристики розподілу готової продукції;

- фактори динаміки – сезонні коливання попиту на певні продукти;

- цінні фактори.

#### **ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

В сучасних умовах розвитку ринкової кон'юнктури, що характеризується, головним чином, рівнем попиту і пропозиції, існує потреба у впровадженні в систему управління будь-якого автотранспортного підприємства нових оптимізаційних методів при управлінні ланцюгами постачань. Одним з найголовніших підходів до оптимізації функціонування транспортного ринку попиту для транспортних компаній, що надають послуги з перевезення вантажів у міжміському сполученні, є розробка та використання різних стратегій. Тому для оптимізації роботи транспортної системи ринку міжміських вантажоперевезень необхідно встановити закономірності на ринку разових замовлень у міжміському сполученні при управлінні ланцюгами постачань. Деталізація вихідної інформації повинна бути на регіональному рівні, що надає змогу вирішувати питання оперативного прийняття рішень перевізником на ринку міжміських перевезень при управлінні ланцюгами постачань.

#### **РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ**

Разові замовлення надходять до перевізників через різні джерела, логістичні сайти, що вимагає від перевізників постійного моніторингу стану ринку разових замовлень і вміння швидко реагувати на його зміни. Вантажовласники без зайвих витрат часу здійснюють пошук транспортних компаній, готових до перевезення їхньої продукції. На відміну від цього автотранспортні підприємства стикаються з необхідністю оперативного прийняття рішення стосовно виконання або відмови від обслуговування запропонованих варіантів замовлень в умовах невизначеності [13].

Перед перевізником постає питання оперативного прийняття рішення щодо виконання альтернативних варіантів замовлення, для чого повинна існувати ефективна стратегія поведінки перевізника у цій ситуації. Побудована у роботі [14] модель обслуговування разових замовлень на міжміських вантажних перевезеннях є налаштованим та зручним у виконанні інструментом для проведення імітаційних експериментів, метою яких є оцінка різних стратегій обслуговування випадкової складової ринку транспортних послуг та прийняття на їх основі обґрунтованих управлінських рішень при управлінні ланцюгами постачань.

При регулярних вантажних перевезеннях інформація про потребу в послугах надходить до перевізника через налагоджені договірні зв'язки або особисті знайомства. Разові замовлення, які мають випадковий характер й надходять до перевізника через різноманітні інформаційні джерела, зазвичай являються випадками одноразових потреб вантажовласників у перевезенні вантажу в міжміському сполученні.

Враховуючи розвиток інформаційних технологій основним джерелом одержання інформації про разові потреби суб'єктів ринку транспортних послуг в перевезенні вантажів на сьогодні є спеціалізовані логістичні сайти. В Україні найбільш відомими є три сервери: lardi-trans.com, della.ua та ati.com.ua. Десятки рекламодавців використовують lardi-trans.com, адже лише тут створилася найбільша цільова аудиторія у сфері автомобільних перевезень. Цей сервіс забезпечує клієнтів не лише оперативною інформацією про вантажі та транспорт, на ньому також розроблені та впроваджені такі затребувані сервіси як "Зона надійності", "Нотатки", "Форум", "Розрахунок відстаней" тощо.

Для опису досліджуваного процесу було обрано наступні параметри разових замовлень на перевезення вантажів:

- напрямок перевезення;
- вид вантажу;
- обсяг вантажної відправки.

Напрямок перевезення необхідний для визначення вантажопотоків по географічному розміщенню, на основі чого складається розуміння про рівень завантаження кожного з напрямків перевезення вантажів. Дана інформація надзвичайно корисна для перевізника.

Збір статистичної інформації здійснювався протягом 5 робочих днів, вихідні дні не беруться до уваги, так як кількість разових замовлень на перевезення вантажів, що надходить у вихідний день складає близько 4 % у порівнянні з масивом замовлень, що надходять у робочий день.

Проаналізувавши отриману вихідну інформацію, було виявлено, що велика кількість замовлень на перевезення вантажу дублюється декілька разів. У результаті виконання операцій по очищенню повторень замовлень створюється можливість оцінити масштаб спотворення первинної інформації щодо загальної кількості замовлень на перевезення вантажів у міжміському сполученні. Очищений вихідний масив даних дає змогу об'єктивно оцінити попит сегменту ринку разових замовлень. Проте представлення очищеного масиву даних в табличному вигляді не забезпечує зручності використання отриманих результатів.

Враховуючі адміністративно-територіальний устрій України логічним є використання областей у якості транспортних районів в моделі, так званий регіональний рівень деталізації (вищий транспортний район). Основною вимогою для коректного представлення регіону або країни в транспортній моделі є близькість територіальних одиниць, що відображаються у моделі транспортними районами до такого абстрактного об'єкту як точка, яка не має площі. Тобто площа кожного об'єкту, що виконує роль транспортного району повинна бути як змога меншою, а їх сумарна площа повинна бути значно меншою загальної площі всього об'єкту, що моделюється. Таким вимогам відповідають населені пункти, серед яких в першу чергу варто розглянути міста. Звідси, найбільш повною транспортною моделлю буде така, в якій всі приблизно 460 міст будуть виступати як транспортні райони. Це, так званий, місцевий рівень деталізації. Але така повна деталізація призведе до суттєвого підвищення трудомісткості збору вихідної інформації та виконання розрахунків.

Назва населених пунктів є основним ключовим моментом при визначенні регіональних напрямків перевезень. За для цього з метою отримання з загального масиву даних цієї інформації визначається напрямок перевезень за допомогою логічних функцій визначається для населених пунктів, між якими здійснюються перевезення в поточному періоді обробки. Визначення приналежності населених пунктів, між якими здійснюються перевезення, до того чи іншого регіону, та формується матриця вантажних відправок розмірністю  $24 \times 24$ , заголовками рядків і стовпців якої є назви регіонів України.

В результаті експериментальних досліджень потоку разових замовлень на міжміські вантажоперевезення були отримана середньодобова матриця разових замовлень та розрахована сумарна матриця разових замовлень за період в який проведено дослідження. Для сумарного потоку за 5 робочих діб графічно розподіл потоку разових замовлень по областям надано на рисунку 1.

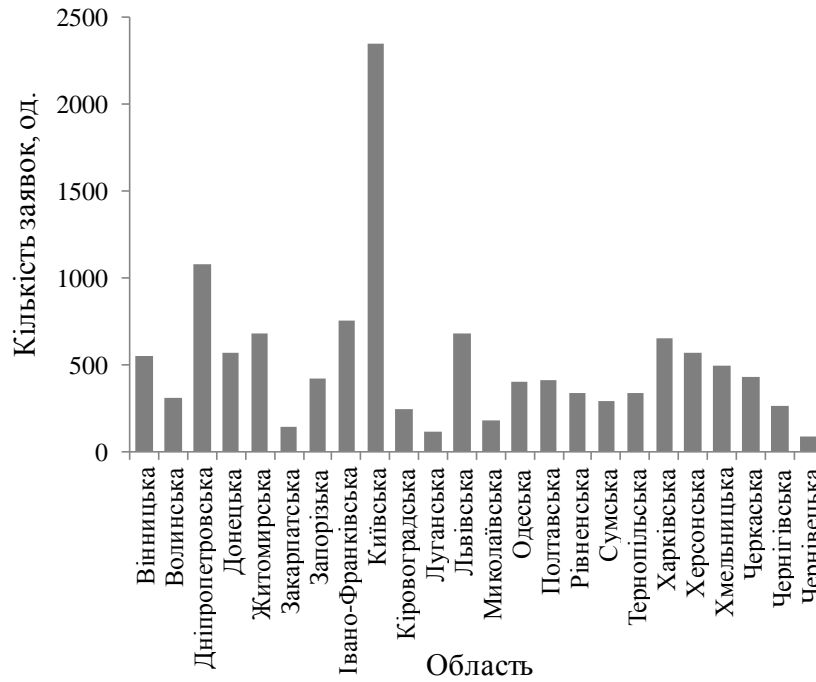


Рисунок 1 – Розподіл потоку разових замовлень по регіонах країни

Для оцінки отриманих даних необхідно визначити закономірність у надходженні потоку разових замовлень. При перевезенні вантажів потік замовлень представляє собою послідовність однорідних подій, що відбуваються одне за одним у випадкові моменти часу. Серед властивостей, якими можуть володіти потоки, виділяють властивості стаціонарності, відсутності післядії і ординарності. Відповідно до наведених властивостей, якщо потік замовлень буде відповідати всім вищезазначеним властивостям, тоді він відповідає найпростішому потоку однорідних подій [15]. З огляду на це припущення про відповідність вхідного потоку разових замовлень найпростішому Пуассонівському потоку приймається за основу для побудови аналітичних моделей досліджуваного процесу. Інтенсивність надходження замовлень на перевезення  $\lambda$ , тоді ймовірність того, що за проміжку часу  $\tau$  надійде рівно  $n$  замовлень, розраховується наступним чином

$$P\{X\} = \frac{(\lambda \cdot \tau)^n}{n!} \cdot e^{-\lambda\tau}, \quad n = 0,1,2,3,\dots \quad (1)$$

де  $X = n$  – кількість замовлень на перевезення вантажів, од.;

$\tau$  – період надходження замовлень на перевезення вантажу.

Обсяг отриманої для перевірки інформації невеликий, тому для таких випадків існує критерій згоди Колмогорова, який дозволяє визначити відповідність розподілу для емпіричної величини. За допомогою критерію Колмогорова визначається максимальне відхилення між емпіричною та теоретичною функціями розподілу, критичне значення якого при рівні значимості  $\alpha = 0,05$ , становить 0,134. Використання критерію Колмогорова дозволить не лише чисельно, а й візуально оцінити отриманий результат за рахунок графічного його зображення.

Завдяки представленню вихідного масиву даних щодо розподілу вантажопотоків у вигляді регіональної матриці вихідною інформацією обираються 10 значень сумарних добових інтенсивностей надходження разових замовлень [15], кожної з областей країни незалежно від напрямку перевезення вантажу. Так, на підставі десяти значень інтенсивності надходження разових замовлень здійснюється розрахунок емпіричної та теоретичної функцій розподілу Пуассона та визначається максимальне відхилення між зазначеними показниками,  $\Delta$

$$\Delta = \left| f_i - \frac{(\lambda t)^{v_i}}{v_i!} \cdot e^{-\lambda t} \right|, \quad (2)$$

де  $f_i$  – накопичена частота  $i$ -того інтервалу, од.;

$v_i$  – значення вибірки  $i$ -того інтервалу, од.

Результати розрахунків максимального значення відхилення емпіричної функції розподілу Пуассона від теоретичної наведено в таблиці 1. Графічне зображення результатів розрахунків експериментального дослідження наводиться для областей, що характеризується середнім та найбільшим відхиленням між емпіричною та теоретичною функцією розподілу Пуассона відповідно на рисунку 2 та 3.

Перевірка сумарних добових потоків разових замовлень за 5 робочих діб для кожної з областей країни на їх відповідність потоку Пуассона дає змогу зробити висновок, що гіпотеза щодо цього не може бути спростована, адже жодне зі значень максимального відхилення між емпіричною та теоретичною функціями розподілу не перевищило його критичного значення.

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Процес прийняття рішення щодо обслуговування разового замовлення є досить складним, це зумовлено невідомістю наслідків від реалізації замовлення. Однією з основних проблем є те, що ймовірність отримання потрібного замовлення на повернення до місця розташування базового підприємства є досить низькою. Тому перевага надається замовленням у напрямку початкового пункту відправлення. Це дозволяє об'єктивно оцінювати фінансові результати діяльності автотранспортного підприємства.

Виходячи з цього, можна сказати, що під час дослідження процесу обслуговування разових замовлень необхідно займатися формуванням та оцінкою ефективності не конкретних маршрутів, а набору правил, на підставі яких приймаються рішення перевізником у процесі своєї діяльності.

Таблиця 1 – Максимальні значення відхилення між емпіричною та теоретичною функцією розподілу Пуассона для областей країни

Область/регіон	Максимальне відхилення	Область/регіон	Максимальне відхилення
Вінницька	0,131	Миколаївська	0,217
Волинська	0,135	Одеська	0,131
Дніпропетровська	0,121	Полтавська	0,135
Донецька	0,126	Рівненська	0,125
Житомирська	0,132	Сумська	0,128
Закарпатська	0,127	Тернопільська	0,131
Запорізька	0,134	Харківська	0,111
Івано-Франківська	0,128	Херсонська	0,133
Київська	0,135	Хмельницька	0,136
Кіровоградська	0,131	Черкаська	0,129
Луганська	0,130	Чернігівська	0,131
Львівська	0,126	Чернівецька	0,134

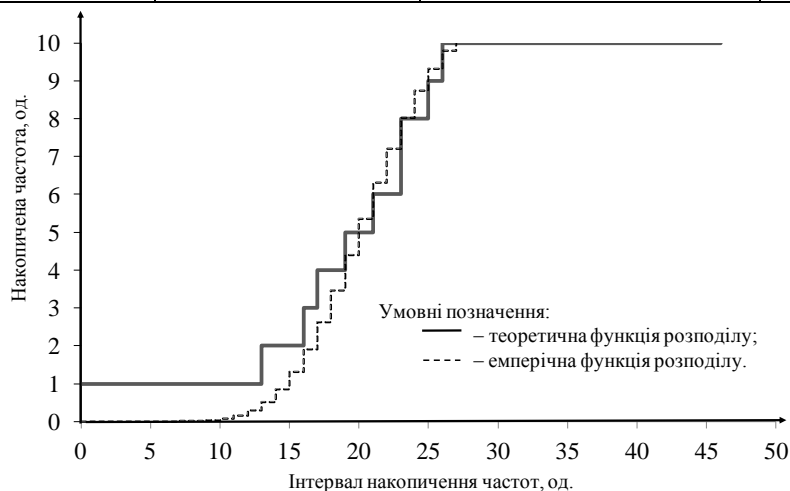


Рисунок 2 – Графік емпіричної та теоретичної функції розподілу Пуассона для Хмельницької області

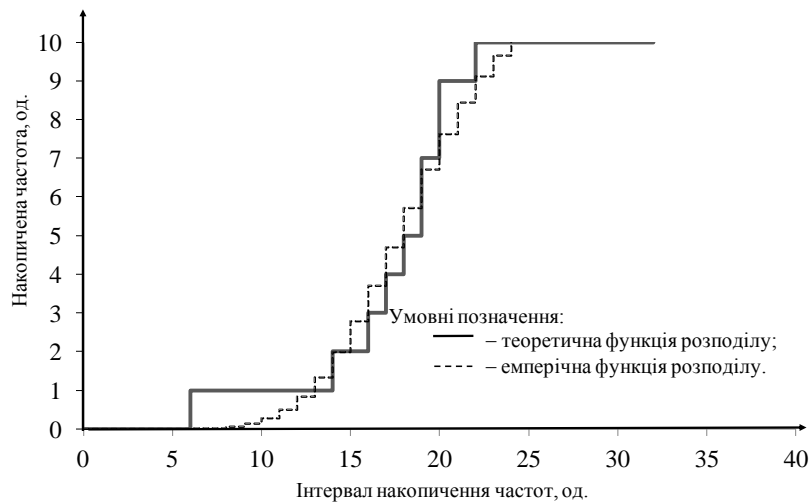


Рисунок 3 – Графік емпіричної та теоретичної функції розподілу Пуассона для Львівської області

Згідно з методикою [15] пропонується виділити три види напрямків перевезення вантажів за їх привабливістю стосовно перспектив отримання наступного замовлення: привабливий, 9 од., з  $\lambda_j/\mu_j \geq 1,05$ ; звичайний, 8 од., з  $0,7 \leq \lambda_j/\mu_j < 1,05$ ; непривабливий, 8 од., з  $\lambda_j/\mu_j < 0,7$ .

Відношення  $\lambda_j < \mu_j$  визнається співвідношенням інтенсивності знаходження разових замовлень до інтенсивності надходження автомобілів, що на них претендують здійснюється поділ напрямків перевезення вантажів за їх привабливістю стосовно перспектив отримання наступного замовлення. В якості значення інтенсивності надходження автомобілів пропонується розглядати інтенсивність надходження потоку разових замовлень в відповідний регіон. Згідно результатів визначення стратегій поведінки перевізників на ринку разових замовлень не змінились стратегії для наступних областей: Дніпропетровській, Житомирській, Закарпатській, Івано-Франківській, Кіровоградській, Херсонській, Хмельницькій, Черкаській, Чернівецькій та Полтавській. Області для яких не змінились види напрямку перевезення вантажів та стратегій мають привабливу та непривабливу стратегію крім Полтавської області. Серед областей для яких змінились стратегії з непривабливої до привабливої Донецька та Тернопільська область, навпаки з привабливої стратегії в Чернівецькій області змінилась на непривабливу. Змінився статус з звичайної стратегії до непривабливої у Волинській, Запорізькій, Миколаївській та Одеській області, привабливу стратегію отримали Вінницька, Сумська та Харківська області. Стратегії які змінилися з привабливих до звичайних мають Київська, Львівська та Рівненська області. Луганська область змінила статус з непривабливої до звичайної стратегії.

### ВИСНОВКИ

В результаті перевірки сумарних добових потоків разових замовлень за 5 робочих днів для кожної з областей країни було визначено їх відповідність потоку Пуассона. Відповідно до розподілу потоку разових замовлень за 5 робочих тижнів найбільший потік спостерігається в середині тижня. Згідно з попереднім періодом потік має тенденцію до зменшення в усі робочі тижня крім середи. Серед регіонів, які мають найбільший потік є Київська та Дніпропетровська область. При визначенні стратегій поведінки перевізників 10 областей мають привабливий, 9 областей мають непривабливий та 5 областей мають звичайний напрямок перевезень. Серед них 10 областей не змінили стратегії поведінки перевізників в порівнянні з минулими дослідженнями.

Зміни в стратегіях в відповідних областях може бути пояснене змінами на ринку попиту разових замовлень, які пов'язані з розвитком виробництва, змінами споживчого попиту на різні товари та іншими причинами, що приводить до перерозподілу потоків разових замовлень при управлінні ланцюгами постачань.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Христюк Н.М., Петровская Е.П., Сторожук Н.К. Междугородные перевозки грузов автомобильным транспортом. Киев: Техника, 1977. 104 с.
2. Roberts P.O. Transport Planning: Models for Developing Countries: unpublished Ph.D. Dissertation. Evanston: Civil Engineering Department. Northwestern University, 1966. 228 p.

3. Hitchcock F.L. Distribution of a Product from Several Sources to Numerous Localities. *Journal of Mathematics and Physics*. 1941. V. 20. P. 224-230.
4. Bronzini M.S. Evolution of a multimodal freight transportation network model. *Proceedings of the Transportation Research Forum*. 1980. V. 21(1). P. 475-485.
5. Freiesz T.L., Suo Z.-G., Bernstein D.H. A dynamic disequilibrium interregional commodity flow model. *Transportation Research*. 1998. V. 32B(7). P. 467-483.
6. Winston C. The demand for freight transportation: models and applications. *Transportation Research*. 1983. V. 17(6). P. 419-427.
7. Morton A. A Statistical sketch of intercity freight demand. *Highway Research Record*. 1969. P. 47-65.
8. Levin R.C. Allocation in surface freight transportation: Does rate regulation matter? *Bell Journal of Economics*. 1978. V. 9. P. 18-45.
9. Regan A.C., Garrido R. Modeling Freight Demand and Shipper Behavior: State of the Art. *Future Directions*. 2001. V.7. P.185-215.
10. Candas M.F., Kutanoglu E. Benefits of considering inventory in service parts logistics network design problems with time-based service constraints. *Transactions*. 2007. V. 39 (2). P. 159–176.
11. Ortuzar J.D., Willumsen L.G. *Modelling Transport*. Fourth Edition. United Kingdom: JohnWiley&SonsLtd. 2011. 586 p.
12. Wilson A.G. A statistical theory of spatial distribution models *Transportation Research*. 1967. V. 1. P. 253–270.
13. Горбачов П.Ф., Мосьпан Н.В. Формалізація процесу обслуговування разових замовлень на перевезення вантажів у міжміському сполученні. *Вісник ХНАДУ: зб. наук. пр.* 2016. Вип. 72. С. 66-74.
14. Горбачов П. Ф., Мосьпан Н.В. Імітаційна модель обслуговування разових замовлень на міжміські вантажоперевезення. *Вісник ХНАДУ: зб. наук. пр.* 2017. Вип. 76. С. 32-39.
15. Мосьпан Н. В. Формування стратегій автотранспортних підприємств по обслуговуванню разових замовлень на перевезення вантажів у міжміському сполученні : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.22.01. Харків, 2018. 212 с.

#### REFERENCES

1. Khrystiuk N.M., Petrovskaia E.P., Storozhuk N.K. (1977) *Mezhduhorodnie perezovozky hruzov avtomobylnim transportom*. Tekhnika, 104 p.
2. Roberts P.O. (1966) *Transport Planning: Models for Developing Countries*: unpublished Ph.D. Dissertation. Evanston: Civil Engineering Department. Northwestern University, 228 p.
3. Hitchcock F.L. (1941) Distribution of a Product from Several Sources to Numerous Localities. *Journal of Mathematics and Physics*. V. 20. P. 224-230.
4. Bronzini M.S. (1980) Evolution of a multimodal freight transportation network model. *Proceedings of the Transportation Research Forum*. V. 21(1). P. 475-485.
5. Freiesz T.L., Suo Z.-G., Bernstein D.H. (1998) A dynamic disequilibrium interregional commodity flow model. *Transportation Research*. V. 32B(7). P. 467-483.
6. Winston C. (1983) The demand for freight transportation: models and applications. *Transportation Research*. V. 17(6). P. 419-427.
7. Morton A. A (1969) Statistical sketch of intercity freight demand. *Highway Research Record*. P. 47-65.
8. Levin R.C. (1978) Allocation in surface freight transportation: Does rate regulation matter? *Bell Journal of Economics*. V. 9. P. 18-45.
9. Regan A.C., Garrido R. (2001) Modeling Freight Demand and Shipper Behavior: State of the Art. *Future Directions*. V.7. P.185-215.
10. Candas M.F., Kutanoglu E. (2007) Benefits of considering inventory in service parts logistics network design problems with time-based service constraints. *Transactions*. V. 39 (2). P. 159–176.
11. Ortuzar J.D., Willumsen L.G. (2011) *Modelling Transport*. Fourth Edition. United Kingdom: JohnWiley&SonsLtd. 586 p.
12. Wilson A.G. (1967) A statistical theory of spatial distribution models *Transportation Research*. V. 1. P. 253–270.
13. Horbachov P.F, Mospan N.V. (2016) .Formalizatsiia protsesu obsluhovuvannia razovykh zamovlen na perezvezennia vantazhiv u mizhmiskomu spoluchenni. *Visnyk KhNADU/ V. 72. P. 66-74.*

14.Horbachov P. F., Mospan N.V. (2017) Imitatsiina model obsluhovuvannia razovykh zamovlen na mizhmiski vantazhoperevezennia. Visnyk KhNADU. V.76. P. 32-39.

15.Mospan N. V. (2018) Formuvannia stratehii avtotransportnykh pidpriumstv po obsluhovuvanniu razovykh zamovlen na perevezennia vantazhiv u mizhmiskomu spoluchenni : avtoref. dys. kand. tekhn. nauk. Kharkiv, . 212 p.

#### **A. Kochina. Determination of the regularities of the flow of single orders in the intercity communication in supply chain management**

Based on experimental studies of the demand for freight transportation, the paper establishes regularities of the flow of one-time orders in intercity domestic traffic in the management of supply chains. Given the random nature of one-off orders, the process of servicing them is somewhat complex. After all, this factor requires carriers to constantly search for such orders and respond quickly to their appearance. In addition, the carrier must choose the right strategy for itself, namely, to use pre-developed and well-grounded management decisions or to rely solely on its own experience. Therefore, the established regularities of the flow of one-off orders allow road transport companies to formulate and build a model for determining the probability of receiving orders for the carriage of goods by the carrier from the initial flow of orders.

To obtain information about the flow of one-time orders in the freight market, the sources of information are identified. As a result of experimental studies, data arrays of one-time orders of intercity freight transportation in the domestic traffic have been formed. The demand for intercity transportation for a certain period was calculated in accordance with the directions of cargo transportation. In accordance with the experimental data, rational strategies for carriers have been obtained, which provide an opportunity for making managerial decisions for operational management in the market of intercity domestic freight transportation.

**Keywords:** flow of one-time orders, process of long-distance cargo transportation, logistics website, simplest flow, regularity, strategy

*КОЧИНА Анастасія Анатоліївна*, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних системи і логістики, Харківський національний автомобіль-дорожній університет e-mail: [kochina.tsl@gmail.com](mailto:kochina.tsl@gmail.com). <https://orcid.org/0000-0001-8377-4770>

*Anastasia. KOCHINA*, PhD, Associate Professor of the Department of Transport Systems and Logistics, Kharkiv National Automobile and Road University, e-mail: [kochina.tsl@gmail.com](mailto:kochina.tsl@gmail.com) <https://orcid.org/0000-0001-8377-4770>

DOI 10.36910/automash.v1i20.1044

Куць Н.Г.

*Луцький національний технічний університет*

## МІСЦЕ МІЖНАРОДНИХ ТРАНСПОРТНИХ КОРИДОРІВ У ТРАНСПОРТНІЙ ГЕОГРАФІЇ

Транспортна географія України вивчає транспортну інфраструктуру та її вплив на економічний розвиток країни. Вона досліджує географічне розташування транспортних мереж та їхню роль у забезпеченні зв'язку між різними регіонами країни, а також зв'язок з іншими країнами світу. Однією з найважливіших складових транспортної географії України є її географічне розташування. Україна знаходиться на перехресті міжнародних транспортних коридорів, що забезпечує її важливість у транзитній торгівлі між Європою та Азією, а забезпечує зв'язок з країнами Східної та Центральної Європи. Також, Україна має доступ до Чорного та Азовського морів, що забезпечує її зв'язок з іншими країнами через морські шляхи.

Міжнародні транспортні коридори займають важливе місце в транспортній географії, оскільки вони є основою міжнародної торгівлі та обміну товарами між країнами. Ці коридори включають в себе дороги, залізниці, морські та повітряні шляхи, які забезпечують транспортування товарів та пасажирів через міжнародні кордони.

Загалом, міжнародні транспортні коридори відіграють важливу роль у транспортній географії, забезпечуючи зв'язок між країнами та стимулюючи економічний розвиток. Проте, необхідно враховувати вплив на довкілля та здоров'я людей, забезпечувати безпеку транспортування та розвивати інфраструктуру з урахуванням цих факторів.

**Ключові слова:** транспортна географія, міжнародні транспортні коридори, товари, пасажирів, транспортування, економічний розвиток, транзит, довкілля.

### ВСТУП

З огляду транспортної географії міжнародні транспортні коридори мають велике значення для розвитку економіки та підтримки міжнародного співробітництва. Вони дозволяють країнам забезпечити свої потреби у різних товарах та послугах, а також розвивати зовнішню торгівлю та стимулювати інвестиції. Поряд з тим, міжнародні транспортні коридори можуть впливати на довкілля та здоров'я людей, тому їх розвиток потребує ретельного плану вивчення впливу на довкілля та здоров'я людей, забезпечення безпеки транспортування та розвитку інфраструктури.

Транспортні коридори можуть бути різних видів, залежно від того, який вид транспорту переважає. Наприклад, дорожні транспортні коридори можуть бути найбільш підходящими для транспортування вантажів, які не потребують швидкого транспортування або які можуть бути розділені на менші партії. Залізничні транспортні коридори можуть бути ефективними для перевезення великих обсягів вантажів на великі відстані. Морські транспортні коридори можуть бути важливими для перевезення вантажів на великі відстані між континентами, а повітряні транспортні коридори можуть бути найшвидшим способом транспортування пасажирів та деяких видів вантажів.

Один з головних впливів міжнародних транспортних коридорів на довкілля полягає в емісії парникових газів, таких як діоксид вуглецю, в результаті транспортування товарів та пасажирів. Крім того, транспортні коридори можуть призвести до забруднення повітря, води та ґрунту внаслідок розливів палива та інших небезпечних речовин, що можуть впливати на здоров'я людей та навколишнє середовище.

Узагальнюючи, транспортна географія досліджує взаємозв'язок між транспортною інфраструктурою та економічним розвитком країни, а також вплив транспорту на довкілля та здоров'я людей. Ці дослідження можуть бути корисними для розвитку транспортної системи, що враховує потреби населення та забезпечує економічне зростання країни з мінімальним негативним впливом на довкілля та здоров'я людей

### АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Переміщення людей, вантажів та інформації завжди були основними складовими економічного та соціального життя суспільства. Сучасні економічні процеси супроводжуються значним зростанням мобільності та підвищенням рівня доступності. Хоча цю тенденцію можна простежити до промислової революції, вона значно прискорилося в другій половині 20-го століття, коли торгівлю було лібералізовано та значні технологічні вдосконалення. Однак для цього потрібна спроможність керувати, підтримувати та розширювати переміщення пасажирів і вантажів, а також їхні базові потоки інформації. Суспільства стають все більш залежними від своїх транспортних систем для підтримки широкого спектру видів діяльності, починаючи, серед іншого, від поїздок на роботу, туризму, забезпечення енергетичних потреб до розповсюдження частин і кінцевих товарів. Розвиток



транспортних систем є постійною проблемою для задоволення потреб у мобільності, підтримки економічного розвитку та участі у світовій економіці [1].

Такі характеристики, як ресурси, населення та економічна діяльність, не випадково розподілені по всьому світу і є логіка, порядок та ієрархія просторового розподілу. Географія прагне зрозуміти просторовий порядок речей, а також їх взаємодію, особливо коли цей просторовий порядок менш очевидний. Транспорт, будучи одним з елементів цього просторового порядку, водночас перебуває під впливом географії, а також впливає на неї. Наприклад, шлях, по якому йде дорога, залежить від регіональних економічних і фізичних характеристик, але після того, як вона буде побудована, та сама дорога визначатиме майбутній регіональний розвиток.

Транспорт має відношення до географії з двох основних причин. По-перше, транспортні інфраструктури, термінали, види транспорту та мережі займають важливе місце в просторі та складають основу складної просторової системи. По-друге, оскільки географія прагне пояснити просторові відносини, транспортні мережі становлять особливий інтерес, оскільки вони є основною фізичною опорою цих взаємодій [2].

Для того, щоб виділити складний внесок різноманітних галузей у транспортну географію, Rodrigue et. in., конкретно визначають, що «роль транспортної географії полягає в розумінні просторових відносин, створених транспортними системами» [3]. У цьому відношенні географія транспорту знаходиться на перетині вивчення транспортних систем (з наголосом на вузлах, мережах і попиті) і географії (яка стосується просторових відносин і, зокрема, трьох концепцій, наведених вище). Для цілей цього документу розглядатиметься, що транспортна географія стосується, для будь-якої конкретної мети, перекладу географічних реалій у спрощені мережеві моделі та оцінки відповідності цих моделей по відношенню до географічної реальності.

Транспортна географія розширила аспекти науки про транспортні коридори, які можуть бути використані для вирішення великої кількості проблем. Просторова реальність «має важливий вплив на топологічні властивості транспортних коридорів і, отже, на процеси, які в них відбуваються», а просторово обмежені мережі «відображають дуже відмінні риси, які вимагають нових моделей». [4]. Наприклад, дорожня інфраструктура і транспортні мережі мають можливу кількість зв'язків, які мають певні характеристики, що можуть бути продуктивними в тій мірі, в якій вони використовуються транспортно-мережевими науковцями.

При використанні вищезгаданих визначень можна зробити висновок, що транспортна географія внесла значний вклад у розвиток науки про мережі та транспортні коридори і, створивши цілу галузь науки, яка зосереджується на проблемах, пов'язаних з транспортними мережами та системами. Більшість питань, які вивчає наука про мережі, є складними, а транспортна географія надала реальних даних та проблем для їх дослідження та вирішення. В цьому контексті транспортна географія дала змогу звернути увагу на динамічні мережі та зв'язки, що є особливо важливим для розвитку мережевої науки. Також це дозволило розробити нові методи та підходи до розв'язання цих складних проблем, зокрема, шляхом перекладання концепцій транспортної науки на математичні вирази, що є зручними для транспортно-мережевої науки.

Україна активно працює над розвитком своєї транспортно-мережевої науки та своїх транспортних коридорів з метою поліпшення транспортної інфраструктури та забезпечення більш ефективної та швидкої доставки вантажів до країн-партнерів. Деякі з планів розвитку транспортних коридорів в Україні включають:

- розвиток Дунайського транспортного коридору, який відіграє важливу роль в транспортній логістиці Центральної та Східної Європи. Україна планує розширити свої порти на Дунаї, зокрема в Українському Чорномор'ї та на Дніпрі, а також збільшити потужності залізниць та автомобільних доріг, що проходять через Дунайський транспортний коридор;

- розвиток транзитних транспортних коридорів, які проходять через територію України. Україна планує покращити існуючі транспортні шляхи та створити нові, які дозволять більш ефективно доставляти вантажі до країн-партнерів. Наприклад, розширення транспортного коридору "Балтійське море - Чорне море", що з'єднує країни Північної та Східної Європи з країнами Близького Сходу та Азії.

Загалом, розвиток міжнародних транспортних коридорів та мережевої науки в Україні є важливим напрямом розвитку транспортної системи та забезпечення транзиту товарів між Європою та Азією, що сприяє підвищенню конкурентоспроможності національної економіки, створенню нових робочих місць та залученню інвестицій від іноземних партнерів.

Проектом Національної Транспортної стратегії України до 2030 року полягає у створенні концептуальних засад для реалізації державної політики, спрямованої на забезпечення сталого та ефективного функціонування транспортного сектору, передумов соціально-економічного розвитку країни, підвищення конкурентоспроможності національної економіки та добробуту громадян [5]. Загальна мета європейської транспортної політики полягає у створенні умов для розвитку високоякісної транспортної системи, заснованої на використанні технічних, економічних та технологічних характеристик окремих видів транспорту, принципів конкуренції, врахування економічного та соціального впливу, а також впливу на екологію та охорону здоров'я [5].

Останнім часом звертають багато уваги на розробку питань, що стосуються покращення якості транспортного обслуговування. Багато науковців, зокрема: Горяїнов О.М. [6], Крикавський Є.В. [7], Кунду Н.Т. [8] та інші, зосереджені на питаннях теорії та практики транспортних послуг. Вони аналізують фактори, які впливають на якість перевезень та критерії, які має враховувати замовник при виборі перевізника та можливість доставки вантажу у різні точки території України, тощо.

Аналіз досягнень для прискорення розвитку національної економіки України показує, що транспортний сектор має важливе значення, оскільки він може перетворити країну на міжнародний транспортний хаб між Європою та Азією. Для досягнення цієї мети необхідно створити безпечну, надійну, дієву та ефективну мультимодальну транспортну систему, яка базується на ринкових принципах та відповідає потребам промисловості та громадян України.

### **ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Міжнародні транспортні коридори є важливим елементом світової економіки, який забезпечує ефективний транспорт вантажів та пасажирів між різними країнами. Україна, завдяки своєму розташуванню в центрі Європи, має великий потенціал для розвитку міжнародних транспортних коридорів.

Ціллю роботи є дослідження розвитку міжнародних транспортних коридорів, що є важливим для України та її партнерів у регіоні та світі. Забезпечення ефективності транспортування та використання нових технологій, розвиток інфраструктури, співпраця з іншими країнами та дотримання принципів сталого розвитку є ключовими чинниками для забезпечення успішного розвитку міжнародних транспортних коридорів. Запровадження нових технологій та інновацій може значно підвищити ефективність транспортного сполучення, зменшити витрати та підвищити якість послуг. Розвиток транспортної інфраструктури також є необхідним для забезпечення зручності та безпеки транспортних перевезень.

Окрім цього, важливо враховувати геополітичну ситуацію в регіоні, оскільки вона може впливати на міжнародний транспортний потік та національну економіку. Зокрема, конфлікти на кордонах, зміни політичної ситуації в окремих країнах або регіонах можуть призвести до змін у транспортних потоках та відтоку інвестицій зі зміною маршрутів. Тому важливо мати в запасі альтернативні маршрути та плани дій для непередбачуваних ситуацій. Нині намітилися такі шляхи вирішення проблем:

1. Стійкість до транспортування.
2. Функціонування міжнародних транспортних коридорів.
3. Екологічна відповідальність.
4. Дольова участь країн, що використовують транспортні системи майбутнього.

### **РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ**

Стійкість до транспортування (або стійкість до перевезення) - це властивість продукту або матеріалу зберігати свої характеристики та функціональність під час транспортування з одного місця до іншого. Стійкість до транспортування є важливим фактором для багатьох галузей промисловості, таких як харчова промисловість, фармацевтична промисловість, електронна промисловість, автомобільна промисловість тощо.

Забезпечення безпеки транспортування є важливим питанням, пов'язаним з міжнародними транспортними коридорами. Необхідно забезпечити безпеку пасажирів та вантажів від ризику крадіжки, пожежі, вибуху та інших небезпечних ситуацій під час транспортування. Крім того, розвиток інфраструктури, яка дозволяє підтримувати безпеку на транспортному коридорі, такої як дороги, залізниці та морські порти, є важливим фактором у забезпеченні ефективності та безпеки міжнародних транспортних коридорів.

Окрім цього, розвиток інфраструктури та технологій, що підтримують міжнародні транспортні коридори, може впливати на розвиток галузей економіки, таких як логістика, туризм та транспорт. Розвиток міжнародних транспортних коридорів може стимулювати розвиток міжнародної торгівлі та

збільшувати конкурентоспроможність країн на світовому ринку. Крім того, міжнародні транспортні коридори можуть бути важливим фактором у забезпеченні доступу до ринків, ресурсів та технологій для країн, що розвиваються. Однак, недостатня розвиненість окремих видів транспорту, особливо в регіонах, може ускладнювати доступ до ресурсів та ринків.

Україна має розвинуту транспортну інфраструктуру, яка включає автомобільний, залізничний, водний та повітряний транспорт і може забезпечити стійкість до транспортування вантажів і пасажирів. Залізниця є основним видом транспорту для перевезення вантажів та пасажирів в Україні, а також забезпечує зв'язок з країнами Східної та Центральної Європи. Автомобільний транспорт є найбільш розвиненим видом транспорту в Україні, що забезпечує зв'язок між містами та сільськими районами країни. Водний транспорт використовується для перевезення вантажів по Дніпру та інших річках України, а також для зв'язку з міжнародними портами на Чорному та Азовському морях. Повітряний транспорт використовується для пасажирських та вантажних перевезень в Україні та міжнародних рейсів.

Розвиток міжнародних транспортних коридорів є важливим для України з економічного та геополітичного погляду. З одного боку, це дозволяє країні збільшувати експорт та залучати інвестиції; з іншого боку, це дає можливість Україні зміцнювати своє положення в регіоні та впливати на міжнародну політику. Для досягнення цих цілей Україна повинна продовжувати розвивати свою транспортну інфраструктуру та покращувати умови для транзиту вантажів та пасажирів через свою територію. Необхідно також забезпечити високий рівень безпеки та якості послуг у всіх етапах транспортування, щоб забезпечити довіру та підтримку партнерів у міжнародній спільноті. Адже функціонування міжнародних транспортних коридорів включає декілька етапів:

1. Передача вантажу. Початковий етап функціонування міжнародного транспортного коридору - передача вантажу від відправника до перевізника. Організація цього процесу залежить від типу вантажу, рівня складності, вартості та умов контракту.

2. Підготовка вантажу до транспортування. Цей етап включає упакування вантажу, оформлення необхідних документів, таких як рахунки-фактури, договори, сертифікати та інші.

3. Транспортування вантажу. Вантаж транспортується за допомогою різних видів транспорту, включаючи морський, річковий, автомобільний та залізничний. Кожен вид транспорту має свої переваги та недоліки, тому вибір залежить від різних факторів, таких як вага вантажу, відстань, терміни транспортування та інші.

4. Оформлення митного контролю та інших формальностей. Після транспортування вантажу на міжнародному транспортному коридорі, вантаж проходить митний контроль, що передбачає перевірку документів та інспекцію вантажу. Також можуть бути необхідні додаткові формальності, такі як отримання ліцензій, сертифікатів якості, дозволів на транспортування та інших.

5. Доставка вантажу до місця призначення. Після проходження митного контролю та інших формальностей, вантаж доставляється до місця призначення. Цей етап може включати перевантаження вантажу з одного виду транспорту на інший, перевезення вантажу на відстань до складу або на склад митного перевантаження, організацію додаткових документів та оплату.

Усі ці етапи повинні бути скоординовані та забезпечені відповідними послугами транспортування та логістики. Це включає в себе контроль над рухом вантажу на всій трасі, відслідковування термінів транспортування та інші важливі аспекти.

Крім того, розвиток міжнародних транспортних коридорів повинен відбуватися у згоді з принципами сталого розвитку. Це означає застосування екологічно чистих технологій, зменшення кількості викидів шкідливих речовин в атмосферу та водойми, а також узгодження дій з іншими країнами з метою збереження природних ресурсів.

Україна повинна активно співпрацювати з іншими країнами, які знаходяться на маршрутах міжнародних транспортних коридорів, для підвищення ефективності транспортування та зменшення перешкод на маршрутах. Важливим елементом такої співпраці є розвиток міжнародних договорів та стандартів, які врегулюють правові та технічні аспекти міжнародного транспортування.

Однією з перспектив розвитку міжнародних транспортних коридорів є використання нових технологій та інновацій. Наприклад, у сфері логістики використання систем штучного інтелекту та інших цифрових технологій може значно зменшити час та витрати на перевезення вантажів та пасажирів.

Також важливо розвивати транспортні інфраструктури в уздовж коридорів. Це означає розбудову та модернізацію доріг, залізниць, портів, аеропортів та інших транспортних об'єктів, що

забезпечують транспортування вантажів та пасажирів. Розвиток інфраструктури повинен відповідати потребам міжнародних ринків та підвищувати конкурентоспроможність України на них.

Міжнародні транспортні коридори є дуже важливими для міжнародної торгівлі та економічного розвитку. Вони забезпечують ефективний транспорт товарів та пасажирів між різними країнами та континентами.

Доля країн, що використовують міжнародні транспортні коридори, залежить від конкретного коридору. Наприклад, у разі транспортного коридору "Північ-Південь" (Northern Transit Corridor), який з'єднує країни Північної Європи з країнами Південної та Центральної Азії через територію України, до складу його користувачів входять такі країни, як Фінляндія, Швеція, Норвегія, Росія, Україна, Казахстан, Киргизстан, Таджикистан, Афганістан, Пакистан та Іран.

У разі транспортного коридору "Західно-Китайська залізниця" (West-East Corridor), який проходить через країни Східної та Центральної Європи, Росію, Казахстан та Китай, до складу його користувачів входять такі країни, як Польща, Словаччина, Угорщина, Сербія, Румунія, Болгарія, Росія, Казахстан та Китай.

Також можна відзначити транспортний коридор "Транскавказький магістральний транспортний вузол" (Transcaucasian Transport Corridor), який з'єднує країни Північного Кавказу та Південного Кавказу з країнами Європи та Азії. До складу його користувачів входять такі країни, як Грузія, Азербайджан, Туркменістан, Казахстан, Туреччина, Іран, Китай, Європейський Союз та Сполучені Штати Америки.

Також можуть бути інші міжнародні транспортні коридори, у склад яких входять різні країни, в залежності від їх географічного положення та призначення. Наприклад, існує транспортний коридор "Балтійське море - Чорне море" (Baltic-Black Sea Corridor), який забезпечує зв'язок між країнами Балтійського та Чорного морів через територію України. До складу його користувачів входять такі країни, як Литва, Латвія, Естонія, Польща, Україна, Румунія, Болгарія та Туреччина.

Від долі країн, які використовують міжнародні транспортні коридори, залежить не тільки їх економічний розвиток, але й забезпечення безпеки та стабільності в регіоні. Оскільки транспортні коридори забезпечують зв'язок між країнами, їх розвиток може бути корисним не тільки для окремих країн, але й для всього регіону. Також важливо забезпечити ефективне управління міжнародними транспортними коридорами, а також забезпечити співпрацю між країнами, яка дозволить вирішувати питання, що виникають під час їх функціонування.

Крім того, дольова участь країн може варіюватись залежно від конкретного транспортного коридору та його функцій. Наприклад, якщо коридор використовується головним чином для транспортування товарів, то країни-виробники можуть мати більшу частку в його користуванні, ніж країни-транзитери.

Загалом, успішне функціонування міжнародних транспортних коридорів залежить від того, наскільки країни-учасниці здатні досягати компромісів та співпрацювати для вирішення спільних проблем. Оскільки транспортні коридори часто проходять через території різних країн, їх розвиток може сприяти підвищенню рівня життя та економічного розвитку всіх країн-учасниць.

### **ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Для обговорення функціонування міжнародних транспортних коридорів та їх значення в транспортній географії можна використати різноманітну літературу, яка містить інформацію про їх функціонування та перспективи розвитку. Деякі з найкорисніших джерел можуть включати:

1. Звіти міжнародних організацій, таких як ООН, ЄС, Світовий банк, Європейська комісія, Міжнародний монетарний фонд та інші. Вони можуть містити статистичні дані, аналізи та рекомендації щодо розвитку міжнародних транспортних коридорів.

2. Публікації транспортних компаній та логістичних операторів, які активно використовують міжнародні транспортні коридори. Вони можуть містити практичні поради та рекомендації щодо організації транспорту через коридори.

3. Наукові статті та дисертації, що містять аналізи та дослідження щодо функціонування міжнародних транспортних коридорів. Вони можуть дати більш глибокий розуміння різних аспектів транспортних коридорів, таких як економіка, політика, технічні та інші.

4. Офіційні сайти міністерств транспорту та інших відповідних установ у країнах, через які проходять міжнародні транспортні коридори. Тут можна знайти інформацію про плани розвитку транспортних коридорів, державну політику щодо транспортних питань та інше.

5. Інтернет-ресурси транспортних компаній, логістичних операторів, які займаються транспортуванням вантажів через міжнародні транспортні коридори. Тут можна знайти більш

детальну інформацію про послуги, які вони пропонують, технічні можливості, підходи до організації транспорту та інше.

6. Аналітичні звіти та прогнози ринку логістики та транспорту, що розробляються аналітичними агентствами та консалтинговими компаніями. Ці джерела можуть містити інформацію про розвиток міжнародних транспортних коридорів, тенденції ринку логістики та транспорту, перспективи розвитку та інше.

7. Наукові видання транспортної галузі, що містять статті відомих науковців та експертів з транспортної логістики. Ці джерела можуть містити оригінальні дослідження та аналізи, які допоможуть отримати глибше розуміння функціонування міжнародних транспортних коридорів та їх перспектив.

8. Публікації відомих експертів з транспортної логістики та транспортної інфраструктури, які можуть містити цінні поради та рекомендації щодо покращення функціонування міжнародних транспортних коридорів.

Загалом, можна використати різноманітні джерела, які містять інформацію про функціонування, перспективи розвитку та організацію транспорту через такі коридори. Важливо обрати надійні та авторитетні джерела, щоб забезпечити якість та достовірність отриманої інформації.

## **ВИСНОВКИ**

Плани розвитку транспортних коридорів в Україні, зважаючи на географічне положення, передбачають як модернізацію існуючих, так і будівництво нових. З огляду на транспортну географію, до основних проектів розвитку транспортних коридорів в Україні належать:

1. Реконструкція залізничного коридору Е-40. Цей коридор проходить через Україну і є частиною трансєвропейського транспортного маршруту зі Сходу на Захід і з Півночі на Південь Європи. В рамках проекту планується збільшення швидкості руху поїздів, модернізація і будівництво нових залізничних станцій, а також підвищення рівня безпеки руху поїздів.

2. Будівництво Чорноморського транспортного коридору. Цей проект передбачає створення нового морського транспортного маршруту, який з'єднуватиме Європу з Південною і Південно-Східною Азією через порти Чорноморського регіону. Проект включає будівництво нових морських портів, розширення і реконструкцію існуючих портів, а також будівництво нових автошляхів і залізничних ліній, що забезпечать зручний доступ до морських портів.

3. Розвиток автомобільних коридорів. В рамках цього проекту планується будівництво нових автошляхів і реконструкція існуючих. Особлива увага приділяється розвитку міжнародних автомобільних маршрутів, що проходять через територію України.

4. Розвиток портів на річках. В рамках проекту передбачається розширення і реконструкція існуючих портів на річках та будівництво

Також національна стратегія розвитку транспортної інфраструктури України до 2030 року передбачає розвиток міжнародних транспортних коридорів, які проходять через територію України. Зокрема, передбачається розширення транспортних магістралей, удосконалення транспортної інфраструктури на кордоні з сусідніми державами, реконструкція залізниць та автодоріг, а також розвиток морських і річкових портів.

Одним з потенційних перешкод для розвитку міжнародних транспортних коридорів на території України є низький рівень інфраструктури та технічного обладнання. Тому, для забезпечення ефективного транспортування, важливо продовжувати інвестування в розвиток транспортної інфраструктури, а також модернізувати існуючі залізничні лінії, автомагістралі та порти.

Україна має великий потенціал для розвитку міжнародних транспортних коридорів, які забезпечать більш ефективний транспорт вантажів та пасажирів між різними країнами. Розвиток інфраструктури та співпраця з міжнародними партнерами можуть допомогти Україні реалізувати свій потенціал та стати важливим ланком у міжнародній транспортній системі.

## **ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ**

1. Географія транспортних систем. Департамент глобальних досліджень і географії . <http://people.hofstra.edu/geotrans>. Третє видання, Нью-Йорк: Rodrigue, J-P (2013)

2. JP Rodrigue — Shaw , J.D. Sidaway Що таке географія транспорту? JP Rodrigue — Shaw, Встановлення зв'язків: про (повторне) залучення до транспорту та транспортної географії .

<https://transportgeography-org.translate.goog/contents/chapter1/what-is-transport-geography> . Проррес у географії : (2011) Vol. 35 № 4

3. Дж. П. Родріг, К. Комтуа, Б. Слек, Географія транспортних систем . [https://en-wikibooks-org.translate.goog/wiki/Transportation\\_Geography\\_and\\_Network\\_Science/What\\_can\\_Transportation\\_Geography\\_and\\_Network\\_Science\\_teach\\_each\\_other%3F?](https://en-wikibooks-org.translate.goog/wiki/Transportation_Geography_and_Network_Science/What_can_Transportation_Geography_and_Network_Science_teach_each_other%3F?) Routledge, Нью-Йорк : 2006.

4. М. Бартелемі, Просторові мережі, Звіти з фізики . [https://en-wikibooks-org.translate.goog/wiki/Transportation\\_Geography\\_and\\_Network\\_Science](https://en-wikibooks-org.translate.goog/wiki/Transportation_Geography_and_Network_Science) . Physics Reports : (2011) 1-101.

5. Транспортна стратегія України. Пріоритети транспортного сектору до 2030 року «Підтримка імплементації Угоди про асоціацію та Національної транспортної стратегії України» . [https://mtu.gov.ua/files/strategy\\_ukr.pdf](https://mtu.gov.ua/files/strategy_ukr.pdf) . Міністерство інфраструктури України : 2023

6. Горяїнов О.М, Рославцев Д.М. Автотранспорт в логістичних системах і ланцюгах : монографія. Харків : НТМТ, 2009. 344 с. (Серія «Наукові дослідження в сфері логістики і транспорту») <https://repo.btu.kharkov.ua/handle/123456789/7973>

7. Логістика та управління ланцюгами поставок [Текст]: навч. посіб. / Є. Крикавський, О. Похильченко, М. Фертч; Національний університет «Львівська політехніка». – Львів : Вид-во Львів. Політехніка, 2017.–801 с.

8. Кунда Н.Т. Комплексний підхід до вибору перевізника./Неоніла Кунда: колективна наукова монографія Сучасний стан проведення наукових досліджень у IT-технологіях, галузях електроніки, інженерії, нанотехнологіях та транспортній сфері. – Вінниця. –2022.-14 с.14182-Article Text-24964-1-10-20210827.pdf

## REFERENCES

1 Geography of transport systems. Department of Global Studies and Geography . <http://people.hofstra.edu/geotrans> . The Geography of Transport Systems, Third Edition, New York : Rodrigue, J-P (2013)

2 JP Rodrigue — Shaw, , J.D. Sidaway What is Transport Geography? JP Rodrigue — Shaw Making links: On (re)engaging with transport and transport geography”. <https://transportgeography-org.translate.goog/contents/chapter1/what-is-transport-geography> . Progress in Human Geography : (2011) Vol. 35 № 4

3. AbJ.P. Rodrigue, C. Comtois, B. Slack, The Geography of Transport Systems, [https://en-wikibooks-org.translate.goog/wiki/Transportation\\_Geography\\_and\\_Network\\_Science/What\\_can\\_Transportation\\_Geography\\_and\\_Network\\_Science\\_teach\\_each\\_other%3F?](https://en-wikibooks-org.translate.goog/wiki/Transportation_Geography_and_Network_Science/What_can_Transportation_Geography_and_Network_Science_teach_each_other%3F?) . Routledge, New York : NY, 2006

4. М. Barthélemy Spatial networks Physics Reports. Barthélemy M. [https://en-wikibooks-org.translate.goog/wiki/Transportation\\_Geography\\_and\\_Network\\_Science](https://en-wikibooks-org.translate.goog/wiki/Transportation_Geography_and_Network_Science) . Physics Reports : (2011) 1-101.

5. Transport strategy of Ukraine. Priorities of the transport sector until 2030 "Supporting the implementation of the Association Agreement and the National Transport Strategy of Ukraine" . [https://mtu.gov.ua/files/strategy\\_ukr.pdf](https://mtu.gov.ua/files/strategy_ukr.pdf) , Ministry of Infrastructure of Ukraine : 2023

6. Horiainov O.M, Roslavtsev D.M. Avtotransport v lohistrychnykh systemakh i lantsiuhakh : monohrafiia. Kharkiv : NTMT, 2009. 344 s. (Serii «Naukovi doslidzhennia v sferi lohistyky i transportu») <https://repo.btu.kharkov.ua/handle/123456789/7973>

7. Lohistyka ta upravlinnia lantsiuhamy postavok [Tekst]: navch. posib. / Ye. Krykavskiy, O. Pokhylchenko, M. Fertch; Natsionalnyi universytet «Lvivska politekhnikha». – Lviv: Vyd-vo Lviv. Politekhnikha, 2017.–801 с.

8. Kunda N.T. Kompleksnyi pidkhid do vyboru pereviznyka. / Neonila Kunda: kolektyvna naukova monohrafiia Suchasnyi stan provedennia naukovykh doslidzhen u IT-tekhnohohiiakh, haluziakh elektroniky, inzhenerii, nanotekhnolohiiakh ta transportnii sferi. – Vinnytsia. – 2022.-14 s.14182-Article Text-24964-1-10-20210827.pdf

### ***Kuts N.G. The place of international transport corridors in transport geography***

Transport geography of Ukraine studies the transport infrastructure and its impact on the economic development of the country. It investigates the geographical location of transport networks and their role in providing connections between different regions of the country, as well as connections with other countries in the world. One of the most important components of transport geography of Ukraine is its geographical location. Ukraine is located at the intersection of international transport corridors, which provides its importance in transit trade between Europe and Asia, and ensures connections with countries in Eastern and

Central Europe. Additionally, Ukraine has access to the Black and Azov Seas, which provides its connection with other countries via maritime routes.

International transport corridors occupy an important place in transport geography, as they are the basis for international trade and exchange of goods between countries. These corridors include roads, railways, maritime, and air routes that provide transportation of goods and passengers across international borders.

Overall, international transport corridors play an important role in transport geography by providing connections between countries and stimulating economic development. However, it is necessary to consider their impact on the environment and human health, ensure transportation safety, and develop infrastructure taking these factors into account.

**Key words:** transport geography, international transport corridors, goods, passengers, transportation, economic development, transit, environment.

*КУЦЬ Надія Григорівна*, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет e-mail: [kuts.nadia86@gmail.com](mailto:kuts.nadia86@gmail.com)  
<https://orcid.org/0000-0003-1934-7189>

*Nadiia KYTS*, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: [pred\\_kuts.nadia86@gmail.com](mailto:pred_kuts.nadia86@gmail.com)  
<https://orcid.org/0000-0003-1934-7189>

DOI 10.36910/automash.v1i20.1045

Мармут І.А.<sup>1</sup>, Зуєв В.О.<sup>2</sup><sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет<sup>2</sup>Галицький фаховий коледж імені В'ячеслава Чорновола

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ДВИГУНА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ НА РОЛИКОВОМУ СТЕНДІ

У статті розглянуті результати експериментальних досліджень моменту інерції двигуна легкового автомобіля. Також обчислені сповільнення у системі «автомобіль-стенд» при різних станах трансмісії.

Контроль і діагностування технічного стану рухомого складу автотранспорту з точки зору безпеки руху є однією з найважливіших проблем. Особливо важливий цей контроль для систем, технічний стан яких впливає на безпеку руху, а також силового агрегату в режимі тягових випробувань. Зарубіжний і вітчизняний досвід свідчить про ефективність інструментального контролю. До діагностичного обладнання відносяться роликові стенди, на яких можна здійснювати перевірку гальмівних і тягових властивостей автомобілів.

Як показують багато досліджень, зокрема, що проводилися на кафедрі технічної експлуатації і сервісу автомобілів ХНАДУ (ХАДІ), інерційні стенди дають більш достовірну інформацію про технічний стан автомобіля (дозволяють відтворити реальні швидкісні і теплові режими роботи). Для нормування та визначення діагностичних параметрів при перевірці автомобіля на роликовому стенді необхідно знати приведені маси (або приведені моменти інерції) коліс, трансмісії та двигуна.

Для цього експериментально визначено момент інерції двигуна автомобіля конкретної моделі за трьома вибігами на стенді з включеним зчепленням. Також визначено сповільнення вибігу двигуна, від'єданого від трансмісії. В якості експериментального об'єкту було вибрано автомобіль Skoda Octavia з двигуном об'ємом 1,8 л. Сповільнення визначалося чисельним диференціюванням отриманих значень швидкості на ділянках вибігів.

Попередня оцінка показала, що запропонований метод визначення моменту інерції обертових частин автомобіля, включаючи двигун, може бути використаний для практичного застосування. Отримані результати не суперечать даним інших дослідників та досить близькі до їх значень. Запропонований метод дає результати, що не виходять за межі значень, одержуваних більш точними методами і може бути рекомендований для оцінки моменту інерції автомобільного двигуна за відсутності надійних даних.

**Ключові слова:** момент інерції, трансмісія, двигун, роликовий стенд, інерційна маса, вибіг, сповільнення системи «автомобіль-стенд».

### ВСТУП

При проектуванні трансмісії автомобіля, розрахунку динамічних якостей автомобіля, діагностуванні тягових і гальмівних властивостей у динамічному режимі, необхідно знати моменти інерції обертових частин автомобіля (коліс, головної і карданної передачі, коробки передач, двигуна).

Для перевірки технічного стану силового агрегату та трансмісії, моделювання режимів руху автомобіля (відтворення їздових циклів) зазвичай використовують стенди роликового типу [1, 2]. Це найбільш поширене діагностичне обладнання підприємств автомобільного транспорту, пунктів технічного контролю, сертифікаційних лабораторій тощо.

Виходячи із особливостей відтворення реальних режимів роботи двигуна та трансмісії, це можна зробити тільки на стендах інерційного типу. Що підтверджується світовим досвідом використання роликових стендів такого типу. Оцінювати тягові властивості автомобіля, наприклад, можна при режимах, що не встановилися: за часом розгону інерційних мас системи. Такі режими при експлуатації автомобіля більш характерні.

### АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

В нашому випадку термін «приведена інерційна маса» – це маса фіктивного тіла, що поступово рухається, яке при лінійній швидкості, що дорівнює окружній швидкості обертового тіла на радіусі приведення, має ту ж кінетичну енергію, що і тіло, яке обертається [1]. Як відомо, приведена інерційна маса обертового тіла залежить від його моменту інерції.

Автомобіль – це досить складна машина, що складається з низки систем, агрегатів, вузлів та деталей. Технічний стан та динамічні властивості автомобіля у значній мірі визначають силовий агрегат (двигун) та трансмісія. Для того, щоб точно обчислювати нормативи діагностичних параметрів вищезазначених елементів автомобіля при стендовій діагностиці, треба знати приведені моменти інерції (інерційні маси) коліс, деталей трансмісії, двигуна. Також важливими є визначення опорів руху як при дорожніх, так і при стендових випробуваннях. Результати досліджень по вищезазначеним питанням були в різний час викладені у працях дослідників кафедри технічної



експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говорушенка М.Я. ХНАДУ [3-6]. Розглянемо методику визначення моменту інерції двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) на прикладі легкового автомобіля.

### ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Один із відомих способів визначення моменту інерції ДВЗ полягає в тому, що на автомобілі виконують ряд розгонів (три) у різних станах трансмісії. Розгони виконують з одним вивішеним колесом. Трансмісію розганяють в усіх випадках в певному діапазоні кутових швидкостей від  $\omega_1$  до  $\omega_2$ .

У першому випадку розганяють тільки двигун у цьому діапазоні з метою обчислення прискорення. У другому випадку з цією ж метою розганяють двигун з трансмісією і без колеса. В третьому випадку розганяють двигун з трансмісією. В третьому експерименті замість колеса встановлюють еталонний диск з відомим моментом інерції. Потім складається система з трьох рівнянь, яка вирішується відносно значення моменту інерції двигуна. Треба відзначити, що це достовірно, коли у діапазоні обраних швидкостей крутний момент двигуна в усіх трьох випадках однаковий. Таке припущення справедливе, якщо виходити із зовнішньої швидкісної характеристики двигуна (ЗШХД). Але при динамічних розгонах двигуна не слід орієнтуватись на ЗШХД. Різні дослідження – наші та інших авторів – вказують, що крутний момент при розгоні двигуна дуже нестабільний параметр і залежить від багатьох факторів.

Одна з причин – велика варіація процесу згоряння [7]. На рис. 1 показана залежність тиску в циліндрі двигуна від кута повороту колінчатого валу на протязі 50 спалахів поспіль в одному циліндрі. Кут випередження запалювання увесь час однаковий. Це типове для бензинового двигуна.

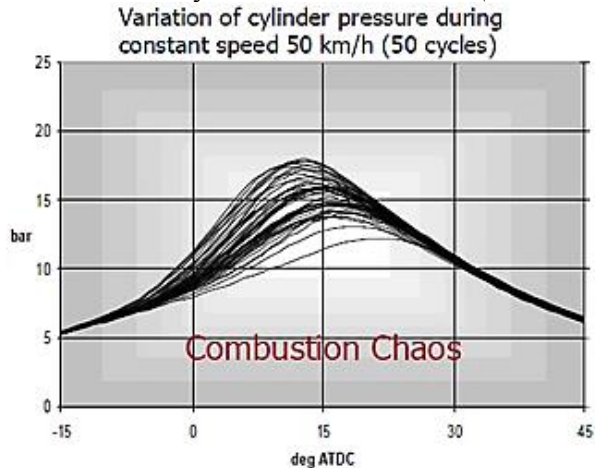


Рисунок 1 – Варіація тиску газів у циліндрі (напис на рисунку: «Хаотичне спалювання») [7]

Друга істотна причина – це темп натискання на педаль подачі палива (якщо в експерименті цим керує людина) [8]. Вплив цього фактору може бути значно знижений, якщо на педаль акселератора буде натискати спеціальний пристрій (але в зазначеному способі відомостей щодо цього немає).

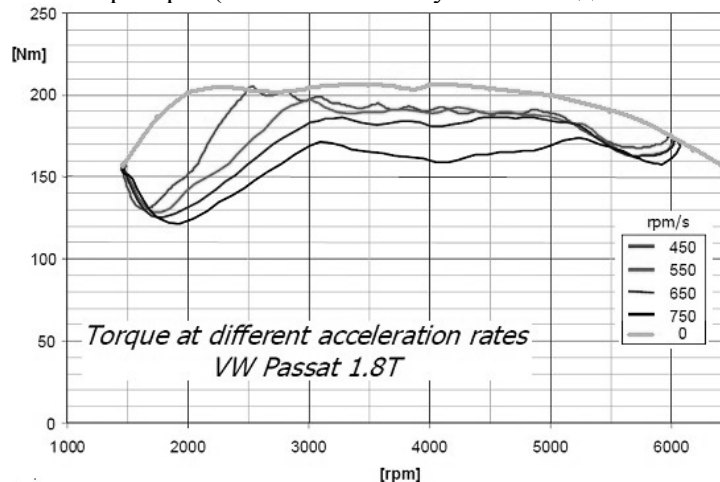


Рисунок 2 – Криві крутного моменту двигуна автомобіля VW Passat 1.8 T при різному прискоренні (за вимірами на стенді Rototest [7])

Ще однією причиною нестабільності крутного моменту є неоднаковість навантаження. Внаслідок цього у двох послідовних розгонах спостерігається розбіжність прискорення (рис. 2) [7, 8].

Тому цей метод можливо рекомендувати лише для грубих оціночних задач. Щоб виключити вплив нестабільності крутного моменту під час розгонів на точність визначення моменту інерції ДВЗ можна використати з цією ж метою вибіги. Далі описано експериментальний метод, запропонований нами.

Метою дослідження є вдосконалення методу оцінки моменту інерції двигуна легкового автомобіля з використанням інерційного роликового стенда. Для цього були проведені експериментальні дослідження автомобіля Skoda Octavia з двигуном об'ємом 1,8 л. В якості інструментального засобу був використаний інерційний роликовий стенд пересувної станції діагностики легкових автомобілів.

## РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 1. Теоретичне забезпечення експерименту.

При експериментальному визначенні моменту інерції двигуна в якості додаткової маси пропонується використовувати приведену інерційну масу роликового стенда (яка відома з достатньою точністю і становить у нашого стенда 200 кг).

Рівняння вибігу приведених інерційних мас автомобіля на роликовому стенді:

$$m \cdot j = \sum F_{\text{сопр}}, \quad (1)$$

де  $m$  – сумарна маса обертових частин автомобіля і стенда, приведена до контакту колеса з роликом, кг;

$j$  – сповільнення вибігу, м/с<sup>2</sup>;

$\sum F_{\text{сопр}}$  – сумарна сила опору руху обертових частин автомобіля і стенда, Н.

У розгорнутому вигляді процес вибігу автомобіля на стенді з роз'єднаною і з'єднаною трансмісією можна записати у вигляді системи трьох рівнянь:

$$\begin{cases} (m^{\text{д}} + m^{\text{трз}} + 2 \cdot m^{\text{к}} + m^{\text{ст}}) \cdot j^{\text{зс}} = F_{\text{сопр}}^{\text{д}} + F_{\text{сопр}}^{\text{трз}} + F_{\text{сопр}}^{\text{к}} + F_{\text{сопр}}^{\text{ст}} + F_{\text{н}} \\ (m^{\text{трз}} + 2 \cdot m^{\text{к}} + m^{\text{ст}}) \cdot j^{\text{тп}} = F_{\text{сопр}}^{\text{трз}} + F_{\text{сопр}}^{\text{к}} + F_{\text{сопр}}^{\text{ст}} + F_{\text{н}} \\ m^{\text{д}} \cdot j^{\text{д}} = F_{\text{сопр}}^{\text{д}} \end{cases} \quad (2)$$

Індекси  $\text{д}$ ,  $\text{трз}$ ,  $\text{ст}$  відповідно відносяться до обертових частин двигуна, трансмісії автомобіля та трансмісії стенда.

Звідси, підставляючи друге і третє рівняння системи у перше рівняння, отримаємо:

$$(m^{\text{д}} + m^{\text{трз}} + 2 \cdot m^{\text{к}} + m^{\text{ст}}) \cdot j^{\text{зс}} = m^{\text{д}} \cdot j^{\text{д}} + (m^{\text{трз}} + 2 \cdot m^{\text{к}} + m^{\text{ст}}) \cdot j^{\text{тп}}. \quad (3)$$

Після перетворень:

$$m^{\text{д}} = \frac{(j^{\text{тп}} - j^{\text{зс}}) \cdot (m^{\text{трз}} + 2 \cdot m^{\text{к}} + m^{\text{ст}})}{j^{\text{зс}} - j^{\text{д}}}. \quad (4)$$

### 2. Опис експерименту з визначення моменту інерції двигуна.

Отже, для визначення приведеної маси двигуна необхідно знати сповільнення вибігу всієї системи «автомобіль-стенд»  $j^{\text{зс}}$  (автомобіля із замкнутою трансмісією разом зі стендом), сповільнення автомобіля на стенді без двигуна  $j^{\text{тп}}$  (трансмісія розімкнута) і сповільнення колінчастого валу двигуна  $j^{\text{д}}$ , умовно приведеного до коліс автомобіля. Приведені маси коліс, трансмісії і стенда були визначені у попередніх наших експериментах. Для визначення вищевказаних сповільнень був проведений експеримент, який полягав у циклі розгонів і вибігів автомобіля Skoda Octavia, встановленого на роликовий стенд (рис. 3). Три перших вибіги проходили при замкнутій трансмісії, а останній вибіг – з розімкнутою.

У ході експерименту за допомогою комп'ютеризованого діагностичного комплексу пересувної діагностичної станції легкових автомобілів (ПДС-Л) фіксувалися такі показники (табл. 1, рис. 4) залежно від часу протікання процесу: ступінь відкриття дросельної заслінки, %; колова швидкість на периферії робочого ролика стенда (далі швидкість автомобіля на стенді), км/год; частота обертання колінчастого валу двигуна, хв<sup>-1</sup>; навантаження, створюване навантажувальним пристроєм стенда, Н.

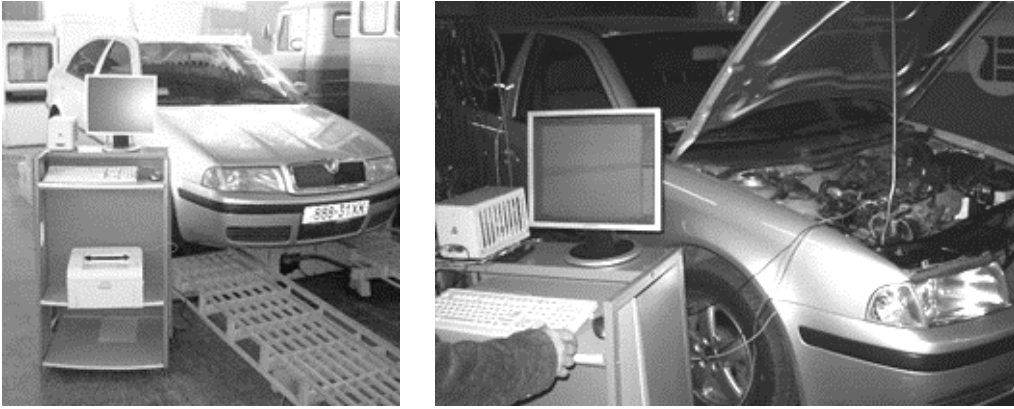


Рисунок 3 – Автомобіль Skoda Octavia 1.8 на інерційному роликовому стенді

Таблиця 1 – Показники вибігу обертових частин автомобіля на роликовому стенді (трансмісія замкнута)

Час, с	Відсоток відкриття дроселя, %	Тривалість впорску, мс	Оберти КВ, хв <sup>-1</sup>	Швидкість коліс, км/год	Швидкість роликів, км/год	Навантаження, Н
4,782	100,2	16,76	3454,2	83,5	83,6	1065,3
4,982	99,6	15,06	3726,7	90,0	90,3	1150,2
5,17	55,1	15,12	3973,5	96,0	95,8	1219,7
5,354	15,7	1,34	3994,7	96,5	95,8	1220,6
5,536	7,8	1,84	3893,6	94,1	95,1	1211,1
5,72	6,2	0	3831,4	92,6	94,4	1202,8
6,102	5,6	0	3685,5	89,1	88,9	1133,2
6,502	6,4	0	3510,8	84,8	86,0	1095,8
6,922	5,6	0	3327,8	80,4	80,1	1020,1
7,366	4,8	0	3141,4	75,9	77,2	983,2
7,838	4,2	0	2945,5	71,2	70,8	901,4
8,342	3,4	0	2742,2	66,3	67,4	858,1
8,886	3,0	0	2527,4	61,1	61,16	779,0
9,48	3,4	0	2298,9	55,5	56,4	718,4
10,14	2,2	0	2048,5	49,5	50,0	637,3
10,888	1,5	0	1776,2	42,9	43,3	551,5
11,308	1,8	0	1628,2	39,3	39,9	508,2
11,77	0,7	2,46	1465,2	35,4	35,8	456,3

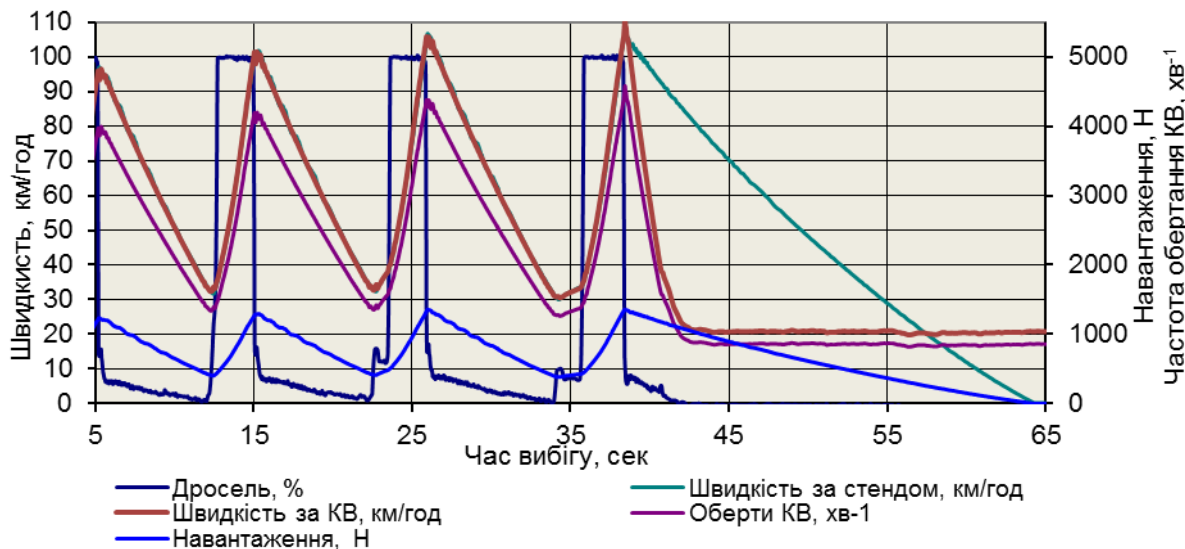


Рисунок 4 – Параметри, що реєструються в експерименті

3. Обробка експериментальних даних і розрахунок моменту інерції двигуна.

Для визначення сповільнень кожна ділянка вибігу піддавалася детальному аналізу. Ділянкою вибігу вважалася ділянка, на якій відсоток відкриття дроселя був менший за 6%, та тривалість впорскування палива відповідала нульовому значенню. Для першого вибігу (рис. 5) це швидкісний діапазон від 94,4 до 39,9 км/год за коловою швидкістю роликів стенда (таблиця 1).

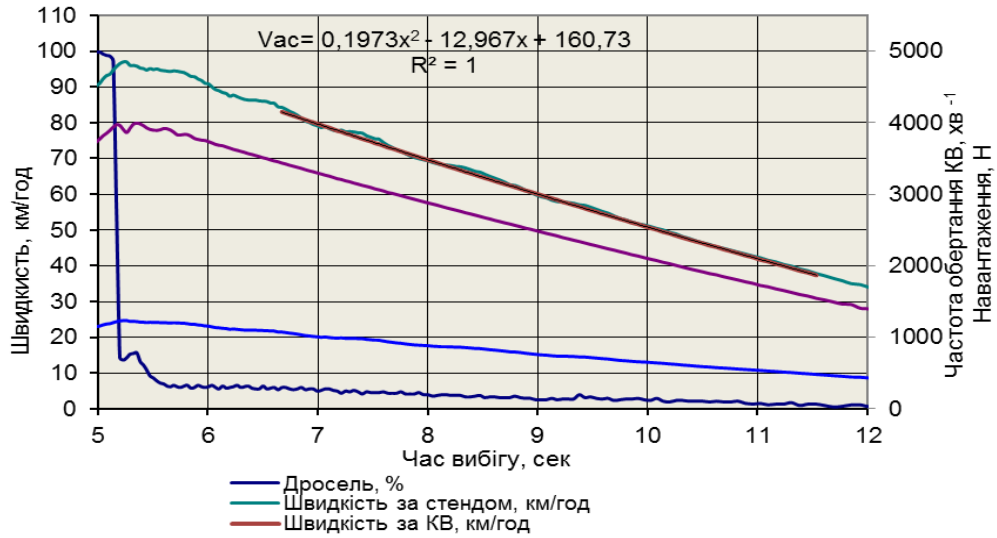


Рисунок 5 – Вибіг автомобіля на першій ділянці

Крім того, на графіку (рис. 4) зображена розрахункова крива швидкості обертання колінчастого валу (КВ) двигуна приведеної до коліс, яка визначалася за відомою залежністю:

$$V_{КВ} = \frac{3,6 \cdot \pi \cdot n_{КВ} \cdot r_{К}}{30 \cdot i_{0} \cdot i_{К}}, \tag{5}$$

де  $n_{КВ}$  – частота обертання колінчастого валу двигуна,  $хв^{-1}$ ;  
 $i_{0}$  – передавальне число головної передачі;  
 $i_{К}$  – передавальне число у КП;  
 $r_{К}$  – радіус кочення колеса, м.

Радіус кочення колеса визначався з рівняння:

$$r_{К} = \frac{V_{ст} \cdot 30 \cdot i_{0} \cdot i_{К}}{3,6 \cdot \pi \cdot n_{КВ}}, \tag{6}$$

де  $V_{ст}$  – швидкість «руху» автомобіля на стенді, км/год.

Середній радіус кочення колеса по роликів стенду при швидкості 60 км/год в режимі вибігу склав 0,309 м.

Розгони здійснювались на третій передачі (таблиця 2).

Таблиця 2 – Передавальні числа КП та головної передачі автомобіля Skoda Octavia

КПП DTK, DBZ, ECW, ENJ, EBN					
$i_{0}$	$i_{кп1}$	$i_{кп2}$	$i_{кп3}$	$i_{кп4}$	$i_{кп5}$
3,684	3,3	1,944	1,308	1,029	0,837

Для побудови графіка швидкості вибігу було обрано ділянку від 80 до 40 км/год, потім цю криву швидкості апроксимували поліномом другого степеню. За отриманою залежністю розраховувалися значення швидкості від часу, які гарантували отримання гладкої кривої прискорення під час диференціювання.

Аналогічно було оброблено ділянку кривих вибігу автомобіля на стенді з розімкненою трансмісією (беруть участь приведені маси двох коліс і трансмісії автомобіля та стенда) і вибіг двигуна (рис. 6).

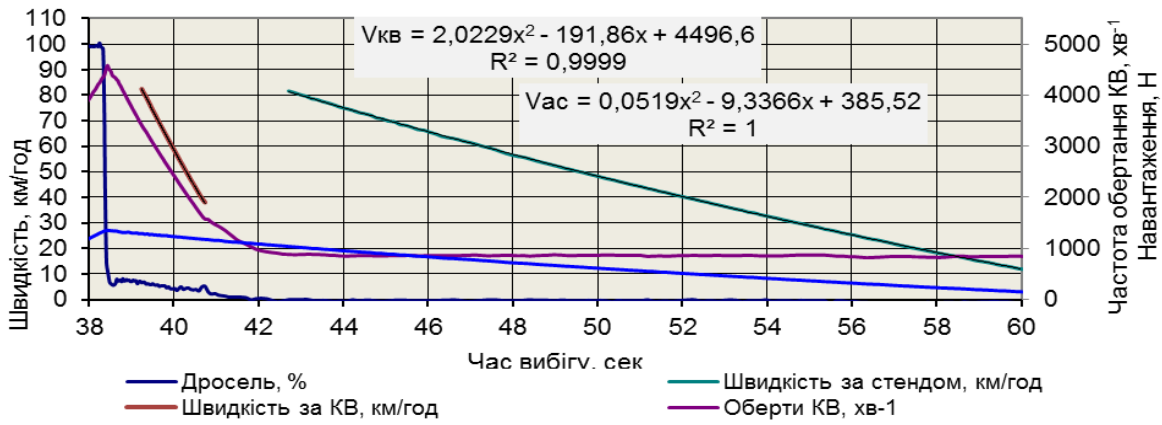


Рисунок 6 – Вибіг автомобіля з розімкнутою трансмісією

Сповільнення визначалося чисельним диференціюванням отриманих значень швидкості на ділянці. Результати розрахунків за трьома вибігами автомобіля на стенді з включеним зчепленням наведені у таблицях 3-5.

Таблиця 3 – Результати розрахунку сповільнення системи «автомобіль-стенд» (розрахункова формула для швидкості  $V_{ст} = 0,1973 \cdot t^2 - 12,967 \cdot t + 160,73$ )

Параметри	Розрахункові значення									
Час, с	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5
Швидкість, км/год	79,6	74,6	69,6	64,8	60,0	55,3	50,8	46,3	42,0	37,7
Сповільнення, м/с <sup>2</sup>	2,83	2,78	2,73	2,67	2,62	2,56	2,51	2,45	2,40	2,35

Таблиця 4 – Результати розрахунку сповільнення системи «автомобіль-стенд» (розрахункова формула для швидкості  $V_{ст} = 0,1683 \cdot t^2 - 15,935 \cdot t + 304,88$ )

Параметри	Розрахункові значення									
Час, с	17,3	17,8	18,3	18,8	19,3	19,8	20,3	20,8	21,3	21,8
Швидкість, км/год	79,6	74,6	69,6	64,8	60,0	55,3	50,8	46,2	41,8	37,5
Сповільнення, м/с <sup>2</sup>	2,81	2,76	2,72	2,67	2,62	2,58	2,53	2,48	2,43	2,38

Таблиця 5 – Результати розрахунку сповільнення системи «автомобіль-стенд» (розрахункова формула для швидкості  $V_{ст} = 0,1973 \cdot t^2 - 12,967 \cdot t + 160,73$ )

Параметри	Розрахункові значення									
Час, с	28,5	29	29,5	30	30,5	31	31,5	32	32,5	33
Швидкість, км/год	79,7	74,7	69,8	65,0	60,0	55,7	51,2	46,9	42,6	38,4
Сповільнення, м/с <sup>2</sup>	2,82	2,76	2,70	2,64	2,58	2,52	2,46	2,40	2,34	2,28

Таблиця 6 – Результати розрахунку сповільнення двигуна (розрахункова формула для швидкості  $V_{кв} = 2,0229 \cdot t^2 - 191,86 \cdot t + 4496,6$ )

Параметри	Розрахункові значення									
Час, с	39,8	39,8	39,9	39,9	40,0	40,0	40,1	40,1	40,2	40,2
Швидкість, км/год	66,5	64,9	63,4	61,9	60,0	58,8	57,3	55,9	54,4	52,9
Сповільнення, м/с <sup>2</sup>	8,62	8,57	8,51	8,45	8,40	8,33	8,28	8,23	8,17	8,12

Середнє значення сповільнення за трьома вимірами при швидкості 60 км /год склало  $j^{ac} = 2,606$  м/с<sup>2</sup>. Сповільнення вибігу двигуна, від'єданого від трансмісії, склало  $j^a = 8,40$  м/с<sup>2</sup>. Сповільнення вибігу трансмісії автомобіля і стенда склало  $j^{TP} = 1,23$  м/с<sup>2</sup> (табл. 6 і 7).

Таблиця 7 – Результати розрахунку сповільнення трансмісії автомобіля і стенда (розрахункова формула для швидкості  $V_{ст} = 0,0519 \cdot t^2 - 9,3366 \cdot t + 385,52$ )

Параметри	Розрахункові значення									
Час, с	44,1	44,9	45,7	46,5	47,3	48,1	48,9	49,7	50,5	51,3
Швидкість, км/год	74,71	70,94	67,23	63,59	60,01	56,51	53,06	49,69	46,38	43,14
Уповільнення, м/с <sup>2</sup>	1,32	1,30	1,28	1,25	1,23	1,21	1,18	1,16	1,14	1,11

Підставляючи чисельні значення отриманих сповільнень, а також приведених мас стенда, коліс і трансмісії у рівняння 4, обчислимо чисельне значення приведеної маси двигуна:

$$m^d = \frac{(1,23 - 2,62)(6,685 + 2 \cdot 9,83 + 200)}{2,62 - 9,40} = 52,13 \text{ кг.}$$

Момент інерції двигуна, приведений до коліс:

$$J^{dk} = m^d \cdot r_k^2, \quad (7)$$

де  $r_k$  – радіус кочення колеса, м.

Власний момент інерції двигуна:

$$J^d = \frac{J^{dk}}{(i_0 \cdot i_k)^2}, \quad (8)$$

де  $i_0$  – передавальне число головної передачі (табл. 2);

$i_k$  – передавальне число КП.

$$J^d = \frac{52,13 \cdot 0,309^2}{(3,684 \cdot 1,308)^2} = 0,218 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

## ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

У таблиці 8 приведені моменти інерції двигунів деяких автомобілів.

Таблиця 8 – Моменти інерції двигунів деяких автомобілів [9]

Автомобіль			Двигун			
Виробник	Модель	Рік випуску	Тип ДВЗ	Об'єм, дм <sup>3</sup>	Потужність, кВт	Момент інерції, кг·м <sup>2</sup>
Hyundai	I20	2008	Бензин	1.2	57,2	0,0961
Peugeot	107	2008	Бензин	1.0	50	0,0741
Peugeot	308 SW	2008	Дизель	1,6 HDI	80	0,2082
Skoda	Octavia II	2006	Дизель	2.0 TDI	103	0,3152
Skoda	Octavia II	2004	Бензин	2.0 FSI	110	0,3293
Skoda	Favorit	1991	Бензин	1.3 карб.	46	0,1317
Skoda	Octavia	2005	Бензин	1,6 MPI	75	0,1882
Skoda	Roomster	2007	Дизель	1.4 TDI	59	0,2619
Skoda	Felicia	1998	Бензин	1.3 MPI	50	0,1351
Skoda	Felicia	2000	Бензин	1.4 Sport	100	0,1556

Нажаль, нам не вдалося знайти у доступній літературі момент інерції двигуна об'ємом 1,8 л, що був у нашому розпорядженні на експерименті, щоб зіставити наші результати з даними виробника. Однак, отримані нами результати не суперечать даним чеських дослідників, досить близькі до їх значень та знаходяться між значеннями моментів інерції для двигунів об'ємом 1,6 и 2,0 л.

## ВИСНОВКИ

Попередня оцінка показала, що запропонований метод визначення моменту інерції обертових частин автомобіля, включаючи двигун, може бути використаний для практичного застосування.

Запропонований метод дає результати, що не виходять за межі значень, одержуваних більш точними методами і може бути рекомендований для оцінки моменту інерції автомобільного двигуна за відсутності надійних даних.

Для зменшення варіації результатів необхідно збільшити кількість випробувальних циклів розгонів-вибігів.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Роликові стенди для перевірки гальмівних та тягових властивостей автомобілів (теорія, розрахунок та конструювання) / М.Я. Говорущенко, В.П. Волков та ін. Харків: ХНАДУ, 2009. 344 с.
2. Мармут І.А. Розробка науково-методичних основ проектування пересувних станцій

діагностики: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.20. Харків, 2001. 208 с.

3. Рабінович Е.Х., Зуєв В.О. Врахування моментів інерції автомобільних коліс у задачах діагностики гальмівних та тягових властивостей: *Транспорт, екологія – сталий розвиток*: матеріали XIII науково-технічної конференції з міжнародною участю, м. Варна, 14-16 травня 2007 р. Варна, 2007. С. 709-715.

4. Мармут. І.А., Зуєв В.О., Експериментальне дослідження моменту інерції трансмісії легкового автомобіля. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал*. Луцьк, 2022. №2(19). С. 123-130.

5. Ігор Мармут, Ернест Рабінович. Метод визначення інерційних мас трансмісії та коліс автомобіля на роликовому стенді: *Транспорт, екологія – сталий розвиток*: матеріали XXVI науково-технічної конференції з міжнародною участю, м. Варна, 8-10 жовтня 2020 р. Варна, 2020. С. 70-77.

6. Дорожнє діагностування легкових автомобілів: монографія / Е.Х. Рабінович, В.П. Волков та ін. Харків: ХНАДУ, 2018. 279 с.

7. Performance measurements on chassis dynamometers (“rolling roads”). Published by Rototest Research Institute, March 2005. Part 2/2. SAL-N05030802-CH2-PRI04.pdf. Available: <http://rototest-research.eu/index.php?DN=30>. Accessed on: April 19, 2023.

8. Зуєв В.О. Режими вимірювання діагностичних параметрів на пересувних роликових стендах. *Український метрологічний журнал*. Харків, 2014. №1. С. 41-49.

9. Martin PECHA, Josef POŠTA, Zdeněk ALEŠ, Bohuslav PETERKA. Moment of inertia measurement of vehicle engine. *Maintenance and Reliability*. Warsaw, 2010. №3. S. 44-47. Available: <https://archive.ein.org.pl/sites/default/files/2010-03-07.pdf>. Accessed on: April 19, 2023.

#### REFERENCES

1. Govorushchenko N.YA., Volkov V.P., Rabinovich E.H., Marmut I.A., & Zuiev V.O. (2009). *Rolykovi steny dlya perevirky hal'mivnykh ta tyahovykh vlastyvostey avtomobiliv [Roller stands for testing brake and traction properties of cars (theory, calculation and design)]*. Kharkov: KhNAHU [in Ukrainian].

2. Marmut I.A. (2001). Rozrobka naukovo-metodichnih osnov proyektuvannya peresuvnih stancij diagnostiki [Development of scientific and methodological bases for designing mobile diagnostic stations]. *Candidate's thesis*. Kharkov: KhNAHU [in Ukrainian].

3. Rabinovich E.H., Zuiev V.O. (2007). Vrachuvannya momentiv inertsiiy avtomobil'nykh kolis u zadachakh diahnostryky hal'mivnykh ta tyahovykh vlastyvostey [Accounting for the moments of inertia of automobile wheels in the problems of diagnosing braking and traction properties]. Proceedings from: *XIII naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi z mizhnarodnoyu uchastyu «Transport, ekolohiya – stalyy rozvytok» – XIII scientific and technical conference with international participation «Transport, ecology – sustainable development»*. (pp. 709-715). Varna [in Bulgaria].

4. Marmut I.A., & Zuiev V.O. (2022). Eksperymental'ne doslidzhennya momentu inertsiiy transmisiyi lehkovooho avtomobilya [Experimental study of the moment inertia of the car transmission] *Suchasni tekhnolohiyi v mashynobuduvanni ta transporti. Naukovyy zhurnal – Modern technologies in mechanical engineering and transport. Scientific journal*, 2(19), 123-130 [in Ukrainian]

5. Igor Marmut, Ernest Rabinovich. (2020). Metod vyznachennya inertsiiynykh mas transmisiyi ta kolis avtomobilya na rolykovomu stendi [Method for determining the inertial masses of the transmission and wheels of a car on a roller stand]. Proceedings from: *XXVI naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi z mizhnarodnoyu uchastyu «Transport, ekolohiya – stalyy rozvytok» – XXVI scientific and technical conference with international participation «Transport, ecology – sustainable development»*. (pp. 70-77). Varna [in Bulgaria].

6. Rabinovich E.H., Volkov V.P., Belogurov E.O., Dityat'ev O.V., Zuiev V.O., Zybcev YU.V., et al. (2018). *Dorozhnye diahnostuvannya lehkovykh avtomobiliv [Road diagnostics of passenger cars]*. Kharkov: KhNAHU [in Ukrainian].

7. Performance measurements on chassis dynamometers (“rolling roads”). Published by Rototest Research Institute, March 2005. Part 2/2. SAL-N05030802-CH2-PRI04.pdf. Available: <http://rototest-research.eu/index.php?DN=30>. Accessed on: April 19, 2023.

8. Zuiev V.O. (2014). Rezhymy vymiryuvannya diahnostychnykh parametriv na peresuvnykh rolykovykh stendakh [Modes of measuring diagnostic parameters on mobile roller stands]. *Ukrayins'kyi metrolohichnyy zhurnal – Ukrainian Metrological Journal*, 1, 41-49 [in Ukrainian].

9. Martin Pexa, Josef Pošta, Zdeněk Aleš, Bohuslav Peterka (2010). Pomiar momentu bezwładności silnika pojazdu [Moment of inertia measurement of vehicle engine]. *Exploatacja i Niezawodność –*

***I. Marmut, V. Zuiev. Experimental study of the moment of inertia of a car engine on a roller stand.***

The article examines the results of experimental studies of the moment of inertia of a passenger car engine. The decelerations in the "car-stand" system at different states of the transmission are also calculated.

Control and diagnosis of the technical condition of rolling stock from the point of view of traffic safety is one of the most important problems. This control is especially important for systems, the technical condition of which affects the safety of movement, as well as the power unit in the mode of traction tests. Foreign and domestic experience shows the effectiveness of instrumental control. Diagnostic equipment includes roller stands, which can be used to check the braking and traction properties of cars.

As shown by many studies, in particular those carried out at the department of technical operation and service of cars of the KhNAHU (KHADI), inertial stands provide more reliable information about the technical condition of the car (they allow to reproduce real speed and thermal modes of operation). In order to standardize and determine diagnostic parameters when checking a car on a rolling stand, it is necessary to know the reduced masses (or reduced moments of inertia) of the wheels, transmission and engine.

To do this, the moment of inertia of the engine of a car of a particular model was experimentally determined for three runs on the test bench with the clutch engaged. The deceleration of the engine disconnected from the transmission was also determined. A Skoda Octavia with a 1.8-liter engine was chosen as an experimental object. The deceleration was determined by numerical differentiation of the obtained speed values at the runaway sections.

A preliminary assessment has shown that the proposed method for determining the moment of inertia of rotating parts of a car, including the engine, can be used for practical applications. The results obtained do not contradict the data of other researchers and are quite close to their values. The proposed method gives results that do not go beyond the values obtained by more accurate methods and can be recommended for estimating the moment of inertia of an automobile engine in the absence of reliable data.

**Keywords:** moment of inertia, transmission, engine, roller bench, inertial mass, runaway, deceleration of the car-bench system.

*МАРМУТ Ігор Арнольдович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів ім. проф. Говорущенка М.Я., Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [mia2005.62@ukr.net](mailto:mia2005.62@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0003-4661-1336>.

*ЗУЄВ Володимир Олександрович*, голова циклової комісії, викладач спеціальних дисциплін, Галицький фаховий коледж імені В'ячеслава Чорновола, м. Тернопіль, e-mail: [vlal.zuyev@gmail.com](mailto:vlal.zuyev@gmail.com). <https://orcid.org/0000-0002-0596-8630>.

*Ihor MARMUT*, Ph. D. in Engineering, Associate Professor of Technical Operation and Service of Cars Department named after Prof. Govorushchenko M.Ya., Kharkov National Automobile and Highway University, e-mail: [mia2005.62@ukr.net](mailto:mia2005.62@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0003-4661-1336>.

*Volodymyr ZUIEV*, Chairman of the Cycle Committee, Teacher of Special Disciplines, Vyacheslav Chornovol Halych Vocational College, Ternopil, e-mail: [vlal.zuyev@gmail.com](mailto:vlal.zuyev@gmail.com). <https://orcid.org/0000-0002-0596-8630>.

DOI 10.36910/automash.v1i20.1046



## **КОНЦЕПТУАЛЬНА МОДЕЛЬ ОПЕРАТИВНОГО УПРАВЛІННЯ ТРАНСПОРТНОЮ СИСТЕМОЮ В УМОВАХ ВОЄННОГО СТАНУ**

Окрім основних галузей, таких як промисловість, будівництво, торгівля та сільське господарство, значний вплив на економічний розвиток країни має транспортна галузь. Ця галузь істотно впливає на цілісність країни, її економічну та національну безпеку. Військовий стан у країні привів до суттєвих змін у всіх галузях економіки, зокрема, порушені транспортні сполучення, зруйновані або перестали функціонувати деякі види транспорту. В умовах таких масштабних змін спостерігається трансформація транспортної системи, яка водночас має вплив на наше розуміння мобільності, розвиток макроекономіки країни в цілому та на окремі галузі зокрема. Галузь зазнала суттєвої структурної руйнації та нині функціонує в умовах невизначеності. Це вимагає організації нових підходів до управління транспортною системою, що враховує зовнішні впливи, які часто носять невизначений характер.

Дослідження, результати якого представлені в статті, ґрунтується на аналізі змін, що відбуваються в структурі транспортної системи України, і виконано з метою розробки концептуальної моделі операційного менеджменту в умовах воєнного стану. Враховуючи складність транспортної системи, зруйновану систему стратегічного управління її функціонуванням, дослідження вимагали системного підходу. Використовуються основи системного аналізу складних систем, цільового аналізу. Ці методи дозволили проаналізувати явища, які зараз відбуваються в транспортній системі, зрозуміти закономірності їх перебігу та оцінити їх вплив на транспортну систему. У процесі дослідження отримано моделі, що характеризують стан транспортної системи, зовнішнього середовища, в якому вона функціонує; вирази для оцінки критеріїв досягнення цілей системи. Сформовано концептуальну модель оперативного управління транспортною системою з урахуванням безпеки її функціонування.

**Ключові слова:** транспортна система, управління, критерії досягнення цілей, концептуальна модель, дерево цілей.

### **ВСТУП**

У світі спостерігається розширення глобалізаційних процесів, що призводить до зростання урбанізації. Прояв цих явищ призводить до збільшення потреби в мобільності населення. Мобільність стала основним засобом пошуку ресурсів та вирішення продовольчих проблем [1]. Крім того, транспортні системи допомагають вирішувати проблеми комунікації та саморозвитку людей. Транспорт також є найважливішим фактором міжнародної торгівлі [2, 3, 4, 5]. Цей фактор є особливо важливим для розвитку економіки України. Це пояснюється тим, що Україна межує з чотирма країнами Європейського Союзу, три з яких є колишніми союзними республіками. З урахуванням такого географічного розташування була розроблена стратегія розвитку транспорту в країні, яка передбачала досягнення обсягу транзитних вантажів у 220 млн. тон [6].

До 2022 року в Україні було налагоджено ефективне функціонування автомобільного, залізничного, морського, повітряного та трубопровідного транспорту, яке базувалося на постійному впровадженні логістичних та технічних інновацій [7, 8].

Воєнний стан в країні призвів до значних змін у всіх галузях економіки. Порушено транспортне сполучення, зруйновані або перестали функціонувати деякі види транспорту. В умовах таких масштабних змін спостерігається трансформація транспортної системи, яка водночас має вплив на наше розуміння мобільності, розвиток макроекономіки країни в цілому та окремих галузей зокрема.

Аналіз сучасного стану та умов функціонування транспортної системи України виявив нові проблеми, притаманні нестабільному періоду її існування: взаємодія транспортних підприємств в умовах розірваних зв'язків підприємств транспортної інфраструктури, децентралізація управління логістичними процесами, організація виробництва в умовах воєнних дій тощо.

Очевидно, що масштабність проблем, з одного боку, та домінуючий відгук функціонування транспортної системи на нові виклики, з іншого боку, ставлять ці проблеми на даний час до розряду злободенних. Крім того, особливість політичної, соціальної ситуації в країні додають значний рівень невизначеності в процесі управління транспортною системою країни та стратегічного прийняття рішень щодо її використання.

Тому актуальними є всебічний аналіз всіх факторів, які спричиняють зміни у транспортній системі України у військовий час та обґрунтування напрямків формування ефективного управління.

### **АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Важливість розвитку нової транспортної системи в умовах соціально-економічних та політичних змін у суспільстві відзначається в роботах [9, 10, 11, 12].

Це питання широко піднімалося науковцями під час пандемії COVID-19. Особливості соціальної організації суспільства змусили звернути увагу на діяльність транспортної галузі в нових реаліях. Зокрема, автори [13] зазначають, що явище COVID-19 вимагало впровадження нових технологій у маркетингову діяльність транспортних підприємств у зв'язку зі змінами в поведінці споживачів.

Для транспортної галузі зміни в суспільному житті призводять до розриву усталених транспортно-логістичних ланцюгів і падіння обсягів вантажоперевезень. Це вимагає змін у системі управління [14].

Аналіз відомих досліджень показує, що нагальним завданням, яке необхідно вирішити, є розвиток нової транспортної мережі, збільшення її пропускної спроможності та стримування транспортних тарифів. Тобто транспортна система має бути адаптована до нових умов функціонування.

Дослідження організації планування перевезень у разі виникнення непередбачуваних ситуацій представлено в роботі [15]. Автори представляють результати поглибленого аналізу робіт, спрямованих на відновлення стійкості залізничного транспорту. Зазначається, що основними напрямками планування на випадок непередбачуваних ситуацій та відновлення стійкості в літературі є: коригування графіків руху з урахуванням сценаріїв відмов; оптимізація технічного обслуговування рухомого складу; впровадження моделей мінімізації витрат та затримок в роботі порушеної мережі. Автори зазначають, що більшість досліджень присвячено тактичному плануванню технічного обслуговування для визначення оптимального графіка заходів з покращення інфраструктури. Наприклад, автори [16] представляють систему прийняття рішень, яка фокусується на розробці оптимальної політики технічного обслуговування залізничної інфраструктури. Таке представлення планування не може бути застосоване в умовах воєнного стану при мінімізації витрат та застосуванні кластеризації заходів, де це можливо.

Слід також зазначити, що на даному етапі проблема розвитку та функціонування транспорту характеризується значною невизначеністю. Добре налагоджені зв'язки транспортної системи базувалися на тісній взаємодії транспортних інфраструктур, порушуються і вже не можуть бути описані відомими моделями організації.

#### **ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Метою дослідження є аналіз змін та формування концептуальної моделі оперативного управління транспортною системою в умовах воєнного стану.

#### **РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ**

Дослідження проводилося з використанням системного аналізу [17, 18]. Така методологія дослідження обумовлена складністю транспортної системи, необхідністю аналізу проблем як з боку транспортних і виробничих підприємств, так і з боку можливостей волонтерських організацій. Складність системи також обумовлена практичною відсутністю стратегічного планування діяльності суб'єктів виробничо-транспортної системи країни та нагальною потребою в організації тактичного управління з урахуванням конкретної ситуації, що склалася на даний момент часу.

Системний підхід до здійснення процесу дослідження дає можливість зрозуміти причини багатьох явищ, що відбуваються в системі, та виявити закономірності їх перебігу [2, 3, 4, 5]. Загальна схема системного дослідження наведена на рис. 1.

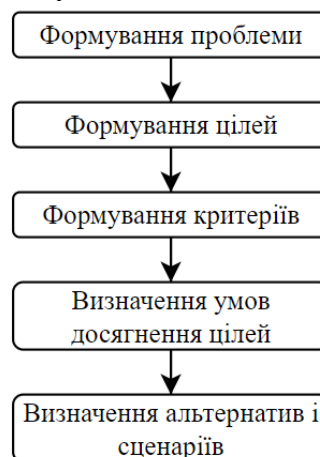


Рисунок 1 Узагальнена схема дослідження системи

На першому етапі дослідження було сформовано мету функціонування транспортної системи в умовах воєнного часу та окреслено критерії, що визначали вибір способу її досягнення. Розглянемо систему як модель (рис. 2).

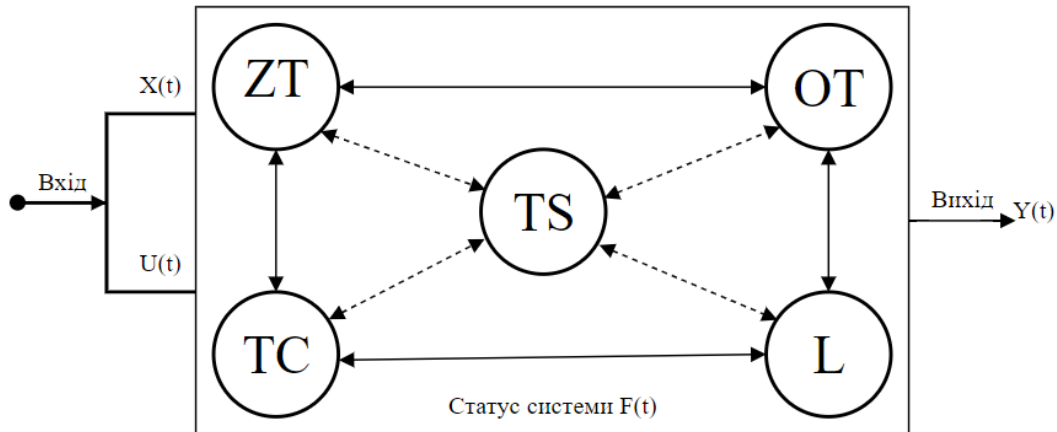


Рисунок 2 Модель об'єкта дослідження

У моделі транспортної системи:  $X(t)$  - вхідні впливи (задані інтервали часу; наявні ресурси; функціонування);  $u(t)$  - керуючі впливи (економічні, адміністративні, соціальні);  $Y(t)$  - вихідні впливи системи на зовнішнє середовище. У нашому випадку це позитивні або негативні результати функціонування системи; ZT - перевезення; OT - об'єкти перевезення; L - персонал; TC - транспортна компанія; F(t) - стан системи, який може змінюватися і бути безпечним, небезпечним, критичним.

Система функціонує у зовнішньому середовищі, яке може впливати на неї та змінювати її стан. У дослідженні проаналізовано основні фактори, що спричиняють зміни в транспортній системі. Виділено дві групи факторів: внутрішні та зовнішні.

Внутрішні включають:

- зміна організаційної форми та технології організації транспортних процесів;
- нові транспортні маршрути;
- зміна типів транспортних засобів;
- реінжиніринг транспортних підприємств;
- паливно-енергетичні проблеми;
- соціально-політичні проблеми;
- демографічні зміни.

За зовнішніми ознаками:

- зміна місцезнаходження транспортних компаній та їхніх потенційних партнерів;
- зміни в структурі, обсягах вантажів;
- зміна організаційних умов перевезень, які викликані факторами безпеки для життя перевізників та цілісності вантажу;
- відносини між Україною та іншими країнами.

Функція узгодження визначатиме параметри зовнішнього середовища та транспортної системи.

На другому етапі було побудовано та проаналізовано дерево цілей. Цей метод часто використовується для поглиблення досліджень [19]. Дерево цілей дозволило розділити їх на рівні. Декомпозиція глобальної мети - організація оперативного управління транспортною системою в умовах воєнного часу, яка була здійснена за допомогою дерева цілей, дозволила відобразити їх внутрішні взаємозв'язки та спростити процедуру прийняття тактичного управлінського рішення [20].

Під час побудови використовувалися умовні позначення:

$T^0$  - основне призначення;  $\alpha_{jk}^i$  - позначення зв'язків, де  $i$  - ранг цілі, з якої виходить лінія зв'язку;  $j$  - номер вершини, з якої виходить лінія зв'язку;  $k$  - номер вершини, в яку входить лінія зв'язку.

Цифрові позначення цілей відображають їх місце і рівень у структурі дерева, зв'язок і підпорядкованість цілям, розташованим вище, наприклад,  $T_{21}$  - ціль другого рівня, підпорядкована цілям першого рівня.

Встановлення конкретних цілей системи дозволило перейти до наступного етапу - вибору критеріїв оцінки транспортної системи. Цій темі присвячені роботи [21, 22, 23]. Критерії оцінки ефективності включають:

- своєчасність подачі транспортного засобу;
- зручність транспортування;
- рівень захисту пасажирів (вантажу) від умов дорожньо-транспортних пригод;
- компетентність водія тощо.

Перелік критеріїв може змінюватися залежно від умов експлуатації системи.

Враховуючи зміст розглянутих етапів, можна зробити висновок про можливість формування концептуальної моделі на основі класичного визначення її змісту.

**ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Сформована модель (рис. 1) є складною багатопараметричною системою. Стан системи характеризується вектором:

$$F^n(t) = (f_1^n(t); f_2^n(t) \dots f_{in}^n(t)). \quad (1)$$

Відповідно, стан зовнішнього середовища:

$$Q^k(t) = (q_1^k(t); q_2^k(t) \dots q_{mk}^k(t)). \quad (2)$$

У виразах (1) і (2) введено позначення:

$n=1,2\dots N$  - кількість рівнів транспортної системи;

$i_n$  - кількість елементів транспортної системи  $n$ -го рівня;

$F(t) = \bigcup_{n=1}^N F^n(t)$  - параметри транспортної системи в період часу  $t$ ;

$k=1,2\dots K$  - кількість рівнів зовнішнього середовища;  $mk$  - кількість елементів  $k$ -го рівня;

$Q(t) = \bigcup_{k=1}^K Q^k(t)$  - набір параметрів зовнішнього середовища в момент часу  $t$ .

Система функціонує в умовах змін, які в момент часу  $t$  характеризуються вектором:

$$\Delta Q(t) = Q(t) - Q(t - 1). \quad (3)$$

Відповідно, зміни в самій транспортній системі:

$$\Delta F(t) = F(t) - F(t - 1). \quad (4)$$

Взаємозв'язок між параметрами моделі транспортної системи та зовнішнім середовищем:

$$Q(t) \rightarrow F(t). \quad (5)$$

Вираз (5) - функція відповідності стану транспортної системи стану зовнішнього середовища, який залежить від функції цілі (рис. 3):

$$T_{01}^1(t) = \left. \begin{aligned} T^0(t) &= \alpha_{01}^0 \cdot T_{01}^1; \\ T_{01}^1(t) &= \alpha_{21}^1 \cdot T_{21}(t) \cdot \alpha_{22}^1 \cdot T_{22}(t) \cdot \alpha_{23}^1 \cdot T_{23}(t) \cdot \alpha_{24}^1 \cdot T_{24}(t); \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

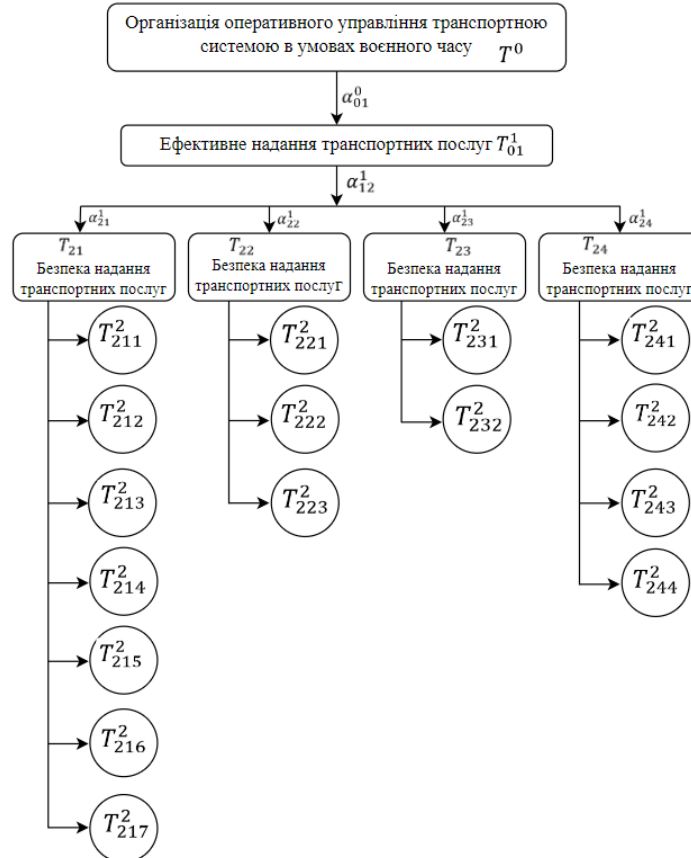


Рисунок 3 "Дерево цілей"

На рисунку 3 зображено "дерево цілей", зміст "гілок" якого наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 Вміст гілок дерева цілей

№	Маркування	Зміст
1	$T_{211}^2$	Безпека водія
2	$T_{212}^2$	Безпека є територіальною
3	$T_{213}^2$	Безпека дорожнього руху
4	$T_{214}^2$	Громадська безпека
5	$T_{215}^2$	Можливість надання допомоги
6	$T_{216}^2$	Надійність транзиту
7	$T_{217}^2$	Можливість вибору виду транспорту
8	$T_{221}^2$	Єдина транспортна компанія, яка може надавати послуги
9	$T_{222}^2$	Єдине підприємство - постачальник послуг (не транспортних)
10	$T_{223}^2$	Єдиний можливий вид транспорту
11	$T_{231}^2$	Платоспроможність клієнта
12	$T_{232}^2$	Фінансова спроможність постачальника послуг забезпечити свою діяльність
13	$T_{241}^2$	Можливість надання транспортних послуг на спеціальних умовах
14	$T_{242}^2$	Потреба та можливість надання транспортних послуг армії
15	$T_{243}^2$	Відсутність ворожих блокувань
16	$T_{244}^2$	Узгодження транспортних інтересів України та країн-партнерів

Виберемо критерії досягнення цілей для транспортної системи:

- доставка вантажу або перевезення людей протягом певного періоду часу;
- забезпечення безпеки перевезень;
- забезпечення життєздатності системи.

Перший критерій оцінки з граничними значеннями часу перебування транспортного засобу в  $i$ -му пункті та вантажу, що перевозиться з пункту  $a$  в пункт  $c$  в момент часу  $t$ :

$$\left. \begin{aligned} g_i^{\min} \leq \Delta_1 \cdot g_i(t) \leq g_i(t+1) \leq \Delta_2 \cdot g_i(t) < g_i^{\max} \\ 0 < \gamma_{ac}(t) \leq \gamma_{ac}^{\max} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

де  $g_i^{\min}, g_i^{\max}$  - граничні значення часу перебування транспортного засобу в  $i$ -й точці;  $g_i$  - заплановане перебування транспортного засобу в  $i$ -му пункті; через невизначеність та мінливість ситуації вводимо параметри  $\Delta_1$  та  $\Delta_2$  в (7), які використовують планові значення з урахуванням їх можливого зменшення або збільшення. Для розрахунку  $\Delta_1$  та  $\Delta_2$  у відсотках від загального часу;  $t$  - час, який змінюється в інтервалі:  $t=\{1,2,\dots,t_{lim}\}$ ;  $\gamma_{ac}(t)$  - максимально допустимий обсяг перевезень з пункту  $A$  в пункт  $C$  в момент часу  $t=\{1,2,\dots,t_{lim}\}$ ;  $\gamma_{ac}^{\max}$  - обмеження пропускної здатності на ділянці транспортної мережі.

Для оцінки другого критерію візьмемо за базовий показник  $P(t)$  - доставку вантажу без небезпечних аварій за час  $t$ .

Ймовірність  $P(t)$  доставки вантажу оцінюємо згідно з рекомендаціями [23] за коефіцієнтом оперативної готовності:

$$H = \sum_{f \in F} P(f) \cdot \varphi(f) \cdot R(f), \quad (8)$$

де  $f = (f_1, f_2, \dots, f_n)$  - стани системи, де  $f_1, f_2, \dots, f_n$  - характеризують стан одного з елементів системи, кожен з яких дорівнює одиниці, якщо він працездатний, і нулю, якщо ні;  $P(f)$  - ймовірність того, що система знаходиться у стані  $f$  [11]:  $P(f) = \prod_{i=1}^n k_i^{f_i} (1 - k_i)^{1-f_i}$ .

Транспортна система є об'єктом тактичного управління в умовах прояву збурюючих впливів зовнішнього середовища. Для забезпечення ефективного управління такою системою необхідно здійснювати постійний моніторинг параметрів зовнішнього середовища і, в разі відхилення стану від початкових значень, вносити корективи в режимі зворотного зв'язку.  $q_{mk}^k(t)$  станів від початкових значень, вносити корективи в режимі зворотного зв'язку.

Концептуально процес управління транспортною системою можна представити як послідовність дій:

1 - виявлення факторів впливу зовнішнього  $Q(t)$  та внутрішнього  $F(t)$  середовища, які порушують показники їх функціонування.

Набір факторів впливу буде зафіксовано:

$$IF = \{r(a(t)); r(b(t)); r(c(t)); r(d(t)); r(e(t)); r(h(t)); r(l(t))\}, \quad (9)$$

де  $r(a(t))$  - порушення організаційної структури транспортної системи;

$r(b(t))$  - порушення економічних зв'язків транспортної системи;

$r(c(t))$  - екологічні порушення;

$r(d(t))$  - порушення технічних і технологічних параметрів зовнішнього середовища;

$r(e(t))$  - порушення енергетичних потоків;

$r(h(t))$  - військова небезпека.

2 - формування множини варіантів можливих станів  $Q(t)$  та  $F(t)$  - зовнішнього та внутрішнього середовищ, що виникають під впливом  $IF$ :

$$q \otimes f = \{a_i(t_i), b_i(t_i), c_i(t_i), d_i(t_i), e_i(t_i), h_i(t_i), l_i(t_i)\}. \quad (10)$$

3 - аналіз дерева "цілей" та формування алгоритмів  $T^0(t) = \{T_{ijk}^i(t)\}$ .

4 - здійснення процедури тактичного планування з метою забезпечення такого стану зовнішнього та внутрішнього середовищ, який будемо вважати "досяжним", тобто коли вплив  $HF$  буде компенсовано, наприклад, за рахунок зміни маршруту, організації військового супроводу тощо.

5 - перевірка  $g_i^{min}, g_i^{max}, g_i(t)$ , Н-критеріїв.

6 - формування функції функціонування транспортної системи в умовах, близьких до стабільних (умовно стабільний стан):

$$CSS(t) = P_a(t) + P_b(t) + P_c(t) + P_d(t) + P_e(t) + P_h(t) + P_l(t). \quad (11)$$

$P, P_{ab}, P, P_{cd}, P_e, P, P_{hl}$  - параметри, що враховують появу саме цього фактору впливу в певний момент.

Згідно з положеннями системного аналізу, значення цих параметрів у кожен дискретний момент часу  $t$  можуть бути різними і вказують на частоту прояву фактору впливу;  $P + P + P + P + P_{abcdehl} = 1 + P + P$ .

На рис. 4 показано концептуальну модель операційного управління транспортною системою.

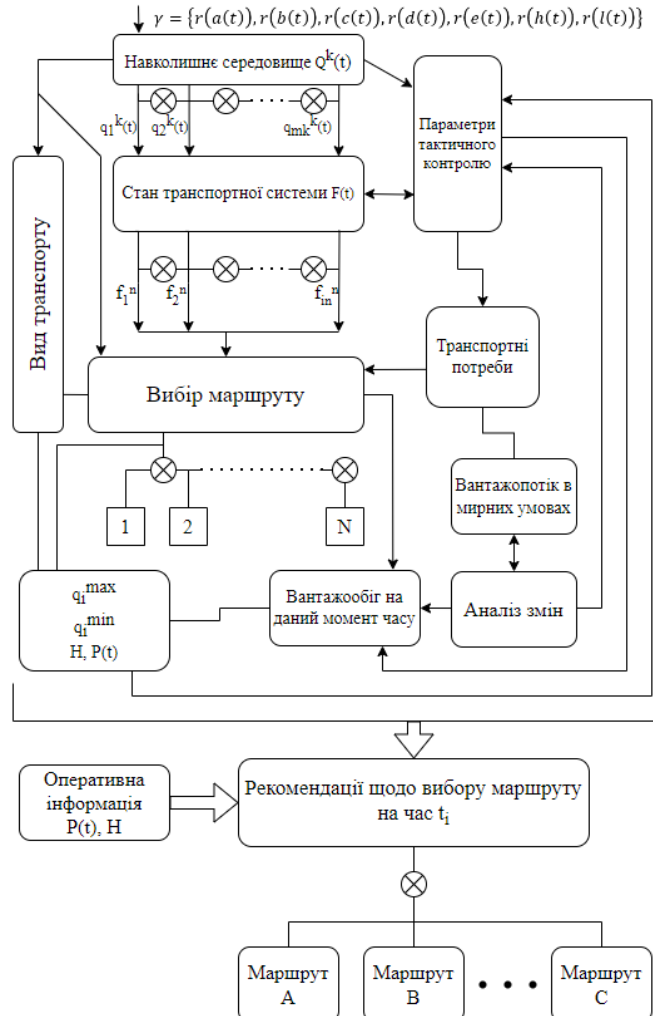


Рисунок 4 Концептуальна модель операційного управління транспортною системою

## ВИСНОВКИ

1. В ході аналізу відомих досліджень було встановлено, що управління транспортною системою має здійснюватися з урахуванням змін у соціально-економічній сфері країни.
2. Встановлено доцільність використання методів системного аналізу та теорії ймовірностей для дослідження складної системи, що функціонує в нестійкому зовнішньому середовищі.
3. Отримано концептуальну модель оперативного управління транспортною системою, що функціонує в нестабільному зовнішньому середовищі, яка може бути використана як адаптивна модель, що реалізує принципи управління, в тому числі тактичного.
4. Встановлено, що концептуальний процес управління такою системою здійснюється за всіма основними параметрами, а саме: управління за цілями, управління за функціями, управління за ситуаціями.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Mironova L., Ganieva A., & Rudaeva I. (2022). The role of transport in the meanings of economics of Russia and the survey of economic indicators of transport of the Russian Federation. *Transportation Research Procedia*, 63, 859-867. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2022.06.083>;
2. Gossling S. (2022). Extending the theoretical grounding of mobilities research: transport psychology perspectives. *Mobilities*. Retrieved: August 3, 2022. DOI: <https://doi.org/10.1080/17450101.2022.2092886>;
3. Rekhviashvili L., Koblowski W., Sopranzetti C., & Schwanen T. (2022). Informalities in urban transport: Mobilities at the heart of contestations over (in) formalisation processes. *Geoforum*. Retrieved: June 6, 2022. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.geoforum.2022.05.008>;
4. Villarreal B., Garza-Reyes J. A., & Kumar V. (2016). Lean road transportation - a systematic method for the improvement of road transport operations. *Production Planning and Control*, 27 (11): 865-877, DOI: <https://doi.org/10.1080/09537287.2016.1152405>;
5. Інтелектуальні транспортні системи в Україні / А. Р. Гайков та ін. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування. 2014. Т. 9, № 1052. С. 106–112.;
6. Про схвалення Транспортної стратегії України на період до 2020 року: Кабінет Міністрів України. Розпорядження від 20 жовтня 2010 р. N 2174 р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2174-2010-%D1%80#Text>;
7. Гудима Р.Р. Проблемні аспекти розвитку транспортної інфраструктури України. Проблеми і перспективи розвитку національної економіки в умовах євроінтеграції та світової фінансово-економічної кризи / ред. В. Прядко. Чернівці, 2009. С. 238–239.;
8. Сабриченко А. Шляхи та заходи залучення іноземних інвестицій у дорожнє господарство України. Держава та регіони. 2009. № 6. С. 184–188.;
9. Carrese S., Cipriani E., Colombaroni C, Crisaili U., Fusco G., A. Gemma et al. (2021). Analysis and monitoring of post-COVID mobility demand in Rome resulting from the adoption of sustainable mobility measures. *Transport Policy*, 111, 197-215. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tranpol.2021.07.017>;
10. Choi H., Park S. Y., & Moon H. B. (2022). The shared mobility services ban in South Korea: Consumer preferences and social opportunity cost. *Travel Behaviour and Society*. 28, 214-226. DOI: <https://doi.org/10.1016/i.tbs.2022.04.006>;
11. Stough R. R. & Rietveld P. (1997). Institutional issues in transport systems. *Journal of Transport geography*, 5(3): 207-214. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0966-6923\(97\)00016-1](https://doi.org/10.1016/S0966-6923(97)00016-1);
12. Tavasszy L.A., Ruijgrok C.J., & Thissen M.J. (2003). Emerging Global Logistics Networks: Implications for Transport Systems and Policies. *Growth and Change*, 34 (4): 456-472, DOI: <http://dx.doi.org/10.1046/j.0017-4815.2003.00230.x>;
13. Іаненко Марина, Іаненко Михайл, & Шевчук Е. (2022). Digital transformation of marketing activities in transport systems management during COVID-19: experience, problems, prospects. *Transportation Research Procedia*, 63, 878-886. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2022.06.085>;
14. Wichmann et al. (2022). A global perspective on the marketing mix across time and space. *International Journal of Research in Marketing*, 39, 502-521. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijresmar.2021.09.001>;
15. Bešinović N., Ferrari Nassar R., & Szymula C. (2022). Resilience assessment of railway networks: Combining infrastructure restoration and transport management. *Reliability Engineering & System Safety*, 224, 108538. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ress.2022.108538>;

16. Furuya A., & Madanat S. (2013). Accounting for Network Effects in Railway Asset Management. *Journal of Transportation Engineering*, 139(1), 92-100. DOI: [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)TE.1943-5436.0000477](https://doi.org/10.1061/(ASCE)TE.1943-5436.0000477);
17. Волкова В., Денисов А. Основ теории систем и системного анализа. Москва: Юрайт, 1997. 679 с.;
18. Сорока К. Основы теории систем і системного аналізу. Харків : ХНАМГ, 2004. 291 с.;
19. Ferrario E., & Zio E. (2014). Goal Tree Success Tree-Dynamic Master Logic Diagram and Monte Carlo simulation for the safety and resilience assessment of a multistate System of systems. *Engineering Structures*, 59, 411-433. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2013.11.001>;
20. Скалозуб В. О приближенной декомпозиции NP-полных задач управления сложными процессами. Системные технологии. 2011. Т. 4, № 75. С. 174–184.;
21. Barbosa S. B., Ferreira M., Nickel E. et al. (2017). Multi-criteria analysis model to evaluate transport systems: An application in Florianopolis, Brazil. *Transportation Research Part A. Policy and Practice*, 96:1-13. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tra.2016.11.019>;
22. Hawas Y E., Hassan M. N., & Abulibdeh A. (2016). A multi-criteria approach of assessing public transport accessibility at a strategic level. *Journal of Transport Geography*, 57, 19-34. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jtrangeo.2016.09.011>;
23. Формування показників оцінки ефективності транспортного процесу перевезень / В. Аулін та ін. Вісник машинобудування та транспорту. 2020. Т. 11, № 1. С. 4–10. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-11-1-4-10>.

#### REFERENCES

1. Mironova L., Ganieva A., & Rudaeva I. (2022). The role of transport in the meanings of economics of Russia and the survey of economic indicators of transport of the Russian Federation. *Transportation Research Procedia*, 63, 859-867. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2022.06.083>;
2. Gossling S. (2022). Extending the theoretical grounding of mobilities research: transport psychology perspectives. *Mobilities*. Retrieved: August 3, 2022. DOI: <https://doi.org/10.1080/17450101.2022.2092886>;
3. Rekhviashvili L., Koblowski W., Soprancetti C., & Schwanen T. (2022). Informalities in urban transport: Mobilities at the heart of contestations over (in) formalisation processes. *Geoforum*. Retrieved: June 6, 2022. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.geoforum.2022.05.008>;
4. Villarreal B., Garza-Reyes J. A., & Kumar V. (2016). Lean road transportation - a systematic method for the improvement of road transport operations. *Production Planning and Control*, 27 (11): 865-877, DOI: <https://doi.org/10.1080/09537287.2016.1152405>;
5. Haykov A. P., Yevsyeyeva O.T., Baranov O.V., & Baranov V.YU. (2014). Intelektual'ni transportni systemy v Ukraini. *Visnyk NTU «KHPI». Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya*, 9 (1052): 106-112.;
6. Kabinet Ministriv Ukrainy. (2010). Rozporyadzhennya vid 20 zhovtnya 2010 r. N 2174r. «Pro skhvalennya Transportnoyi stratehiyi Ukrainy na period do 2020 roku». URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2174-2010-%D1%80#Text>;
7. Hudyma P.P. (2009). Problemni aspekty rozvytku transportnoyi infrastruktury Ukrainy. *Problemy i perspektyvy rozvytku natsional'noyi ekonomiky v umovakh yevrointehratsiyi ta svitovoyi finansovo-ekonomichnoyi kryzy. Chernivtsi: kafedra finansiv Bukovyns'koyi derzhavnoyi finansovoyi akademiyi*, 238-239.;
8. Sabrychenko A. (2009). Shlyakhy ta zakhody zaluchennya inozemnykh investytsiy u dorozhnye hospodarstvo Ukrainy. *Derzhava ta rehiony*, №6:184-188.;
9. Carrese S., Cipriani E., Colombaroni C, Crisaili U., Fusco G., A. Gemma et al. (2021). Analysis and monitoring of post-COVID mobility demand in Rome resulting from the adoption of sustainable mobility measures. *Transport Policy*, 111, 197-215. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tranpol.2021.07.017>;
10. Choi H., Park S. Y., & Moon H. B. (2022). The shared mobility services ban in South Korea: Consumer preferences and social opportunity cost. *Travel Behaviour and Society*. 28, 214-226. DOI: <https://doi.org/10.1016/i.tbs.2022.04.006>;
11. Stough R. R. & Rietveld P. (1997). Institutional issues in transport systems. *Journal of Transport geography*, 5(3): 207-214. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0966-6923\(97\)00016-1](https://doi.org/10.1016/S0966-6923(97)00016-1);
12. Tavasszy L.A., Ruijgrok C.J., & Thissen M.J. (2003). Emerging Global Logistics Networks: Implications for Transport Systems and Policies. *Growth and Change*, 34 (4): 456-472, DOI:



<http://dx.doi.org/10.1046/j.0017-4815.2003.00230.x>;

13. Ianenko Marina, Ianenko Mikhail, & Shevchuk E. (2022). Digital transformation of marketing activities in transport systems management during COVID-19: experience, problems, prospects. *Transportation Research Procedia*, 63, 878-886. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2022.06.085>;

14. Wichmann et al. (2022). A global perspective on the marketing mix across time and space. *International Journal of Research in Marketing*, 39, 502-521. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijresmar.2021.09.001>;

15. Bešinović N., Ferrari Nassar R., & Szymula C. (2022). Resilience assessment of railway networks: Combining infrastructure restoration and transport management. *Reliability Engineering & System Safety*, 224, 108538. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ress.2022.108538>;

16. Furuya A., & Madanat S. (2013). Accounting for Network Effects in Railway Asset Management. *Journal of Transportation Engineering*, 139(1), 92-100. DOI: [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)TE.1943-5436.0000477](https://doi.org/10.1061/(ASCE)TE.1943-5436.0000477);

17. Volkova V.N. & Denysov A.A. (1997). *Osnovy teorii system i systemnoho analizu*. Moskva, Yurayt, 679 c.;

18. Soroka K.O. (2004). *Osnovy teorii systemy i systemnoho analizu: Navch. posibnyk*. Kharkiv: vydavn. KHNAMH;

19. Ferrario E., & Zio E. (2014). Goal Tree Success Tree-Dynamic Master Logic Diagram and Monte Carlo simulation for the safety and resilience assessment of a multistate System of systems. *Engineering Structures*, 59, 411-433. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2013.11.001>;

20. Skalozub V. V. (2011). O pryblzheniy dekompozitsiyi NP-polnykh zadach upravlenyya skladnyimi protsessami. *Systemnye tekhnolohyy*, 4(75), 174-184 c.;

21. Barbosa S. B., Ferreira M., Nickel E. et al. (2017). Multi-criteria analysis model to evaluate transport systems: An application in Florianopolis, Brazil. *Transportation Research Part A. Policy and Practice*, 96:1-13. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tra.2016.11.019>;

22. Hawas Y E., Hassan M. N., & Abulibdeh A. (2016). A multi-criteria approach of assessing public transport accessibility at a strategic level. *Journal of Transport Geography*, 57, 19-34. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jtrangeo.2016.09.011>;

23. Aulin, V. V., Holub, D. V., Bilichenko, V. V., & Zamurenko, A. S. (2020). Formuvannya pokaznykiv otsinky efektyvnosti transportnoho protsesu perevezennya. *Visnyk mashynobuduvannya ta transportu*, 11(1), 4–10. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2020-11-1-4-10>.

#### **O. Nalobina, M. Holotiuk, O. Bundza, A. Shymko. Conceptual model of the operational management of the transportation system under the conditions of the military state.**

In addition to the main industries such as industry, construction, trade and agriculture, the transport industry has a significant impact on the economic development of the country. This industry significantly affects the integrity of the country, its economic and national security. The martial law in the country has led to significant changes in all sectors of the economy, in particular, transport links have been disrupted, some modes of transport have been destroyed or ceased to function. In the context of such large-scale changes, there is a transformation of the transport system, which at the same time has an impact on our understanding of mobility, the development of the country's macroeconomy in general and on individual industries in particular. The industry has suffered significant structural destruction and now operates in conditions of uncertainty. This requires the organization of new approaches to the management of the transport system, taking into account external influences, which are often uncertain.

The study, the results of which are presented in the article, is based on the analysis of changes taking place in the structure of the transport system of Ukraine and is carried out with the aim of developing a conceptual model of operational management under martial law. Given the complexity of the transport system, the destroyed system of strategic management of its functioning, research required a systematic approach. The basics of system analysis of complex systems, target analysis are used. These methods made it possible to analyze the phenomena that are currently occurring in the transport system, to understand the patterns of their course and to assess their impact on the transport system. In the process of research, models characterizing the state of the transport system, the external environment in which it functions are obtained; expressions for evaluating criteria for achieving the goals of the system. A conceptual model of operational management of the transport system has been formed, taking into account the safety of its functioning.

**Keywords:** transport system, management, criteria for achieving goals, conceptual model, tree of goals.

*НАЛОБИНА Олена Олександрівна*, доктор технічних наук, професор кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: [o.o.nalobina@nuwm.edu.ua](mailto:o.o.nalobina@nuwm.edu.ua), <https://orcid.org/0000-0003-1661-7331>.

*БУНДЗА Олег Зіновійович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: [o.z.bundza@nuwm.edu.ua](mailto:o.z.bundza@nuwm.edu.ua) , <https://orcid.org/0000-0003-3770-0273>.

*ГОЛОТЮК Микола Віталійович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: [m.v.holotiuk@nuwm.edu.ua](mailto:m.v.holotiuk@nuwm.edu.ua), <https://orcid.org/0000-0003-3661-4437>.

*ШИМКО Андрій Володимирович*, кандидат технічних наук, ст.. викл. кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин і обладнання, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: [a.v.shymko@nuwm.edu.ua](mailto:a.v.shymko@nuwm.edu.ua) , <https://orcid.org/0000-0002-2525-2787>.

*Olena NALOBINA*, Doctor of Technical Sciences, Professor of Building, Road, Reclamation, Agricultural Machinery and Equipment department, National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: [o.o.nalobina@nuwm.edu.ua](mailto:o.o.nalobina@nuwm.edu.ua) , <https://orcid.org/0000-0003-1661-7331>.

*Oleh BUNDZA*, PhD in Eng., associate professor of Building, Road, Reclamation, Agricultural Machinery and Equipment department, National University of Water and Environmental Engineering, email: [o.z.bundza@nuwm.edu.ua](mailto:o.z.bundza@nuwm.edu.ua), <https://orcid.org/0000-0003-3770-0273>.

*Mykola HOLOTIUK*, PhD in Engineering, associate professor of Building, Road, Reclamation, Agricultural Machinery and Equipment department National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: [m.v.holotiuk@nuwm.edu.ua](mailto:m.v.holotiuk@nuwm.edu.ua), <https://orcid.org/0000-0003-3661-4437>.

*Andrii SHYMKO*, PhD in Engineering, associate professor of Building, Road, Reclamation, Agricultural Machinery and Equipment department National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: <https://orcid.org/0000-0002-2525-2787>

DOI 10.36910/automash.v1i20.1047

Подригало М. А., Шеїн В.С.  
*Харківський національний автомобільно-дорожній університет*

## МАСШТАБНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ АВТОМОБІЛЯ

Випробування дослідних зразків автомобілів та іншої мобільної техніки є невід'ємною частиною їх виробництва. Отримані результати таких випробувань дозволяють робити висновок про можливість подальшого запуску в серійне виробництво. Виробництво натурального дослідного зразка та його випробування вимагає значних витрат ресурсів, зокрема – часу. Тому актуальним було та лишається випробування масштабних моделей. При проведенні випробувань масштабної моделі особливо важливим є забезпечення вірогідності отриманих результатів. Указана вірогідність забезпечується як коректним вибором масштабної подоби (масштабних коефіцієнтів), так і точністю вимірювань зазначених величин при проведенні випробувань. Метою дослідження є скорочення часу і зменшення витрат при розробці й постановці на виробництво автомобілів та іншої мобільної техніки шляхом використання випробувань масштабних моделей за рахунок підвищення вірогідності отриманих результатів.

У запропонованому дослідженні розглянуто метод вибору масштабних коефіцієнтів для фізичних величин, що входять до функції стану автомобіля, а також вимоги до точності вимірювань на масштабних моделях. У роботі представлено результати розрахунку масштабних коефіцієнтів для основних фізичних величин, які використовуються при побудові математичних моделей автомобілів та інших колісних машин. У дослідженні також встановлено взаємозв'язок між максимальною допустимою похибкою вимірювань при проведенні натурних випробувань і похибкою при випробуваннях масштабних моделей. У результаті проведеного дослідження визначено взаємозв'язок між лінійним масштабним коефіцієнтом та масштабними коефіцієнтами інших фізичних величин, які до сьогодні не були визначені. Визначено залежності відношення максимально допустимих похибок вимірювань при проведенні натурних випробувань і випробувань масштабних моделей від лінійного масштабного коефіцієнта моделі для різних фізичних величин.

**Ключові слова:** випробування автомобілів, функція стану автомобіля, натурні випробування, масштабне моделювання, похибка вимірювань, масштаб подоби.

### ВСТУП

Натурне (масштабне) моделювання широко використовується в різних галузях науки і техніки, що спростило та пришвидшило процес впровадження нових технічних рішень у виробництво.

Одним з найбільш відомих історичних фактів, які дійшли до нас, було натурне моделювання стійкості лінійних суден у дослідному басейні в м. Санкт-Петербурзі, що було виконано на початку минулого століття академіком Олексієм Миколайовичем Криловим. Завдяки натурному моделюванню, йому вдалося створити систему стабілізації положення остова судна при частковому затопленні водою, що попередило перекидання броненосця «Орел» у Цусімській битві.

При проведенні випробувань масштабної моделі особливо важливим є забезпечення вірогідності отриманих результатів. Вказана вірогідність забезпечується як коректним вибором масштабної подоби (масштабних коефіцієнтів), так і точністю вимірювань зазначених величин при проведенні випробувань.

У запропонованому дослідженні розглядається метод вибору масштабних коефіцієнтів для фізичних величин, що входять до функції стану автомобіля, а також вимоги до точності вимірювань на масштабних моделях.

### АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Натурне моделювання широко використовується в різноманітних галузях науки і техніки: авіабудуванні, автомобілебудуванні, енергетичному машинобудуванні. Наприклад, при конструюванні нових зразків лопатних машин проводять лабораторні дослідження на моделях: перевіряються і остаточно встановлюється форма лопатей робочого колеса та спрямовуючого апарату, визначається ККД насоса та його зміна в залежності від кількості обертів, продуктивності, напору, а також досліджується явище кавітації [1].

Теоретичною базою для проведення випробувань з використанням натурних моделей є теорія подоби чи теорія узагальнених змінних [2].

Уперше натурне моделювання руху автомобіля було виконане в інституті автомобільних інженерів в Англії [3]. Проводилися досліди по оцінці впливу гальмування передніх і задніх коліс на стійкість при гальмуванні моделі автомобіля. Як зазначав академік Е.О. Чудаков, результати цього експерименту добре узгоджувалися з результатами наступних теоретичних досліджень (див. рис. 1).

У подальшому натурне моделювання використовувалося О.С. Курочкіним при дослідженні механіки повороту тягача з причепом [4] і В.М. Поляковим при дослідженні маневреності триланкових автопоїздів [5]. Натурне моделювання використовувалося також представниками наукової школи професора В.П. Сахно [6], зокрема, П.Б. Прогній розглядав при дослідженні стійкості автомобіля у процесі гальмування [7].

Як свідчить досвід, використання натурального (масштабного) моделювання дозволяє з великою точністю підтверджувати результати теоретичних досліджень, забезпечити процес наукових досліджень і скоротити час підготовки виробництва нових виробів.

У мережі «Internet» отримали розповсюдження відеоролики руху моделей залізничних потягів на макетах міст. Дуже часто відеокамеру встановлюють у кабіні моделі тепловозу, електровозу чи паровозу. У глядача складається враження, що він їде по реальній, а не по іграшковій залізниці. Це враження складається тому, що при проектуванні моделі залізниці були коректно вибрані масштабні коефіцієнти.

При виборі масштабних коефіцієнтів потрібно не тільки визначити лінійні розміри моделі  $L_M$ , але також і швидкість, час, масу, моменти інерції, коефіцієнти жорсткості, демпфування та інші.

Для побудови системи масштабних коефіцієнтів необхідно створити математичну модель (систему диференціальних рівнянь), що описує динаміку натурального (початкового) об'єкту.

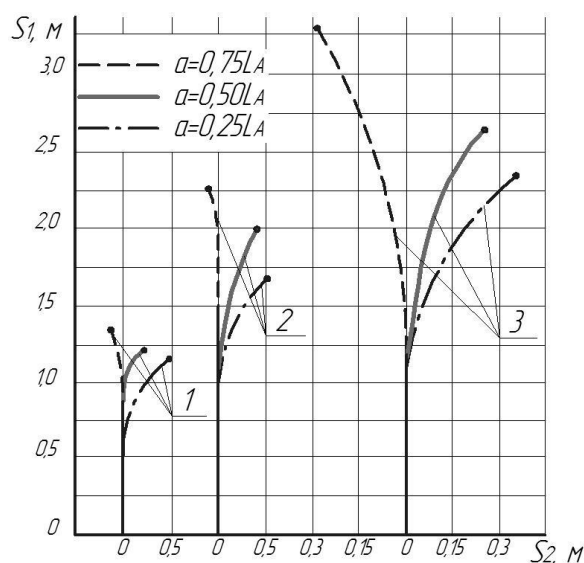


Рисунок 1 – Траєкторії руху центру мас моделі автомобіля при різному його положенні (а) відносно бази  $L_A$  і різної швидкості руху  $V$ : 1 –  $V=11,2$  км/год; 2 –  $V=15,9$  км/год; 3 –  $V=17,7$  км/год [3]

Нехай під дією збуджуючих сил рама автомобіля разом з колесами за рахунок еластичності шин отримала кутове зміщення  $\Psi$ . При цьому на колесах виникнуть пружні та демпфувальні сили періодичного характеру, що викликають відведення автомобіля від траєкторії в горизонтальній площині відносно центральної вертикальної осі. Вплив пружних та демпфувальних сил на динаміку автомобілів також розглядав в своїй роботі Д.Р. Елліс [8].

Диференціальне рівняння кутового руху автомобіля в площині дороги у роботі В.С. Колеснікова та В.В. Персіанова має такий вигляд:

$$Y_{Zc} \cdot \frac{d^2\Psi}{dt^2} + \frac{d\Psi}{dt} \cdot (a\lambda_a + b\lambda_b) + \Psi(a \cdot c_a + bc_b) + \sum_{i=1}^h M_{Zi}^b = 0, \quad (1)$$

де  $Y_{Zc}$  – момент інерції автомобіля відносно центральної вертикальної осі;

$\frac{d^2\Psi}{dt^2}$  – кутове прискорення автомобіля в площині дороги;

$a, b$  – відстань від передньої та задньої осей до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину, що проходить через ці осі;

$\lambda_a, \lambda_b$  – поперечні коефіцієнти загасання шин передніх і задніх коліс, відповідно;

$\sum_{i=1}^h M_{Zi}^b$  – проекція суми усіх збуджуючих моментів (що повертають автомобіль у площині дороги)

на ось  $OZ$ .

Диференціальне рівняння поступового руху центру мас

$$m \left\{ \frac{d^2 Z}{dt^2} + \frac{d\omega_X}{dt} \cdot Z + \frac{d\omega_Y}{dt} \cdot X + \omega_Z \cdot (\omega_X \cdot Z + \omega_Y \cdot Y) + \omega_P^2 \cdot Z \right\} + \sum_{i=1}^h F_{Zi}^b = 0, \quad (2)$$

де  $m$  – маса автомобіля;

$\frac{d^2 Z}{dt^2}$  – проекція на ось  $OZ$  лінійного прискорення центру мас автомобіля в поступальному русі;

$\frac{d\omega_X}{dt}, \frac{d\omega_Y}{dt}$  – проекції на осі  $OX$  та  $OY$  кутового прискорення центру мас автомобіля;

$Z, X, Y$  – лінійні зміщення центру мас автомобіля впродовж осей  $OX, OY, OZ$ ;

$\omega_X, \omega_Y, \omega_Z$  – проекції на осі  $OX, OY$  та  $OZ$  кутової швидкості обертання автомобіля відносно центру мас;

$\omega_P$  – кутова швидкість обертання центру мас відносно полюса повороту автомобіля.

Подібні перетворення початкових рівнянь [9] призводять до часткових інваріантних рівнянь зв'язку, що встановлюють залежності між фізичними характеристиками процесу. Для розв'язання подібних задач використовується критеріальна залежність виду, що характеризує явище, яке вивчається [9]

$$N_e = f(H_O; F_r; C_O; K_b; K_C; K_Y; K_Z), \quad (3)$$

де  $N_e = \frac{F \cdot t}{m \cdot V}$  – критерій Ньютона, що є основною характеристикою механічної подоби та встановлює залежність між силовими і швидкісними полями;

$H_O = \frac{V \cdot t}{L}$  – критерій гомохронності (безрозмірний час), що характеризує нестационарне явище;

$F_r = \frac{g \cdot L}{V^2}$  – критерій Фруда; встановлює залежність між полями тяжіння й інерційними полями;

$C_O = \frac{m \cdot V^2}{F \cdot L}$  – критерій Коши, що характеризує напружений стан системи, якщо під  $V$  розуміти швидкість пружних деформацій системи;

$K_b = \frac{m \cdot \omega^2}{K}$  – критерій відновлення, що характеризує пружні зв'язки системи;

$K_C = \frac{m \cdot \omega}{\beta}$  – критерій опору, що характеризує демпфувальні зв'язки системи;

$K_Y = \frac{F}{V \cdot c}$  – критерій уводу, що характеризує пружні властивості шин;

$K_Z = \frac{F}{V \cdot \lambda}$  – критерій демпфування, що характеризує дисипативні властивості шин.

Для забезпечення вірогідності результатів, отриманих за допомогою масштабних моделей, необхідно здійснювати коректний вибір масштабних коефіцієнтів. У роботі В.С. Колеснікова та В.В. Персіанова розглянуто послідовність побудови системи масштабних коефіцієнтів для механічного явища. Першим й основним є лінійний масштабний коефіцієнт, оскільки ця величина безрозмірна, то його можливо називати просто лінійним масштабом. Його величина визначається як відношення натурального лінійного розміру (характерного розміру)  $L_H$  до відповідного лінійного розміру  $L_M$  моделі

$$m_L = \frac{L_H}{L_M}. \quad (4)$$

При використанні натурального моделювання для оцінки гальмівних властивостей автомобілів і визначення масштабного коефіцієнту (масштабу) швидкості зручно використовувати довжину гальмівного шляху. Для натурального зразка автомобіля та для його моделі довжини гальмівного шляху можуть бути визначені за наступними приближеними формулами, що зазначені в роботах В.С. Колеснікова та В.В. Персіанова:

$$S_H = \frac{V_H^2}{2g}; \quad (5)$$

$$S_M = \frac{V_M^2}{2g}, \quad (6)$$

де  $S_H, S_M$  – гальмівні шляхи натурального автомобіля та його моделі при умові миттєвого зростання гальмівних сил від нуля до граничних, за умови блокування коліс, значень;

$V_H^2, V_M^2$  – квадрати лінійних швидкостей натурального автомобіля та його моделі;  
 $g$  – прискорення вільного падіння,  $g=9,81 \text{ м/с}^2$ .

Якщо взяти відношення лівих та правих частин рівнянь (5) і (6), то отримаємо у лівій частині лінійний масштаб

$$m_L = \frac{S_H}{S_M} = \left( \frac{V_H}{V_M} \right)^2 = m_V^2. \quad (7)$$

З виразу (7) визначимо

$$m_V = m_L^{1/2}. \quad (8)$$

Час руху натурального автомобіля та моделі може бути визначено як:

$$t_H = \frac{S_H}{V_H}; \quad (9)$$

$$t_M = \frac{S_M}{V_M}. \quad (10)$$

Повторюючи операцію поділу лівої та правої частин рівнянь (9) на ліву та праву частину виразу (10), отримаємо

$$m_t = \frac{t_H}{t_M} = \frac{S_H}{S_M} \cdot \frac{V_M}{V_H} = \frac{m_L}{m_V} = \sqrt{m_L}. \quad (11)$$

При умові розгону з місця швидкості натурального автомобіля  $V_H$  та його моделі  $V_M$  можуть бути визначені як

$$V_H = a_H \cdot t_H; \quad (12)$$

$$V_M = a_M \cdot t_M, \quad (13)$$

де  $a_H, a_M$  – прискорення натурального автомобіля та його моделі, відповідно.

Однак у роботах В.С. Колеснікова та В.В. Персіанова не визначено масштаби сил  $m_F$  та маси  $m_M$ . Крім того, у відомих дослідженнях не розглянуто питання забезпечення достовірності результатів випробувань за рахунок точності вимірювання фізичних величин.

### ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є скорочення часу і зменшення витрат при розробці й постановці на виробництво автомобілів та іншої мобільної техніки шляхом використання випробувань масштабних моделей за рахунок підвищення вірогідності отриманих результатів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- визначити масштабні коефіцієнти фізичних величин, які не були визначені раніше;
- визначити вимоги до точності вимірювання фізичних величин, які можуть входити до функції стану математичного опису динаміки мобільних машин.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для визначення масштабів  $m_F$  та  $m_M$  використаємо закон Гука

$$F = c \cdot x, \quad (14)$$

де  $c$  – жорсткість стержня;

$$c = E \cdot f, \quad (15)$$

$E$  – модуль пружності першого роду (модуль Юнга);

$f$  – площа поперечного перерізу стрижня;

$F$  – сила, що прикладено до стрижня;

$x$  – деформація стрижня (змінення лінійного розміру).

Масштаб сили  $F$

$$m_F = \frac{F_H}{F_M} = \frac{c_H}{c_M} \cdot \frac{x_H}{x_M} = m_C \cdot m_L. \quad (16)$$

Масштаб жорсткості

$$m_C = \frac{c_H}{c_M} = \frac{f_H}{f_M} = m_L^2. \quad (17)$$

Розміри площини поперечного перерізу мають розмірність квадрату лінійного розміру, що дає право запису рівняння (17). Таким чином рівняння (16) прийме такий вигляд:

$$m_F = m_L^3 = m_M. \quad (18)$$

Масштабний коефіцієнт потужності

$$m_N = \frac{F_H \cdot V_H}{F_M \cdot V_M} = m_F \cdot m_V = m_L^3 \cdot \sqrt{m_L} = m_L^{7/2}. \quad (19)$$

Масштабний коефіцієнт роботи (енергії)

$$m_W = \frac{F_H \cdot S_H}{F_M \cdot S_M} = m_F \cdot m_L = m_L^3 \cdot m_L = m_L^4, \quad (20)$$

де  $S_H, S_M$  – лінійні зміщення натурального автомобіля та масштабної моделі.

Поділення лівих та правих частин рівняння (12) на відповідні частини рівняння (13) дає наступний результат:

$$m_V = \frac{V_H}{V_M} = \frac{a_H}{a_M} \cdot \frac{t_H}{t_M} = m_a \cdot m_t = m_a \cdot \sqrt{m_L}. \quad (21)$$

З виразу (14) визначимо:

$$m_a = \frac{m_V}{\sqrt{m_L}} = \frac{\sqrt{m_L}}{\sqrt{m_L}} = 1. \quad (22)$$

З рівняння (22) видно, що при натурному моделюванні масштаб прискорення  $m_a=1$ . Це зрозуміло, оскільки ми розглядаємо рух як натурального автомобіля, так і його моделі в полі тяжіння Землі, в якому діє прискорення  $g=9,81 \text{ м/с}^2$  вільного падіння. Таким чином, при натурному моделюванні масштаб прискорень завжди дорівнює одиниці. Напевно, що в цьому випадку масштаб сили  $m_F$  буде дорівнювати масштабу маси  $m_M$ .

У таблиці 1 наведені відомі та отримані авторами масштабні коефіцієнти (масштаби подоби) фізичних величин, що можуть входити до функції стану мобільної машини.

Адекватність результатів натурних та модельних випробувань, у свою чергу, залежить також і від точності вимірювань фізичних величин. Як зазначається в роботі Х. Харта [10] вимоги до похибок вимірювань залежать від того чи може допускатися визначена похибка, чи похибка повинна бути за можливості зменшена. І це рішення буває довільним. У вимірювальній техніці існує правило [10]: «Вимірювати не так точно як можливо, а так точно, як необхідно».

Проведемо оцінку показників точності вимірювальних фізичних величин при проведенні модельних випробувань та визначимо їхній взаємозв'язок з показниками точності при проведенні натурних випробувань.

Таблиця 1 – Масштаби подоби механічних величин

№ п/п	Найменування механічної величини	Розмірність	Масштаб подоби	Формула для розрахунку масштабу подоби
1	Лінійний розмір (характерний)	[L], м	$m_L$	$L_H / L_M$
2	Час	[t], с	$m_t$	$\sqrt{m_L}$
3	Маса	[m], кг	$m_M$	$m_L^3$
4	Швидкість	[L·t <sup>-1</sup> ], м/с	$m_V$	$\sqrt{m_L}$
5	Сила	[m·L·t <sup>-2</sup> ], Н	$m_F$	$m_L^3$
6	Потужність	[F·V], Вт	$m_N$	$m_L^{7/2}$
7	Робота (енергія)	[N·t], Дж	$m_W$	$m_L^4$
8	Момент інерції	[m·L <sup>2</sup> ], кг·м <sup>2</sup>	$m_Y$	$m_L^5$
9	Коефіцієнт жорсткості	[F / L], Н/м	$m_c$	$m_L^2$
10	Коефіцієнт загасання	[F·t·L <sup>-1</sup> ], Н·с/м	$m_\beta$	$m_L^{5/2}$
11	Коефіцієнт відводу шин	[F], Н/рад	$m_Y = m_\delta$	$m_L^3$
12	Коефіцієнт демпфування шини	[F·t], Нс	$m_\lambda$	$m_L^{5/2}$

Розглянемо вимоги до точності вимірювань лінійних величин. Із залежності (4), шляхом диференціювання, визначимо

$$\frac{dL_H}{dL_M} = m_L. \quad (23)$$

Після переходу від безкінечно малих величин до кінцевих, отримаємо

$$m_L = \frac{\Delta L_H}{\Delta L_M}, \quad (24)$$

де  $\Delta L_H$ ,  $\Delta L_M$  – похибки визначення лінійних розмірів натурального зразка та моделі автомобіля, відповідно.

У кожному стандарті на натурні випробування автомобілів й інших мобільних машин визначаються максимальні значення похибок вимірювання, у тому числі й на лінійні розміри. У такому разі, при обраному лінійному масштабному коефіцієнті  $m_L$  похибка вимірювання при модельних випробуваннях не повинна перевищувати величини

$$\Delta L_M \leq \frac{\Delta L_H}{m_L}. \quad (25)$$

Тому, максимально припустима величина похибки вимірювання лінійних розмірів при модельних випробуваннях становить



$$[\Delta L_M]_{\max} = \frac{\Delta L_H}{m_L}. \quad (26)$$

Якщо мінімально можлива похибка вимірювання, що визначається можливостями вимірювальної техніки становить  $[\Delta L_M]_{\min}$ , то максимально припустимий масштабний коефіцієнт буде дорівнювати

$$[m_L]_{\max} = \frac{\Delta L_H}{[\Delta L_M]_{\min}}. \quad (27)$$

Аналогічним чином розглянемо інші фізичні величини.  
Максимально припустимий масштабний коефіцієнт часу

$$[m_t]_{\max} = \frac{\Delta t_H}{[\Delta t]_{\min}} = [\sqrt{m_L}]_{\max}, \quad (28)$$

де  $\Delta t_H$  – вимоги до похибки вимірювання часу при стандартних випробуваннях натурних автомобілів;  
 $[\Delta t]_{\min}$  – мінімально можлива похибка вимірювання часу при модельних випробуваннях.  
Максимально припустимий масштабний коефіцієнт маси

$$[m_M]_{\max} = \frac{\Delta M_H}{[\Delta M_M]_{\min}} = [m_L^3]_{\max}, \quad (29)$$

де  $\Delta M_H$  – вимоги до похибки вимірювання маси при натурних випробуваннях за стандартом;  
 $[\Delta M_M]_{\min}$  – мінімально припустима похідна вимірювання маси при випробуваннях на масштабній моделі.

Максимально припустимий масштабний коефіцієнт швидкості

$$[m_V]_{\max} = \frac{\Delta V_H}{[\Delta V_M]_{\min}} = [\sqrt{m_L}]_{\max}, \quad (30)$$

де  $\Delta V_H$  – вимоги до похибки вимірювання швидкості при стандартних натурних випробуваннях;  
 $[\Delta V_M]_{\min}$  – мінімально припустима похибка вимірювання швидкості при модельних випробуваннях.

Таким чином, для інших фізичних величин отримано залежності для максимально припустимих масштабних коефіцієнтів

$$[m_F]_{\max} = [m_L^3]_{\max} \text{ – для зусилля}; \quad (31)$$

$$[m_N]_{\max} = [m_L^{7/2}]_{\max} \text{ – для потужності}; \quad (32)$$

$$[m_W]_{\max} = [m_L^4]_{\max} \text{ – для роботи та енергії}; \quad (33)$$

$$[m_I]_{\max} = [m_L^5]_{\max} \text{ – для моментів інерції}; \quad (34)$$

$$[m_C]_{\max} = [m_L^2]_{\max} \text{ – для показників жорсткості}; \quad (35)$$

$$[m_\beta]_{\max} = [m_L^{5/2}]_{\max} \text{ – для коефіцієнтів згасання}; \quad (36)$$

$$[m_\delta]_{\max} = [m_L^3]_{\max} \text{ – для коефіцієнтів відводу шин}; \quad (37)$$

$$[m_\lambda]_{\max} = [m_L^{5/2}]_{\max} \text{ – для коефіцієнтів демпфування шин}. \quad (38)$$

З аналізу рівнянь (26) – (38) видно, що максимально можливий лінійний масштабний коефіцієнт з умови забезпечення адекватності вимірювання різних фізичних величин змінюється. У загальному вигляді його величину можна визначити як

$$[m_L]_{\max} = \left( \frac{\Delta X_H}{[\Delta X_M]_{\min}} \right)^K, \quad (39)$$

де  $\Delta X_H$  – похибка, що регламентується для вимірювання будь-якої фізичної величини при натурних випробуваннях;

$[\Delta X_M]_{\min}$  – мінімально можлива похибка вимірювання величини при модельних випробуваннях;

$K$  – показник ступеня, який залежить від природи фізичної величини (табл. 2)

На рис. 2 наведено графіки залежності (39) при різних значеннях показника ступеня  $K$ . Аналіз цих графіків показує, що величина  $[m_L]_{\max}$  дуже обмежена, особливо при малих значеннях показника ступеня  $K$  (див. табл. 3).

Таблиця 2 – Показники ступеня  $K$  в формулі (39)

Фізична величина	Показник ступеню, $K$
Лінійний розмір	1
Час	2
Маса	1/3
Швидкість	2
Сила	1/3
Потужність	2/7
Енергія (робота)	1/4
Момент інерції	1/5
Жорсткість	1/2
Коефіцієнт загасання	2/5
Коефіцієнт відводу шин	1/3
Коефіцієнт демпфування шин	2/5

Підвищити максимально припустимий масштабний коефіцієнт  $[m_L]_{\max}$  можливо за рахунок зменшення, у порівнянні з натурними випробуваннями похибок вимірювання фізичних величин. З рівняння (39) отримаємо

$$[\Delta X_M]_{\min} = \frac{\Delta X_H}{m_L^{1/K}} \quad (40)$$

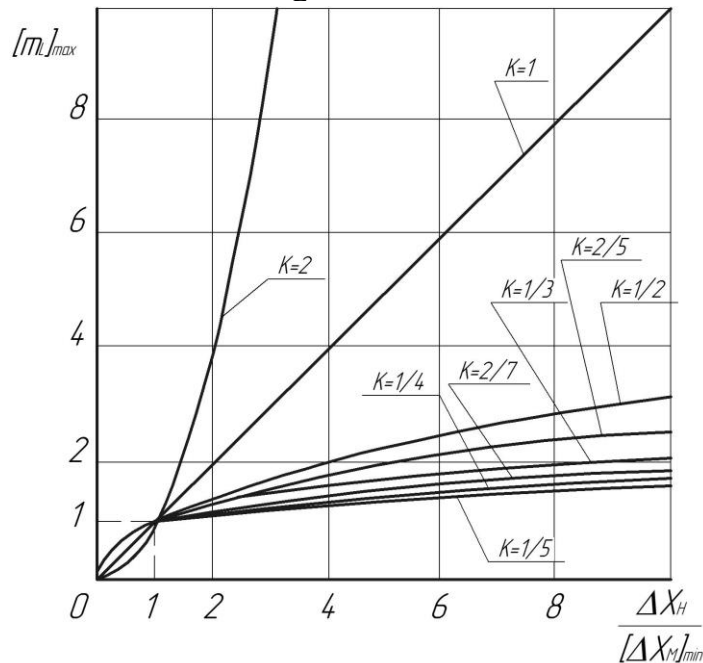


Рисунок 2 – Залежність  $[m_L]_{\max} = F\left(\frac{\Delta X_H}{[\Delta X_M]_{\min}}\right)$  для різних фізичних величин

Таблиця 3 – Розрахунок раціональних масштабних коефіцієнтів

$\frac{\Delta X_H}{[\Delta X_M]_{\min}}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$K$	$[m_L]_{\max}$									
1/5	1,00	1,15	1,25	1,32	1,38	1,43	1,48	1,52	1,55	1,58
1/4	1,00	1,19	1,32	1,41	1,49	1,56	1,63	1,68	1,73	1,78
2/7	1,00	1,22	1,37	1,49	1,58	1,67	1,74	1,81	1,87	1,93
1/3	1,00	1,26	1,44	1,59	1,71	1,82	1,91	2,00	2,08	2,15
2/5	1,00	1,32	1,55	1,74	1,90	2,05	2,18	2,30	2,41	2,51
1/2	1,00	1,41	1,73	2,00	2,24	2,45	2,65	2,83	3,00	3,16
1	1,00	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	7,00	8,00	9,00	10,00
2	1,00	4,00	9,00	16,00	25,00	36,00	49,00	64,00	81,00	100,00

Приймаючи  $[\Delta X_M]_{\min} = \Delta X_M$ , запишемо

$$\frac{\Delta X_M}{\Delta X_H} = m_L^{-1/K} \tag{41}$$

У таблиці 4 наведено результати розрахунку відношення  $\frac{\Delta X_M}{\Delta X_H}$  від масштабного коефіцієнту  $m_L$  для різних значень показника  $K$ , а на рис. 3 – відповідні графіки залежності. Аналіз графіків на рис. 3 показав, що при масштабному моделюванні найбільш висока точність повинна бути при вимірюванні лінійних розмірів ( $K=1$ ), швидкості та часу ( $K=2$ ). З ростом лінійного масштабного коефіцієнту  $m_L$  вимоги до точності вимірювання фізичних величин зростають.

Таблиця 4 – Вимоги точності вимірювань на масштабній моделі

$m_L$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$K$	$\Delta X_M / \Delta X_H$									
1/5	1,00	0,87	0,80	0,76	0,72	0,70	0,68	0,66	0,64	0,63
1/4	1,00	0,84	0,76	0,71	0,67	0,64	0,61	0,59	0,58	0,56
2/7	1,00	0,82	0,73	0,67	0,63	0,60	0,57	0,55	0,53	0,52
1/3	1,00	0,79	0,69	0,63	0,58	0,55	0,52	0,50	0,48	0,46
2/5	1,00	0,76	0,64	0,57	0,52	0,49	0,46	0,43	0,41	0,40
1/2	1,00	0,71	0,58	0,50	0,45	0,41	0,38	0,35	0,33	0,32
1	1,00	0,50	0,33	0,25	0,20	0,17	0,14	0,12	0,11	0,10
2	1,00	0,25	0,11	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01

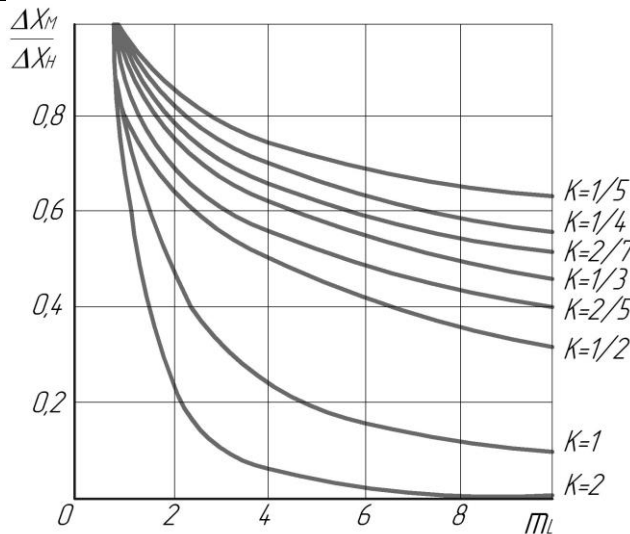


Рисунок 3 – Потрібне співвідношення між точністю вимірювань при випробуваннях на масштабній моделі та при натурних випробуваннях

## ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Для проведення випробувань натурних моделей необхідно витратити значні ресурси, що, зокрема, впливає на строки постановки на виробництво продукції. Отриманню достовірних даних випробувань дослідних зразків та заощадженню часу в умовах вибагливості ринку та економічних труднощів сприяє масштабне моделювання при проведенні випробувань масштабних моделей.

Визначення максимально припустимих величин похибки вимірювання лінійних розмірів при модельних випробуваннях та максимально припустимих масштабних коефіцієнтів фізичних величин дозволило зробити висновок, що максимально можливий лінійний масштабний коефіцієнт з умови забезпечення адекватності вимірювання різних фізичних величин змінюється. Величина максимально можливого лінійного масштабного коефіцієнта при малих значеннях показника ступеня, що залежить від природи фізичних величин, дуже обмежена, а для її збільшення необхідне підвищення вимог до точності вимірювання фізичних величин.

Аналіз співвідношення між точністю вимірювань при масштабних та натурних випробуваннях показав, що при масштабному моделюванні найбільш висока точність повинна бути при вимірюванні лінійних розмірів, швидкості та часу.

## ВИСНОВКИ

1. У результаті проведеного дослідження визначено взаємозв'язок між лінійним масштабним коефіцієнтом та масштабними коефіцієнтами інших фізичних величин, які до сьогодні не були визначені. Побудова системи масштабних коефіцієнтів сприяє підвищенню вірогідності випробувань автомобілів та інших мобільних машин на масштабних моделях.

2. Збільшення лінійного масштабного коефіцієнту  $m_L$  дозволяє зменшити матеріальні витрати та термін проведення випробувань масштабних моделей автомобілів й інших мобільних машин. Але це потребує підвищення вимог до точності вимірювання фізичних величин.

3. У результаті проведеного дослідження визначено залежності допустимих похибок вимірювання фізичних величин залежно від обраного масштабу подоби. Зі зростанням коефіцієнту  $m_L$  необхідно зменшувати відношення похибки  $\frac{\Delta X_M}{\Delta X_H}$ .

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Угинчус А.А. Гидравлика и гидравлические машины. Харків : ХГУ, 1970. 295 с.
2. Gukhman A.A. Introduction to the Theory of Similarity. London : Academic Press, 1965. 256 p.
3. Olley M. Road Manners of the Modern Car. *Proceedings of the Institution of Automobile Engineers*. London, 1946. 41(1). Pp. 523-551. DOI:10.1243/PIAE\_PROC\_1946\_041\_034\_02
4. Курочкін О.С. Дослідження маневреності та стійкості автомобільного поїзда з довгобазним багатовісним напівпричепом: дис. ... канд. техн. наук. Київ, 1978. 161 с.
5. Поляков В.М., Сахно В.П. Триланкові автопоїзди. Маневреність: монографія. Луганськ : Вид-во «Ноулідж», 2014. 206 с.
6. Автомобілі. Стійкість: монографія / В.Г. Вербицький, В.П. Сахно та ін. Луганськ : Вид-во «Ноулідж», 2013. 176 с.
7. Прогній П.Б. До аналізу стійкості автопоїзда у гальмівному режимі. *Вісник національного транспортного університету*. 2013. Випуск 27. С. 299-305.
8. Ellis J.R. Vehicle Dynamics. London : Business Books Limited, 1969. 243 p.
9. Sedov L.I. Similarity And Dimensional Methods In Mechanics. London : Academic Press, 1959. 363 p. DOI: 10.1016/C2013-0-08173-X.
10. Hans Hart Einführung in die Messtechnik 5, Durchgesehene Auflage. VEB Verlag Technik Berlin, 1989. 379 s.

## REFERENCES

1. Uginchus A.A. (1970). Gidravlika i gidravlicheskiye mashiny. Kharkiv: KHGU. 295 s. [In Ukrainian].
2. Gukhman A.A. (1965). Introduction to the Theory of Similarity. London: Academic Press. 256 p.
3. Olley M. (1946). Road Manners of the Modern Car. *Proceedings of the Institution of Automobile Engineers*. London, 41(1), pp. 523-551. DOI:10.1243/PIAE\_PROC\_1946\_041\_034\_02.
4. Kurochkin O.S. (1978). Doslidzhennya manevrenosti ta stiykosti avtomobil'noho poyizda z dovhobaznym bahatovisnym napivprychepom: dys. ... kand. tekhn. nauk. Kyiv. 161 s. [In Ukrainian].

5. Polyakov V. M., Sakhno V. P. (2014). Trylankovi avtopoyizdy. Manevrenist': monohrafiya. Luhans'k : Vyd-vo «Noulidzh». 206 s. [In Ukrainian].
6. Avtomobili. Stiykist': monohrafiya / V.H. Verbyts'kyy, V.P. Sakhno ta in. (2013). Luhans'k : Vyd-vo «Noulidzh»,. 176 s. [In Ukrainian].
7. Prohnyy P.B. (2013). Do analizu stiykosti avtopoyizda u hal'mivnomu rezhymi. Visnyk natsional'noho transportnoho universytetu. Vypusk 27. S. 299-305. [In Ukrainian].
8. Ellis J.R. (1969). Vehicle Dynamics. London : Business Books Limited. 243 p.
9. Sedov L.I. (1959). Similarity And Dimensional Methods In Mechanics. London: Academic Press. 363 p. DOI: 10.1016/C2013-0-08173-X.
10. Hans Hart (1989). Einführung in die Messtechnik 5, Durchgesehene Auflage. VEB Verlag Technik Berlin. 379 s.

***M. Podryhalo, V. Shein. Large-scale simulation in carrying out experimental investigations of a car***

Testing prototypes of cars and other mobile equipment is an integral part of their production. The results obtained from such tests suggest the possibility of further production. The production and testing of a full-scale prototype requires considerable resources, in particular time. Therefore, the testing of large-scale models was and remains relevant. When testing a scale-up model, it is especially important to ensure the reliability of the obtained results. This possibility is ensured both by the correct choice of large-scale similarities (scale coefficients) and by the accuracy of the measurements of the specified values during the tests. The purpose of the study is to reduce time and costs in the development and production of automobiles and other mobile machinery by using large-scale model tests by increasing the reliability of the obtained results.

In the proposed research, the method of choosing scale coefficients for physical quantities included in the automobile state function, as well as requirements to the accuracy of measurements on scale models is considered. The paper presents the results of the calculation of scale coefficients for the main physical quantities used in the construction of mathematical models of cars and other wheeled vehicles. The study also found a correlation between the maximum permissible measurement error of full-scale tests and the error of large-scale model tests. As a result of the conducted research, the relationship between the linear scale coefficient and scale coefficients of other physical quantities, which have not been determined so far, has been determined. The dependence of the ratio of the maximum allowable measurement errors during field tests and tests of large-scale models on the linear scale coefficient of the model for various physical quantities was determined.

**Key words:** vehicle tests, vehicle state function, full-scale tests, scale simulation, measurement error, similarity scale.

*ПОДРИГАЛО Михайло Абович*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, E-mail: [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>.

*ШЕЇН Віталій Сергійович*, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри технології машинобудування та ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, E-mail: [sheinvitalis@gmail.com](mailto:sheinvitalis@gmail.com), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9282-0190>.

*Mykhailo PODRYHALO*, doctor of technical science, head of Technology of Machinery Manufacturing and Machine Maintenance Department, Kharkiv National Automobile and Highway University, E-mail: [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>.

*Vitalii SHEIN*, Ph.D., associate professor, associate professor of Technology of Machinery Manufacturing and Machine Maintenance Department, Kharkiv National Automobile and Highway University, E-mail: [sheinvitalis@gmail.com](mailto:sheinvitalis@gmail.com), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9282-0190>

DOI 10.36910/automash.v1i20.1048

Птиця Н.В., Мельник О.С., Мельник О.С.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна***ЗАСТОСУВАННЯ ПРИНЦИПІВ ЛОГІСТИЧНОГО УПРАВЛІННЯ ПРИ ОРГАНІЗАЦІЇ ДІЯЛЬНОСТІ ТРАНСПОРТНОГО ПІДПРИЄМСТВА**

Одним із важливих чинників успішного функціонування транспортного підприємства є ефективна організація логістичної системи. Пошуки оптимальних рішень дають змогу спланувати та здійснити необхідні перевезення найбільш ефективним способом, при цьому забезпечивши мінімізацію витрат. У такій ситуації необхідно загострювати свою увагу не стільки на підвищенні ефективності операцій, скільки на визначенні усіх параметрів процесу доставки та їх впливу на витрати. Аналіз сучасного стану функціонування та організації логістичної системи транспортного підприємства свідчить, що зміна техніко-експлуатаційних показників роботи рухомого складу призводить до отримання короткострокового ефекту. Логістична організація процесів у системі доставки, обробки і розподілу вантажу дає змогу у повному обсязі використовувати весь потенціал системного підходу. Проаналізовані методи та підходи, що використовуються, не в повній мірі відповідають реальним процесам. Пропонується виявити залежності витрат на доставку вантажів від параметрів системи доставки і таким чином оцінити вплив параметрів системи доставки на логістичні витрати. Отримані залежності нададуть змогу встановлення функціональних взаємозв'язків системи та визначення граничних значень параметрів для прийняття правильних управлінських рішень.

**Ключові слова:** логістична система, логістичні витрати, система доставки, транспортне підприємство, витрати на доставку, транспортне обслуговування, параметри системи доставки.

**ВСТУП**

Війна в Україні стала неабияким викликом для кожного. Торкнулася і всіх сфер бізнесу. Здавалося, що COVID-19 вже навчив швидко орієнтуватися в потребах і викликах, але наразі присутній суттєво важчий іспит на витривалість, швидкість, спроможність, доцільність та ефективність. З початком війни галузь перевезень в Україні пережила суттєвий стрес через закриті небо та заблоковані порти, а також значні проблеми та збої залізниці на окупованих територіях. Автомобільні перевезення здебільшого задіяні для некомерційних та гуманітарних вантажів. У виробництв та виробничих майданчиків виникла необхідність міграції та здійснення евакуації на захід України. Всі логістичні процеси, навіть світові, перебувають у процесі глобальних змін та трансформації.

**АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Транспортна галузь належить до однієї з найбільш складних систем, з якою приходиться мати справу при організації життя суспільства будь-якої країни. Наявність різноманітних зв'язків обмежує свободу оперативної діяльності та вимагає чіткого обліку та налагодженості при плануванні. Пошуки найкращих (оптимальних) рішень, що дають змогу економії країни спланувати та здійснити необхідні перевезення, при цьому забезпечивши мінімізацію витрат, або ж при досягненні максимізації прибутку, що є іншим важливим для державного розвитку параметром, в даний час – є одним з головних завдань. У такій ситуації, без застосування точних кількісних методів неможливо не тільки знайти оптимальне рішення, але й адекватно поставити задачу [1]. Аналіз ринку автомобільних вантажних перевезень в Україні свідчить про те, що наразі транспортні підприємства повинні максимально пристосовувати всі процеси до ситуації, що склалася на ринку. Одним із важливих чинників успішного функціонування є ефективна організація логістичної системи. Ефективність формування логістичної системи, як і вплив самого формування на функціонування всього транспортного підприємства, можна оцінити за допомогою логістичних витрат [1].

Задача удосконалення управління транспортними процесами та підвищення ефективності у системі доставки виключно складна, тож для її вирішення в теперішній час виникли об'єктивні чинники. В практиці планування роботи вантажного автомобільного транспорту все ширше застосовуються економіко-математичні методи, що дозволяють обрати найкращі варіанти організації робіт і виявити резерви, що маютьсся. На всіх видах транспорту успішно втілюється впровадження автоматизованих систем управління.

З позиції системного аналізу транспортне підприємство можна розглядати як логістичну систему. Його головною метою є доставка вантажів, в установлене місце в певному асортименті та кількості та з найменшими витратами. Аналіз кінцевої вартості вантажів свідчить, що про постійне

зменшення питомої ваги виробничих і торгівельних витрат, при цьому відбувається зростання витрати вантажообігу від постачальників до виробників, а також від виробників до кінцевих споживачів [2]. Логістичний підхід до організації процесу доставки вантажів припускає синхронізацію і координацію всіх операцій і процесів, пов'язаних з рухом вантажопотоків, в єдиний бізнес-процес транспортного підприємства. Відмінністю системного підходу у логістиці є те, що логістика самостійно утворює систему, тобто мережу взаємозв'язаних видів діяльності, мета яких оперативне управління вантажопотоком. Окремі цілі певних ланок, чи підрозділів при цьому можуть вступати в конфлікт один з одним. Різні цільові установки окремих структурних елементів призводять до того, що єдину мету - зниження суми витрат, кожен відділ може досягати використовуючи персональні важелі [2]. Перевага логістичного підходу дає змогу підтримувати системну стійкість транспортного підприємства, оптимізуючи та узгоджуючи міжфункціональні окремі рішення кожного структурного підрозділу. Логістична організація процесів у системі доставки, обробки і розподілу вантажу дає змогу у повному обсязі використовувати весь потенціал системного підходу.

Організація логістичної системи транспортного підприємства передбачає, що формування управління повинно бути орієнтоване на створення сприятливих умов функціонування всього логістичного процесу, а саме це і забезпечує системний підхід до даного процесу [2, 3]. Підхід до формування управління підприємством, заснований не тільки на розвитку виробництва, а з точки зору системного логістичного підходу, націленого на комплексне забезпечення ланцюга матеріального потоку, включаючи постачання виробництва, виробництво конкурентоспроможної продукції і збут товару та послуг. При такому підході в ринкових умовах можливо найбільш успішне управління розвитком логістичної системи підприємства [2-5].

Головним важелем організації логістичної системи транспортного підприємства є інтеграція окремих елементів системи та оптимізації їх взаємодії для розкриття потенціалу наявних у підприємства ресурсів та максимізації рівня його розвитку [6]. При цьому при інтеграції елементів логістичної системи ланки спочатку обираються в межах одного об'єкта господарювання, а потім – за його межами, це призводить до доцільності включення однієї з складових ефективності логістичного управління на підприємстві оцінки функціонування логістичної системи, створеної в межах підприємства.

Постійне удосконалення технологічних процесів та ситуація в країні суттєво позначаються на собівартості перевезень і, як наслідок, на ефективності функціонування транспортних підприємств. Значні витрати на доставку та низька продуктивність рухомого складу, що характерні для доставки партій вантажу на м'ягких маршрутах, примушують приділяти особливу увагу налагодженню технологічних параметрів та підвищенню ефективності організації процесу доставки [2-5].

В теперішній час тенденції розвитку парку державних і приватних автотransпортних підприємств України свідчать про суттєву зміну структури парку рухомого складу, що чинить значний вплив на формування логістичної системи транспортного підприємства. Основна особливість даної зміни – збільшення щільності у ряду вантажностей транспортних засобів, коли різниця суміжних моделей ряду постійно знижується. У таких умовах виникає можливість підбору для доставки партії вантажу практично будь-якого обсягу, транспортний засіб потрібної вантажності [7]. Цей факт більш характерний для дрібнопартійних перевезень, якщо ж мова йде про перевезення великих партій вантажу у міжміському сполученні, то тут постає питання формування оптимальних партій для уникнення витрат, що пов'язані з нераціональним використанням вантажності рухомого складу транспортного підприємства.

В теперішній час для формування маршрутів руху транспортних засобів широко використовується спеціалізоване програмне забезпечення: інструменти для планування та оптимізації роботи парку транспортних засобів, та провідне програмне забезпечення для планування та маршрутизації транспортних засобів. В результаті впровадження програмних продуктів транспортне підприємство отримує достатньо прозорий та керований процес доставки, при цьому збільшується завантаження транспортних засобів та знижується пробіг. Оптимізація маршрутів призводить до зміни техніко-експлуатаційних показників роботи рухомого складу, що впливає на ефективність його роботи [1, 4].

Також огляд існуючих методів маршрутизації [5, 8, 9] показав, що при їх використанні не в повній мірі враховують стохастичні процеси доставки вантажів, та найкращу свою ефективність дані методи показують на регулярних маршрутах.

## ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Результати аналізу функціонування та організації логістичної системи транспортного підприємства свідчать, що зміна техніко-експлуатаційних показників роботи рухомого складу призводить до отримання короткострокового ефекту. Для підвищення ефективності функціонування транспортного підприємства необхідний розгляд впливу параметрів системи доставки на логістичні витрати. Тому, метою даного дослідження є встановлення залежності витрат на доставку вантажів від параметрів системи доставки.

## РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

У якості критерію ефективності функціонування логістичної системи доставки вантажів у міжміському сполученні можна використати суму витрат від здійснення процесу доставки. Припускаючи, що в рамках одного логістичного ланцюга реалізується тільки одна заявка вантажовідправника на перевезення у міжміському сполученні партії вантажів, то сума витрат за всією кількістю таких реалізованих логістичних ланцюгів може виступати критерієм ефективності логістичної системи, тобто цільова функція матиме вигляд

$$Z_{\text{ЛС}} = \sum_{i=1}^{n_i} Z_{\text{Л}} \rightarrow \min, \quad (1)$$

де  $n$  – кількість заявок вантажовідправника, які було реалізовано протягом певного періоду часу у рамках логістичної системи, од.;  $Z_{\text{Л}}$  – витрати на виконання заявки окремого ланцюга, грн.

Вхідними параметрами моделі є фактично параметри потоку заявок на послуги з доставки вантажів, серед яких обсяг партії вантажу  $Q$ , відстань доставки  $L$ , інтервал надходження заявки  $I$  та тариф на транспортні послуги  $T$ .

З урахуванням вищевказаного витрати логістичної системи при доставці вантажів у міжміському сполученні можна представити наступним чином:

$$Z_{\text{Л}} = f(Q, L, I, T) \rightarrow \min, \quad (2)$$

де  $Q$  – обсяг партії вантажу, т;  $L$  – відстань доставки вантажу, км;  $I$  – інтервал часу надходження заявки на перевезення, год.;  $T$  – тариф на транспортні послуги, грн./км.

Запропонована цільова функція має наступні обмеження: номінальна вантажність одного транспортного засобу становить 20 тон, відстань доставки відповідає довжині перевезень у міжміському сполученні території України, розмір партії вантажу за однією заявкою на перевезення не перевищує сумарну вантажність усього парку рухомого складу підприємства

$$\begin{cases} q_n = 20; \\ 300 \leq L \leq 1000, \\ Q_I \leq \sum q_n \end{cases} \quad (3)$$

де  $q_n$  – номінальна вантажність транспортного засобу, т;  $L$  – відстань доставки вантажу у міжміському сполученні, км;  $Q_I$  – розмір партії вантажу за однією заявкою на перевезення, т.

У випадку міжміських вантажних перевезень витрати на виконання доставки окремого ланцюга можна представити

$$Z_{\text{Л}} = \frac{T \cdot L \cdot T_{\text{об}}}{Q \cdot I}, \quad (4)$$

де  $T_{\text{об}}$  – час оборту на міжміському маршруті, год.

Час оборту на маршруті визначається

$$T_{\text{об}} = \frac{l_{\text{об}}}{V_m} + t_{\text{н/р}}, \quad (5)$$

де  $l_{\text{об}}$  – довжина оборту на маршруті, км;  $t_{\text{н/р}}$  – час на навантаження та розвантаження транспортного засобу, год;  $V_m$  – технічна швидкість автомобіля, км/год.

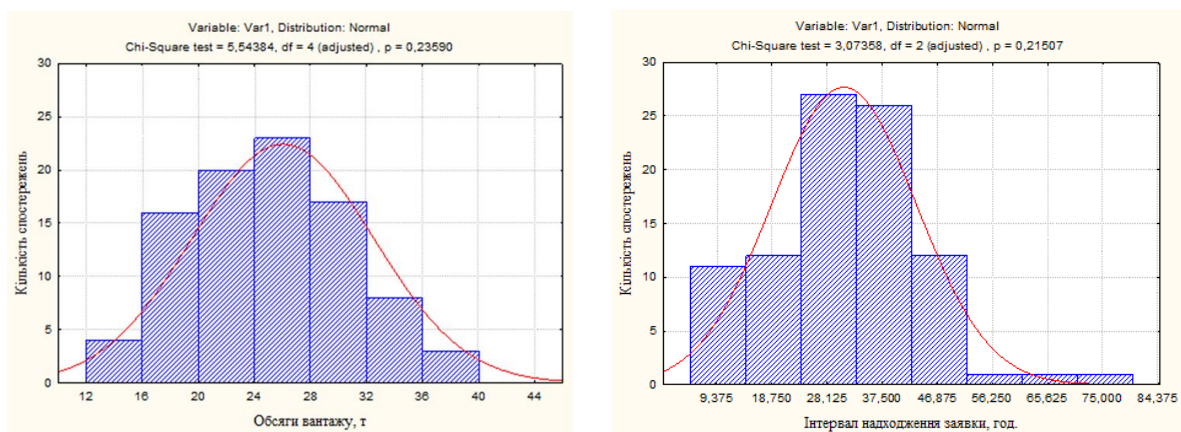
Довжина оборту на міжміському маршруті, розраховується за залежністю



$$l_{об} = 2l_{вант}, \quad (6)$$

де  $l_{вант}$  – відстань їздки з вантажем на міжміському маршруті, км.

Оскільки попит на послуги транспортного підприємства у міжміському сполученні, а отже і обсяг вантажу та інтервал надходження заявок є основними статистично невизначеними показниками, що впливають на витрати на доставку вантажів у міжміському сполученні. Заявки на транспортне обслуговування для підприємства, а також процес їхньої обробки утворюють потоки, що пов'язують елементи логістичної системи доставки вантажів у міжміському сполученні. Обслуговування заявки це, насамперед, її реалізація за певних умов, що в умовах міжміських перевезень можуть бути досить складними. Попит на послуги з доставки вантажів автомобільним транспортом у міжміському сполученні характеризується певними технологічно-логістичними параметрами заявки [10]. Тому для планування та реалізації ефективного процесу доставки вантажів автомобільним транспортом у міжміському сполученні головною проблемою є встановлення їх чисельних характеристик. Кожній заявці властиві певні кількісні та якісні показники: обсяг партії вантажу, відстань доставки та інтервал надходження заявки [10]. Випадковий характер величин чинить суттєвий вплив на планування діяльності транспортного підприємства, тому є необхідність у визначенні їх стохастичних параметрів та визначення статистичного закону розподілу варіаційного ряду. Проаналізувавши статистичні дані визначено, що коливання можливо описати нормальним законом розподілу (рис. 1).



а) розподіл обсягу партії вантажу; б) розподіл інтервалу надходження заявки на доставку

Рисунок 1 – Розподіл випадкових величин

Перевірка гіпотези про належність досліджуваної вибірки теоретичній кривій виду нормального закону розподілу проводилася за критерієм відповідності Пірсона. (таблиця 1).

Таблиця 1 – Показники визначення закону розподілу

Назва показника	Закон розподілу	Кількість ступенів свободи	Показники визначення закону розподілу	
			$\chi^2_{розр}$	$\chi^2_{табл}$ при $p = 0,05$
Обсяг доставки вантажів	Нормальний	4	5,543	9,5
Інтервал надходження заявки на доставку вантажів	Нормальний	2	3,0735	5,99

У результаті аналізу параметрів системи доставки, що імовірно впливають на ефективність логістичної системи транспортного підприємства встановлено, що досліджувані параметри змінюють витрати на доставку вантажів у міжміському сполученні у різних напрямках і впливають на них нелінійно. Отже існують такі значення даних параметрів, впровадження котрих надасть змогу зменшити витрати на доставку вантажів.

Процес доставки вантажу у міжміському сполученні у даній роботі розглядається як складна система, що має комплекс взаємопов'язаних та взаємодіючих параметрів, які певним чином

впливають на ефективність функціонування логістичної системи загалом. Аналіз досліджуваного процесу показав, що моделі, яка забезпечить знаходження оптимуму вхідних параметрів: обсягу партії вантажу, відстані доставки вантажу, інтервалу надходження заявки на перевезення та тарифу за транспортні послуги - не існує. Оскільки отримання аналітичного рішення в даному випадку є неможливим, то визначення внутрішніх закономірностей у даній системі та встановлення раціональних значень параметрів процесу доставки вантажу можливо за допомогою математичного моделювання на основі обробки емпіричних даних. Отже встановлення закономірності впливу зовнішніх параметрів системи доставки вантажів на витрати на доставку вантажів можливо лише за допомогою чисельного експерименту.

Експерименту типу  $2^k$ , припускає варіювання факторів на двох рівнях мінімальному і максимальному, які визначаються використовуючи діапазони варіювання обраних змінних. Діапазони варіювання окремих змінних не можуть бути визначені адаптацією меж інших змінних одним прагнення максимально розширити діапазони даних. Тому межі діапазонів таких змінних повинні бути взаємно узгоджені. Рівні варіювання обраних факторів представлено в таблиці 2.

Таблиця 2 – Рівні варіювання факторів

Варіативний рівень	Обсяг партії вантажу, т	Відстань доставки вантажів, км	Інтервал часу між двома послідовними заявками, год.	Тариф за транспортні послуги, грн./км
	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$
Min	14	325	12	16,8
Max	42	1020	48	33,9

Для визначення коефіцієнтів рівнянь регресії використовувався метод найменших квадратів. Отримані результати представлені у таблиці 3.

Таблиця 3 – Результати розрахунків коефіцієнтів регресійних моделей

Факторні ознаки	Ступінь зміни фактору	Коефіцієнти лінійної моделі кожної факторної ознаки	Коефіцієнти нелінійної моделі виду ступеневої функції	Коефіцієнти нелінійної моделі виду показникової функції
	$(b_0)$	-	305,6	-
$X_1$	$(b_1)$	-33,5	1,263	1,04902
$X_2$	$(b_2)$	3,4	0,104	1,001951
$X_3$	$(b_3)$	-41,3	0,015	1,051103
$X_4$	$(b_4)$	45,2	1,442	1,353224

Розрахувавши коефіцієнти лінійної регресії для перетворених нелінійних моделей, шляхом зворотних перетворень знаходять шукані дійсні коефіцієнти регресії. Для оцінки адекватності отриманих результатів необхідно перетворювати регресійні моделі в лінійні назад шляхом логарифмування [22]. У разі нелінійної залежності виду показникової функції логістичні витрати вантажів будуть мати наступний вигляд:

$$Z_{\text{л}} = 1,04902^Q \cdot 1,001951^L \cdot 1,0511038^I \cdot 1,3532241^T. \quad (7)$$

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Перевірка адекватності проводиться на підставі деякої експериментальної інформації, отриманої на етапі функціонування системи за допомогою F-критерію Фішера, який слугує для встановлення адекватності моделі [11] але тільки в тому разі, якщо мають місце повторювані спостереження, в іншому випадку F-критерій Фішера служить для визначення інформаційної здатності досліджуваної моделі [11-12].

Табличне значення при рівні значущості, що становить 0,05,  $k_1 = 4$  та  $k_2 = 11$  складе 3,35669. При порівнянні розрахункового і табличного значень F-критерію Фішера, вказує що отримана модель ступеневого виду логістичних витрат на доставку вантажів у міжміському сполученні може бути використана для прийняття рішень і здійснення прогнозів. Результати перевірки свідчать, що всі отримані регресійні моделі при рівні значимості  $\alpha = 0,05$  є статистично значимі (таблиця 4).

Таблиця 4 – Оцінка отриманих моделей за F-критерієм

Показник	Для лінійної моделі	Для нелінійної моделі виду ступеневої функції	Для нелінійної моделі виду показникової функції
F-критерій розрахунковий	16,27	97,39	23,8
F-критерій табличний	3,35669	3,35669	3,35669

Аналіз впливу обсягу вантажу свідчить, що на обраному інтервалі досліджень характер впливу даного фактору на логістичні витрати на доставку будівельних матеріалів у міжміському сполученні непрямолінійний. Поступове збільшення обсягу партії вантажу зменшує витрати на доставку. Характер впливу відстані доставки вантажу на витрати на доставку у міжміському сполученні прямолінійний. Збільшення відстані на яку необхідно перевезти вантаж підвищує витрати на доставку. Це пояснюється тим, що зі збільшенням відстані доставки при фіксованому обсязі перевезень, витрати на кожен тону вантажу будуть збільшуватися за рахунок збільшення витрат палива, амортизаційних витрат та ін..

У зоні мінімальних значень обсягу партії вантажу з представленого діапазону спостерігаються найбільші значення витрат на доставку. З цього можна зробити висновок, що використання у таких умовах автомобілів великої вантажності для перевезення при значних відстанях доставки призведе до значного збільшення витрат на доставку. При цьому збільшення обсягу партії вантажу при рівних умовах, забезпечить зниження витрат на доставку однієї тони вантажу.

### ВИСНОВКИ

Результати проведеного аналізу літературних джерел з питань підвищення ефективності процесу доставки вантажів транспортним підприємством засвідчили, що при розгляді не в повній мірі враховують стохастичні процеси доставки вантажів. У результаті проведеного експерименту встановлено, що між входами системи доставки вантажів у міжміському сполученні і виходом існує функціональний взаємозв'язок. Встановленні залежності витрат на доставку вантажів від параметрів системи доставки свідчать, що обсяг партії вантажу, інтервал надходження заявки на перевезення та тариф за транспортні послуги має зворотньопропорційну лінійну залежність, а відстань доставки вантажів впливає прямолінійно. Отже, існують такі співвідношення параметрів системи доставки, при яких витрати на доставку вантажів у міжміському сполученні будуть мінімальними.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Розвиток транспортної інфраструктури України вимагає нових підходів. URL: <https://www.epravda.com.ua/columns/2022/01/28/681863/> (дата звернення 15.11.2022).
2. Птиця Н.В. Формування процесу доставки дрібнопартійних вантажів у логістичній системі роздрібної торгівельної мережі: Дис ... канд. техн. наук: 05.22.01. / ХНАДУ: Харків, 2020. 185 с.
3. Герасимчук З.В. Регіональні логістичні системи: теорія та практика: Монографія / З.В. Герасимчук, Л.Л. Ковальська, Н.В. Хвищун, О.Д. Мороз // – Луцьк: РВВ ЛНТУ, 2010. – 256 с.
4. Заборський Л.О. Методичні основи організації транспортно-технологічних процесів у системах доставки вантажів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.01. Одеса, 2008. 20 с.
5. Нагорний Є.В. Комерційна робота на транспорті: підручник / Є.В. Нагорний, Н.Ю. Шраменко, Г.І. Нестеренко // Харків: ХНАДУ, 2012. 268 с.
6. Криворучко О.М. Поняття «логістичний сервіс» і «логістичне обслуговування» / Криворучко О.М. // Економіка трансп. комплексу: Зб. наук. пр. - Харків, 2019. Вип. 33. с. 31-44. Режим доступу: URL: <https://bit.ly/3G1P39s>.
7. Барановський Д.М. Підвищення ефективності вантажних перевезень автомобільним транспортом / Барановський Д.М. // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту, 2010. Вип. 3. с. 4-12.

8. Воркут Т.А., Грисюк Ю.С., Білоног О.Є. Моделювання провізних спроможностей парків автомобільних транспортних засобів в проектах розвитку мереж термінальної доставки вантажів / Воркут Т.А., Грисюк Ю.С., Білоног О.Є. // Вісник Національного транспортного університету: Ч.2. 2008. Вип. 17. с. 124-130.
9. Nefedov N. Modification of Clark and Wright vehicle routing problem algorithm / Nefedov N. // Automobile transport. 2017. Vol. 40. p. 7-11.
10. Шуліка О.О. Формування процесу доставки тарно-штучних вантажів автомобільним транспортом у міжміському сполученні : дис ... канд. техн. наук: 05.22.01. Харків, 2017. 232 с.
11. Лашчених О.А., Кузькін О.Ф., Грицай С.В. Імовірнісні і статистико-експериментальні методи аналізу транспортних систем: навчальний посібник / Лашчених О.А., Кузькін О.Ф., Грицай С.В. // Запоріжжя: ЗНТУ, 2011. 420 с.
12. Венецкий И.Г., Кильдишев Г.С. Теория вероятностей и математическая статистика: уч. пособие / Венецкий И.Г., Кильдишев Г.С. // 3-е изд., перераб. и доп. Горький: Статистика, 1975. 64 с.

## REFERENCES

1. Rozvytok transportnoi infrastruktury Ukrainy vymahaie novykh pidkhodiv. URL: <https://www.epravda.com.ua/columns/2022/01/28/681863/> (data zvernennia 15.11.2022).
2. Ptitsa N.V. (2013). Formuvannya protsesu dostavky dribnopartynykh vantazhiv u lohistrychniy systemi rozdribnoyi torhivel'noyi merezhi: Candidate's thesis, 185.
3. Herasymchuk Z.V., Koval's'ka L.L., Khvyshchun N.V., Moroz O.D. (2010) Rehional'ni lohistrychni systemy: teoriya ta praktyka. Monohrafiya Luts'k: RVV LNTU. 256 p.
4. Zaborskyi L.O. (2008) Metodychni osnovy orhanizatsii transportno-tekhnologichnykh protsesiv u systemakh dostavky vantazhiv: Candidate's thesis, 20.
5. Nahornyy YE.V., Shramenko N.YU., Nesterenko H.I. (2012) Komertsiyna robota na transporti: pidruchnyk. Kharkiv: KHNADU, 268 p.
6. Kryvoruchko O.M. Poniattia «lohistrychni servis» i «lohistrychne obsluhovuvannia». Naukovi notatku, 33, 31-44. URL: <https://bit.ly/3G1P39s>.
7. Baranovskyi D.M. (2010) Pidvyshchennia efektyvnosti vantazhnykh perevezen avtomobilnym transportom. Naukovi notatku, 3, 4-12.
8. Vorkut T.A., Hrysiuk Yu.S., Bilonoh O.Ie. Modeliuvannia proviznykh spromozhnostei parkiv avtomobilnykh transportnykh zasobiv v proektakh rozvytku merezh terminalnoi dostavky vantazhiv. Naukovi notatku, 17, 124-130.
9. Nefedov N. (2017) Modification of Clark and Wright vehicle routing problem algorithm. Automobile transport, 40, 7-11.
10. Shulika O.O. Formuvannia protsesu dostavky tarно-shtuchnykh vantazhiv avtomobilnym transportom u mizhmiskomu spoluchenni. Candidate's thesis, 232.
11. Lashchenykh O.A., Kuzkin O.F., Hrytsai S.V. (2011) Imovirnisni i statystyko-eksperymentalni metody analizu transportnykh system: navchalnyi posibnyk. Zaporizhzhia: ZNTU, 420.
12. Veneckij I.G., Kildishev G.S. (1975) Teoriya veroyatnostej i matematicheskaya statistika: uchebnoe posobie. Statistika, 64.

### *Ptytsia N.V., Melnik O.S., Melnik O.S. The application the principles of logistics management in organization activities of a transport enterprise*

Currently, transport companies are forced to work in difficult conditions that have developed in our country, while not excluding competition, the constant increase in the price of fuel and maintenance. Changes in the nature of demand for transport services have a significant impact on the processes in the logistics systems of transport enterprises. Customers of transport services demand fast and clear delivery. At the same time, there is a tendency to decrease the mileage utilization ratio and the carrying capacity of vehicles, with sufficiently high indicators of the distance of cargo transportation. These reasons indicate the need to optimize and improve the operation of the delivery system, and in general the organization of transportation, focusing on the logistics system of the transport enterprise. In this situation, it is necessary to focus not so much on increasing the efficiency of operations, but on determining all the parameters of the delivery process and their impact on costs. The analysis of the current state of operation and organization of the logistics system of the transport enterprise shows that the change in the technical and operational indicators of the rolling stock provides only a short-term effect. Improvement of the organization of the

delivery process should be based on the application of logistics principles to process technology, because they most fully reflect modern market trends.

In a situation where the customer dictates the conditions and defines the main parameters of the requirements for the delivery system, the application of logistics principles to the organization of technological processes is a key factor in the successful operation of a transport enterprise. At the same time, special attention is paid to logistics costs. Taking into account the component costs makes it possible to increase the reliability of the entire cargo delivery process, and, as a result, to increase the efficiency of the logistics system of the transport enterprise. The logistic organization of processes in the system of delivery, processing and distribution of cargo makes it possible to fully use the full potential of the system approach. The analyzed methods and approaches used do not fully correspond to real processes. It is proposed to reveal the dependence of cargo delivery costs on the parameters of the delivery system and thus assess the impact of the delivery system parameters on logistics costs. The obtained dependencies will make it possible to establish the functional interrelationships of the system and determine the limit values of the parameters for making the right management decisions.

**Key words:** logistics system, logistics costs, delivery system, transport company, delivery costs, transport service, delivery system parameters.

*ПТИЦЯ Наталія Василенна*, кандидат технічних наук, асистент кафедри транспортних систем і логістики, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна, e-mail: [nataliya.ptitsa@gmail.com](mailto:nataliya.ptitsa@gmail.com). <https://orcid.org/0000-0002-4559-7651>

*МЕЛЬНИК Олена Сергіївна*, студентка четвертого курсу, факультет транспортних систем, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [lesyalesya2424@gmail.com](mailto:lesyalesya2424@gmail.com).

*МЕЛЬНИК Ольга Сергіївна*, студентка четвертого курсу, факультет транспортних систем, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [lolyalolya24@gmail.com](mailto:lolyalolya24@gmail.com).

*PTYTSIA Natalia*, Ph. D. of Engineering, assistant of Transport Systems and Logistics Department, Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine, e-mail: [nataliya.ptitsa@gmail.com](mailto:nataliya.ptitsa@gmail.com). <https://orcid.org/0000-0002-4559-7651>

*MELNIK Olena*, fourth-year student, faculty of transport systems, Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine, e-mail: [lesyalesya2424@gmail.com](mailto:lesyalesya2424@gmail.com).

*MELNIK Olga*, fourth-year student, faculty of transport systems, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: [lolyalolya24@gmail.com](mailto:lolyalolya24@gmail.com).

DOI 10.36910/automash.v1i20.1049

Пустюльга С.І., Самчук В.П., Самостян В.Р., Приступа О.В., Рубан-Головчук З.М.  
*Луцький національний технічний університет*

## СУЧАСНІ КОНЦЕПТУАЛЬНІ ПРИНЦИПИ ВИКОРИСТАННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ФОРМ В ДИЗАЙНІ АВТОМОБІЛЯ ДЛЯ МАСОВОГО ВИРОБНИЦТВА

Робота присвячена розробці концептуальних принципів використання геометричних форм та елементів у процесі дизайн-проектування автомобіля для індустріального виробництва.

Аналіз літературних джерел показав, що геометричний стиль активно застосовується у дизайн-розробках різних елементів, починаючи із зовнішнього вигляду корпусу автомобіля і закінчуючи об'єктами внутрішнього простору авто. Усі ці об'єкти покликані підкреслювати загальний геометричний стиль автомобіля і створювати його єдиний візуальний образ. Геометрія відіграє важливу роль і в ергономіці сучасних авто, оскільки вона визначає форму і розміри різних компонентів, включаючи сидіння, кермо, панель приладів, педалі. Для прикладу, геометрія сидіння визначає кути нахилу спинки, висоту і глибину сидіння, а також відстань між сидіннями в салоні, а це впливає на посадку водія і пасажирів, а також на їх комфорт і безпеку під час поїздки. Геометрія керма впливає на зручність і безпеку управління автомобілем. Відстань від керма до сидіння і положення керма визначають зручність управління авто. Форма керма – впливає на комфорт водія, наприклад, плоске кермо може зробити управління автомобілем зручнішим і приємнішим. Геометрія панелі приладів впливає на зручність використання різних функцій автомобіля, таких як система навігації, мультимедійна система та клімат-контроль. Ергономічне розташування приладів і кнопок в авто може зробити їх легко доступними для водія, без відвертання його уваги під час руху.

Використання геометричних форм та елементів у дизайні інтер'єрів та екстер'єрів авто йде за двома напрямками: дизайн футуристичних шоу-карів і дизайн автомобілів для масового споживання. Деякі обмежені можливості для творчого, креативного дизайну авто другого напрямку пов'язане із низкою факторів, дослідженню яких присвячена дана робота. Це стосується проблем: відсутності єдиної класифікації та комплексного аналізу найбільш ефективних для дизайну автомобілів геометричних елементів та форм; ігнорування дизайнерами ефективного поєднання кількох складних геометричних фігур в одному об'єкті чи елементі; інколи недостатнім використанням «параметрики» при проектуванні автомобіля; недостатнім врахуванням основних технологічних принципів виробництва при застосуванні різноманіття геометричних параметрів. Наведені фактори, на сьогодні, практично не впливають на врахування, у конкретному проєкті, всіх формоутворюючих та функціональних можливостей різноманіття комбінацій геометричних форм і, як наслідок, негативно впливають на психологію цілісного сприйняття дизайну автомобіля людиною.

Всі поставлені, для досягнення мети, завдання досліджень виконані. У роботі представлено аналіз досвіду використання різних геометричних форм для розробки дизайну авто, запропоновано класифікаційну схему елементарних геометричних елементів різної розмірності, які найбільш ефективно застосовуються у дизайн-проектуванні легкових авто.

На основі класифікації елементів та аналізу їх застосування для різних складових дизайну авто виокремлено 4 основні принципи проектування автомобіля для масового виробництва та виявлена роль геометричного підходу до дизайну для кожного із запропонованих принципів.

Проаналізовано вплив кожного із досліджених принципів на оптимізацію процесів розробки дизайну авто. На основі запропонованих принципів використання у дизайні авто комбінацій різних геометричних форм, окреслено сучасні ключові тенденції застосування геометричного стилю в дизайні автомобіля для масового виробництва.

**Ключові слова:** автомобіль для індустріального виробництва, геометричний стиль, дизайн-проектування авто, комбінації геометричних форм, основні принципи дизайну, ключові тенденції дизайну.

### ВСТУП

Геометрія – це унікальна і особлива наука. Її історія налічує тисячоліття, починаючи від древніх цивілізацій, таких як єгиптяни, греки і китайці, до сучасності, коли вона знаходить застосування у багатьох сферах нашого життя. Вважається, що геометрія священна в індуїзмі, буддизмі, іудаїзмі і масонстві, має для цих релігій особливу силу та вплив [2]. Навіть релігії, які не вважають геометрію священною, наприклад, християнство та іслам, достатньо широко використовують геометрію у дизайні своїх храмів, витворах мистецтва і багатьох інших напрямках свого розвитку. Таким чином, геометрія є основою, «фундаментом», на якому будується не менш важливий напрямок діяльності людини – промисловий дизайн [1].

Становлення геометрії пов'язане із дослідженнями древніх учених, таких як Піфагор, Евклід, Арістотель і Архімед. Саме вони розробили основні принципи і поняття, на яких будується геометрія, такі як точка, пряма, крива лінія, кути та інші геометричні об'єкти [3].

З розвитком науки і техніки, геометрія почала знаходити все більше застосування у різних областях, зокрема:

- Проектуванні та виробництві різних промислових товарів, таких як автомобілі, літаки, кораблі, об'єкти залізничного транспорту, меблі та інші.
- Архітектурі та будівництві, де геометричні принципи використовуються для проектування будівель, мостів, доріг та інших об'єктів.
- Картографії і геодезії, де геометрія використовується для виміру та картографування земної поверхні.
- Комп'ютерній графіці та анімації, де геометричні принципи використовуються для створення тривимірних моделей та візуалізації різних об'єктів і сцен.

Очевидно, що геометрія присутня всюди навколо нас. Вона наявна у природі, в побуті, в архітектурі і особливо – в галузі автомобілебудування. Геометричний стиль – це один із ключових елементів у дизайні автомобіля. Цей стиль охоплює безліч аспектів, від форми кузова і двигуна до деталей салону [10]. У деяких випадках це може бути мінімалістичний дизайн, в якому головним є функціональність, а в інших – складні геометричні фігури і криві лінії, які підкреслюють швидкість автомобіля, його елегантність. Наприклад, дизайнери можуть ефективно використовувати геометричні форми і лінії в дизайні корпусу авто, панелі приладів і керма, в дизайні крісел та інших елементів салону [11].

Геометричний стиль активно застосовується у різних екстер'єрних елементах автомобіля, таких як диски коліс, фари і решітки радіатора. Усі ці елементи можуть підкреслювати загальний геометричний стиль автомобіля і створювати єдиний візуальний образ [4].

Окрім того, геометрія відіграє важливу роль в ергономіці сучасних авто, оскільки вона визначає форму і розміри різних компонентів авто, включаючи сидіння, кермо, панель приладів, педалі [12]. Наприклад, геометрія сидінь може визначати кути нахилу спинки, висоту і глибину сидіння, а також відстань між сидіннями в салоні. Це може впливати на посадку водія і пасажирів, а також на їх комфорт і безпеку під час поїздки. Геометрія керма впливає на зручність і безпеку управління автомобілем. Відстань від керма до сидіння і положення керма визначають зручність управління авто. Форма керма – впливає на комфорт водія, наприклад, плоске кермо може зробити управління автомобілем зручнішим і приємнішим. Геометрія панелі приладів впливає на зручність використання різних функцій автомобіля, таких як система навігації, мультимедійна система та клімат-контроль. Ергономічне розташування приладів і кнопок в авто може зробити їх легко доступними для водія, без відвертання його уваги під час руху. Нарешті, геометрія педалей впливає на зручність їх використання при управлінні автомобілем, а відстань між педалями та розміри можуть визначати, наскільки легко і комфортно їх використовувати.

Відтак, аналіз та дослідження теоретичних основ впливу геометричних форм та їх візуальних композицій на якість дизайну авто є актуальним завданням, вирішення якого зможе удосконалити процеси проектування сучасних автомобілів, розрахованих на масового споживача.

#### **АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Відома низка робіт українських вчених, які активно займалися дослідженням геометричних форм в дизайні автомобілів, працюючи у різних наукових і дослідницьких центрах. Серед тих хто, на наш погляд, зробив вагомий вклад у вивчення проблеми геометричного стилю у дизайні сучасного автомобіля можна назвати: О. Іванова, головного інженера компанії «Український науково-дослідний і навчальний центр з транспортних технологій», А. Могильного, керівника дизайн студії «Могильний – дизайн», М. Кушніра, фахівця із візуалізації геометричних форм кузовів автомобілів та інших. Згадані вище вчені у своїх роботах займалися реальним практичним проектуванням дизайну транспортних засобів, розробкою нових конструкцій та геометричних форм кузовів автомобілів, які забезпечують їх ефективність, економічність та ергономіку, а також розробкою програмного забезпечення для потреб автомобільної індустрії, у тому числі – для іноземних моделей.

Теоретично обґрунтували та активно пропагували «геометризацію» усіх сфер сучасного виробництва такі українські вчені, як В. Михайленко, О. Кащенко, М. Яковлев та інші. У своїх роботах вони акцентували увагу на тому, що всі засоби композиції в дизайні, у тому числі при проектуванні автомобілів, так чи інакше пов'язані з геометрією, тобто із співвідношеннями основних параметрів геометричних форм: кутів між лінійними та площинними елементами, характером контурних ліній, диференційними характеристиками криволінійних поверхонь, що є формоутворюючими орієнтирами [3], [4]. У ряді їх наукових робіт досліджуються питання: ролі геометрії у художньому формотворенні; значення геометрії, як посередника між природою та технічними формами; властивостей та взаємозв'язку геометрії природних та універсальних форм.

Достатньо багато робіт, які опосередковано присвячені даній проблематиці, є в іноземних видавництвах, наприклад [13], [14], [15], [16].

Серед іноземних досліджень можна особливо виокремити роботу Т. Maier та R. Klein [5], у якій виконано огляд використання математичних поверхонь в автомобільному дизайні, обговорено ризики і виклики використання таких геометричних образів для зовнішніх форм авто, а також досліджено роль обчислювальних інструментів у процесі дизайну автомобілів.

У роботі А. Nigro та G. Bevilacqua досліджується застосування нейронної мережі для проектування зовнішньої форми транспортного засобу [6]. Автори продемонстрували, як мережа може бути навчена, за вимогами автомобільного дизайну, для створення нових образів, надали аналіз нових підходів до дизайну, які відповідають заданим вихідним критеріям.

Публікація [7] Н. Chen і J. Liu стосується опису багато-об'єктного генетичного алгоритму для оптимізації проектування форми авто. Автори продемонстрували, як дані алгоритми можуть бути використані для дизайну автомобіля.

Робота М. Nallagownden і R. Nagarajan стосується вивчення та оптимізації геометрії форми транспортного засобу [8]. Автори використали тривимірну модель автомобіля і дослідили вплив геометричних параметрів на аеродинаміку проектного авто.

У дослідженні А. Andreucci, F. Palacios і J. Pérez [9] запропоновано варіант методології оптимізації форми для автомобільного дизайну, яка враховує набір низки технологічних параметрів майбутнього авто.

Однак, аналізуючи вище наведені роботи та незважаючи на опосередковане використання у них геометричного підходу до дизайн-проекування автомобілів явно відслідковуються, на наш погляд, і певні проблеми. Якщо розділити використання геометричних елементів в дизайні автомобілів на 2 напрями, а саме: дизайн футуристичних шоу-карів і дизайн автомобілів для масового споживання, то слід зазначити наступне. У першому випадку, в дизайнерів практично не обмежений простір для творчості та фантазії, а використання нестандартних геометричних форм авто, хоча і вражає глядачів своєю революційністю, однак вони не завжди готові купувати такий транспорт. Зазвичай (другий напрям), клієнти вибирають простіші та класичні варіанти дизайну, орієнтуються на практичність та інтуїтивно віддають перевагу вже знайомим геометричним формам, що суттєво звужує різноманіття варіантів дизайну масового авто.

Це пов'язано, на наш погляд, із низкою факторів, наприклад, із відсутністю єдиної класифікації та комплексного аналізу найбільш ефективних для дизайну автомобілів геометричних елементів та форм, із ігноруванням ефективного поєднання кількох складних геометричних фігур в одному об'єкті чи елементі, із недостатнім використанням «параметрики» при проектуванні автомобіля, із недостатнім врахуванням основних технологічних принципів виробництва при застосуванні різноманіття геометричних параметрів. Все це приводить до врахуванням у конкретному проєкті обмеженої кількості функціональних можливостей використовуваних геометричних елементів, а в результаті – негативно впливає на психологію цілісного сприйняття дизайну автомобіля людиною.

### **ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Метою даної роботи є – розробка класифікаційної схеми використання геометричних елементів різної розмірності та їх комбінацій в дизайні авто і, на її основі, виокремлення основних сучасних принципів дизайну легкового автомобіля для масового виробництва.

Для досягнення поставленої мети слід вирішити наступні завдання:

1.Провести аналіз досвіду використання різних геометричних форм при розробці дизайну легкового автомобіля.

2.Розробити класифікаційну схему елементарних геометричних елементів різної розмірності, що ефективно використовуються у дизайн-проекуванні легкових авто.

3.Виокремити основні принципи дизайн-проекування автомобіля для масового виробництва та виявити роль геометричного підходу до дизайну для кожного із запропонованих принципів. Проаналізувати вплив кожного із даних принципів на оптимізацію процесів розробки дизайну авто.

4.На основі запропонованих принципів використання у дизайні авто комбінацій різних геометричних форм, окреслити сучасні ключові тенденції застосування геометричного стилю в дизайні автомобіля для масового виробництва.

Об'єктом дослідження – є роль геометрії в процесі дизайн-проекування сучасного автомобіля.



Предметом дослідження – є розробка основних принципів дизайн-проектування автомобіля для масового споживання.

## РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Якщо аналізувати принципи використання нових або комбінованих геометричних форм у дизайні автомобіля для масового виробництва то слід, перш за все, відзначити наступне. Складність створення саме індустріального дизайну авто за рахунок варіювання геометричними параметрами форм полягає у тому, що моделі повинні відповідати заданим габаритам, розмірам двигуна, коліс, об'єму вільного простору в салоні. Існує цілий ряд інших геометричних обмежень. І будь-яка суттєва або кардинальна зміна геометричної концепції може привести до переходу автомобіля в інший ціновий сегмент.

Іншим суттєвим аспектом, який може стояти на шляху інноваційних дизайнерських експериментів із геометрією автомобіля для масового споживання є законодавчі обмеження. Висота даху, розміри фар і дзеркал – параметри, які обумовлені законами та вимогами до безпеки і дизайнер не може їх змінювати.

У зовнішньому автомобільному дизайні авто для масового виробництва головними є пропорції. Неправильний підхід до композиційного об'єднання декількох геометричних елементів, наприклад, занадто довга передня або задня частина машини, не пропорційні розміри коліс, на які спирається весь об'єм авто негативно спрацьовує на її візуалізацію та психологічне сприйняття.

Сегмент компактних масових автомобілів, при розробці дизайну та подальшого виробництва ставить за головну мету економію та отримання максимального прибутку виробником. Передусім, це стосується жорстких вимог до двигуна і аеродинаміки, а цей чинник, у свою чергу, впливає на обмежені можливості експериментувати із геометрією у процесі дизайн-проектування. Невеликий двигун авто тягне за собою його невисоку потужність, а це в свою чергу веде до потреби зменшення геометричних розмірів і корпусу автомобіля, і його коліс, інших елементів екстер'єру. **Створити** дизайн інтер'єру такого авто ще складніше, ніж дизайн зовнішнього вигляду.

Під час роботи над моделями автомобілів для масового виробництва дизайнери постійно шукають нові інноваційні шляхи вдосконалення їх візуальних і ергономічних характеристик. Існуюче первинне бачення дизайнером концепції моделі, може трансформуватися за рахунок умілого використання комплексного поєднання геометричних елементів та форм, декількох складних геометричних фігур в одному об'єкті чи елементі авто, використанні «параметрики» у процесі проектування, ефективного виокремлення геометричних принципів для забезпечення основних технологічних вимог до виробництва автомобілів.

Для виконання цих завдань необхідно, на першому етапі, класифікувати елементарні геометричні об'єкти, що застосовуються у дизайн-проектах автомобілів і визначити для яких елементів дизайну вони найбільш ефективно застосовуються (рис. 1). Наведемо деякі з них:

**Точки (0-вимірні об'єкти):** круглі, квадратні, трикутні, зіркоподібні, довільної форми і так далі.

Геометричні точкові елементи різної форми ефективно використовуються в дизайні фар, решіток радіатора, фірмових емблем і знаків, дисків коліс, дверних ручок, кнопок на панелі приладів у салоні і т. і. Вони нерідко виступають компонентами геометричного комбінування форм у дизайні практично усіх елементів конструкції автомобіля.

**Лінії (1-вимірні об'єкти):** прямі, криві, гладкі, ламані, лінії, що перетинаються, паралельні лінії, замкнуті і незамкнуті, радіальні лінії, фрактальні криві та інші.

Ламані лінії, гострі кути – застосовуються при розробці екстер'єрів авто для підкреслення динамічнішого та спортивного зовнішнього вигляду автомобіля, їх використання додає виразності та індивідуальності до дизайну. Вони також можуть бути використані для створення складної, багат шарової форми типу каркаса кузова, ефективно застосовуватися для побудови геометричних візерунків на різних елементах автомобіля.

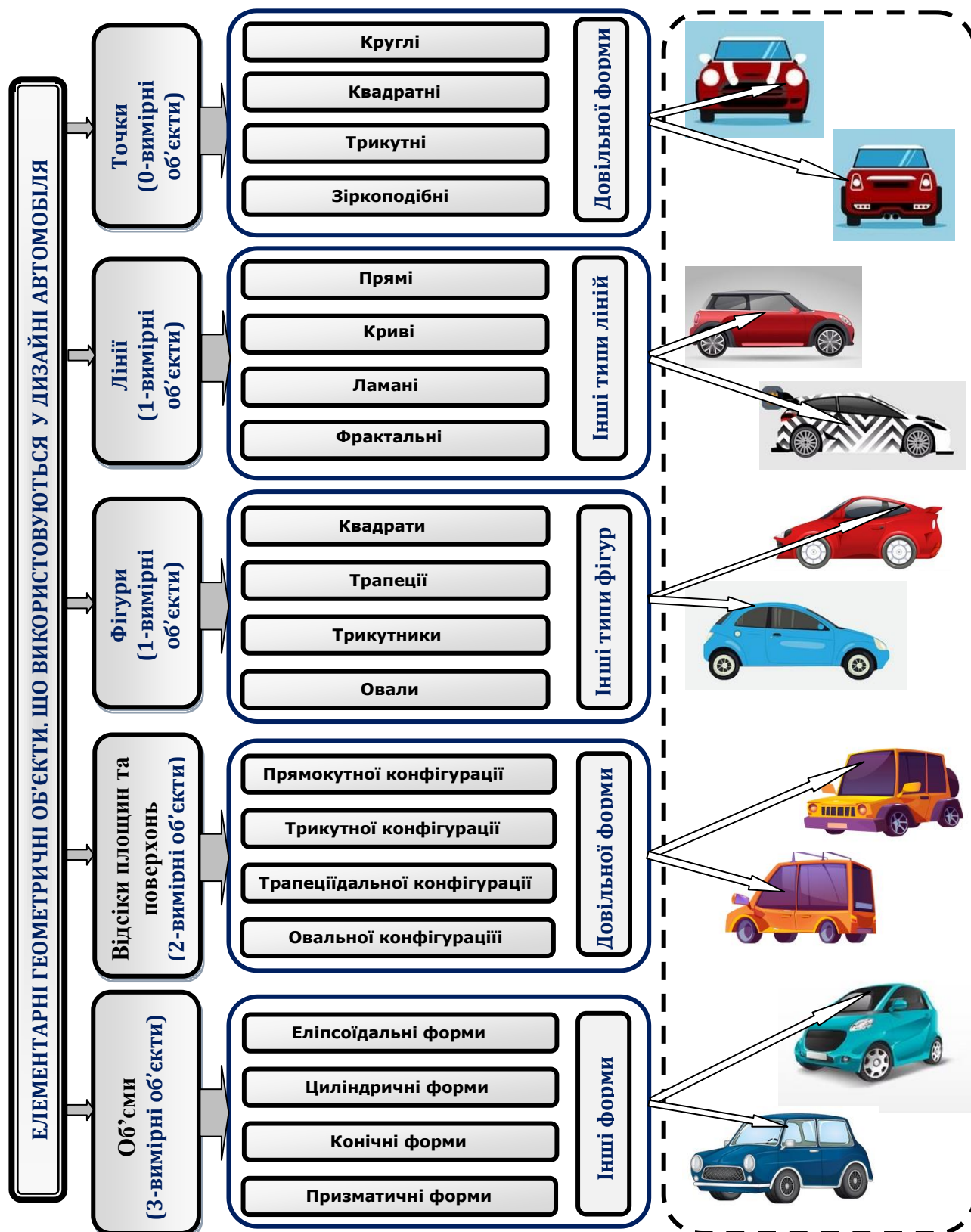


Рисунок 1

Заокруглені або замкнуті форми та елементи можуть надавати елементам автомобіля візуальну м'якість і гладкість, а також робити дизайн більш ергономічним. Наприклад, плавні форми та їх комбінації можуть бути ефективно використані для дизайну фар, які завжди є основою зовнішнього вигляду авто. Криві лінії та їх варіації ефективно використовуються для створення плавних закруглень на капоті, крилах або на бампері, додаючи їм елегантності та гармонії.

**Фігури (1-вимірні об'єкти):** прості та складні, включаючи: овали, кола, квадрати, прямокутники, трикутники, трапеції, n-кутники із прямими та кривими сторонами та інші.

Достатньо модними у дизайні сучасних авто є комбінації плоских форм або форм, що перетинаються. Вони значно додають психологічного відчуття потужності та динаміки в дизайн автомобіля, однак можуть ускладнювати процес виготовлення і підвищувати вартість виробництва. Для прикладу, кузов автомобіля може мати плоску форму прямокутника, що надасть йому строгий і суворий вигляд, решітка радіатора у формі прямокутника – зробить дизайн авто агресивним, а елементи у формі прямокутника задньої частини – добавлять автомобілю стильного вигляду. У формі квадрату можуть бути спроектовані підлокітники, а це забезпечить візуальну цілісність та простоту салону. Вікна та дзеркала автомобіля можуть бути виконані у формі трапеції, створюючи витончений та стильний дизайн. Задні освітлювальні прилади можуть мати форму трикутника, надаючи авто сучасного та стильного вигляду.

**Відсіки площин та криволінійних поверхонь (2-вимірні об'єкти):** прямокутної конфігурації, кругові, еліптичні, трикутні, трапецеїдальні, із довільними криволінійним контуром і так далі.

Активно використовуються в дизайні авто комбінації відсіків різних криволінійних поверхонь та просторових форм. Вони створюють для зовнішньої форми автомобіля психологічне відчуття візуальної глибини та динамічності. Інший приклад використання криволінійних поверхонь – це кермо. Кермо, створене із використанням криволінійних поверхонь забезпечує комфортну та безпечну ергономіку, а також покращує візуальну привабливість авто. Окрім цього, комбінації площин та криволінійних поверхонь можуть використовуватись для створення ефектів світла та тіні в дизайні автомобілів, які можуть змінюватися в залежності від типу освітлення авто.

**Об'єми (3-вимірні об'єкти):** сферичні, еліпсоїдальні, циліндричні, конічні, призматичні, пірамідальні, торо-подібні, зірчаті та їх комбінації, тіла Платона і так далі.

Можна зробити висновок, що всі класифіковані геометричні форми активно застосовуються для створення різних елементів дизайну автомобілів, включаючи: геометрію кузова, фар, дзеркал, ручок дверей, коліс, бамперів, решіток радіатора, всіх елементів інтер'єру салону і так далі. **Комбінація та модифікація** цих форм може привести до створення нових, унікальних елементів дизайну.

Процес введення геометричних форм у дизайн-розробку автомобіля масового виробництва може відбуватися за різними напрямками. Нижче наведені деякі з них:

*Геометричні форми для кузова:* будь-які, із класифікованих, геометричні форми можуть бути використані для створення унікального зовнішнього вигляду автомобіля. Досягається це за рахунок **параметричної зміни** просторової форми кузова, додавання до екстер'єру авто, **різних за розмірністю**, геометричних елементів, наприклад точок, багатокутників та криволінійних поверхонь, а також **комбінування** різних елементарних геометричних форм, таких як круги, трикутники і прямокутники.

*Геометричні форми підкапотного простору:* геометрія двигуна також може бути «естетизована» за рахунок використання геометричних форм, що створюють візуально приємний вигляд у підкапотному просторі. Наприклад, ефективно в дизайні двигуна можна використовувати геометричні елементи (круги або багатокутники), для створення його симетричної композиції.

*Геометричні форми інших зовнішніх елементів авто:* креативні геометричні форми можуть ефективно використовуватися і для інших елементів автомобіля, наприклад, для дисків коліс, дзеркал або фар та інших. Тут можна, залежно від смаку дизайнера, використати елементи для створення як симетричних, так і асиметричних композицій.

Декоративні елементи екстер'єру автомобіля можуть включати в собі комбіновані геометричні форми. Кожна із форм декору (круги, квадрати, трикутники, овали, ламані та криві лінії) має своє призначення та робить свій внесок у загальний вигляд автомобіля. Наприклад, круглі елементи можуть символізувати гладкість та округлість авто, тоді як кутові елементи можуть надавати автомобілю більш різкого вигляду. Трикутники можуть створювати враження швидкості та динамізму, а овальні форми можуть додати елегантності та розкоші.

Крім того, поєднання різних геометричних форм використовується для створення візуальних ефектів, таких як: ілюзія глибини, тіней та відблисків. Наприклад, глибокі прожилки на капоті автомобіля можуть створювати ілюзію глибини, тоді як випуклі криволінійні елементи можуть відображати навколишнє середовище та створювати візуальний ефект блиску. Взагалі, геометрія в декорі елементів автомобіля може використовуватися для створення набору естетичних ефектів, які

завжди підкреслюють характерні аспекти автомобіля, такі як його швидкість, потужність, елегантність чи спортивний стиль.

Геометричні форми є важливими складниками і в проектуванні освітлювальних приладів, оскільки вони принципово впливають на ефективність та безпеку руху автомобіля на дорозі. Освітлювальні прилади авто мають різні функції та розташовуються у його конструкції залежно від їх призначення. Наприклад, геометричні обриси фар повинні бути такими, щоб вони могли забезпечувати мінімальне блискотіння та розсіювання світла, що у свою чергу зменшує «сліплячий» ефект для інших водіїв.

Крім того, автомобіль має також сигнальне освітлення, таке як «поворотники», задні світильники та стоп-сигнали. Геометрія цих приладів також має важливе значення, оскільки вона повинна забезпечувати їх оптимальну видимість із будь-якого кута огляду. Це допомагає іншим водіям розпізнати наміри водія та забезпечити безпеку на дорозі.

*Геометричні форми інтер'єру салону авто:* це найскладніше завдання в роботі дизайнера. Складність раціонального підбору геометричних форм для салону полягає не тільки у врахуванні цілого комплексу ергономічних, безпекових вимог до проєктованого обладнання, а й у суттєвому впливі на рішення дизайнера таких чинників як матеріали, колористика, технологічність виготовлення та економічність дизайнерського втілення ідеї. Відтак, комбінування усього набору вищенаведених геометричних елементів повинно бути направлено на комплексну розробку дизайну елементів салону, які б не порушували його функціональність і безпеку.

Просте комбінування геометричних фігур і діагональних ліній в салоні може створювати візуальний ефект руху і динаміки, який підсилює відчуття швидкості і сприяє сприйняттю автомобіля як потужного та енергійного. Контурні малюнки і штрихи можуть бути використані для підсилення форми і об'єму деталей та елементів салону, таких як сидіння, двері, кермо. Вони можуть додати текстури і рельєфності, що створює відчуття витонченості та вишуканості. Геометричні візерунки в салоні можуть допомогти створити відчуття простору і комфорту, зменшити відчуття тісноти та забезпечити гармонію в оформленні салону. Вони також можуть допомогти візуально збільшити простір, зменшити ризик візуального перенасичення і створити баланс в оформленні салону.

Важливим елементом інтер'єру є геометрія сидінь та торпеди автомобіля. Наприклад, геометрія сидінь визначає розміри та форму крісел, що в свою чергу впливає на зручність та безпеку пасажирів. Крім того, геометричні параметри сидінь впливають на простір підлокітників, розташування педалей, висоту підголівників та інші параметри, які важливі для комфортного та безпечного пересування автомобілем. Геометрія торпеди визначає розташування та форму панелі приладів, дверних панелей та інших внутрішніх елементів автомобіля. Тому дані параметри мають велике значення для забезпечення безпеки, комфорту та ефективності керування автомобілем.

Геометрія активно використовується і в текстилі сидінь автомобіля. Вона достатньо різноманітна і може включати широкий набір креативних геометричних фігур. Для прикладу, декоративні подушки можуть включати геометричні малюнки на основі прямокутників, квадратів, кіл, трикутників тощо. Килимки також можуть мати геометричні включення із поєднань простих елементів.

Одним із популярних прийомів в дизайні сидінь автомобіля є використання геометричних форм для створення цікавих та зручних композицій. При проектуванні геометричних малюнків для текстилю сидінь автомобіля, важливо враховувати не тільки естетичні фактори але й функціональні. Текстиль повинен бути зручним для сидіння, легким у догляді та міцним. Також потрібно забезпечити правильну пропорцію та баланс між різними елементами геометричного малюнка для гармонійного сприйняття. У цілому, геометрія може додати стилю та креативності текстилю сидінь автомобіля, створюючи візуальний ефект та забезпечуючи функціональність.

В результаті аналізу застосування у дизайні автомобілів масового виробництва вищенаведених геометричних форм, виділено чотири основні принципи їх застосування:

**Принцип психологічного комфорту.** Геометричні форми в автомобілі є важливими чинниками, що впливають на психологічну комфортність пасажирів і водія. Наприклад, різні геометричні поверхні сидінь можуть впливати на зручність сидіння і положення тіла пасажирів, а форма керма – впливає на показники комфортності водія під час керування автомобілем.

Одним із ключових аспектів геометричного стилю авто в процесі дизайн-проєктування є простір у салоні. Автомобілі з високими стелями і просторими салонами створюють у пасажирів і водія відчуття свободи та вільності у рухах, а автомобілі з низькими стелями та обмеженим простором можуть викликати відчуття скованості і дискомфорту. Показники психологічного

комфорту враховуються дизайнерами і при проектуванні геометрії зовнішніх обрисів автомобіля. Так автомобілі з м'якими округлими формами поверхонь можуть створюють відчуття зручності та безпеки, тоді як авто із гострими кутами і лініями для дизайну корпусу психологічно додають враження динамічності та потужності.

Однак, важливо зазначити, що на психологічну комфортність в автомобілі впливають не тільки геометричні форми та обриси, але й такі ергономічні аспекти, як освітлення, колір, текстура, матеріали, акустика, температура та інші.

Дизайн автомобілів може бути суттєво поліпшений за рахунок використання комбінацій геометричних елементів, геометричних фігур і комплексів цих об'єктів, що можуть викликати позитивні емоції у людей.

Одним із варіантів застосування у дизайні креативних геометричних елементів – є **одночасне поєднання гострих кутів і «незграбних», незвичних поверхневих форм**. Це може створити у людей відчуття швидкості і динамізму авто. Крім того, «незграбні» форми можуть додавати автомобілю сучаснішого і агресивнішого вигляду (рис. 2а).

Інший варіант – активне використання у дизайні масового легкового автомобіля **заокруглених геометричних форм**, які можуть створювати у людей відчуття комфорту і власної безпеки. Це особливо важливо для авто, які орієнтовані на **сімейний ринок**. Також заокруглені форми зовнішнього вигляду автомобіля можуть психологічно надавати йому гладкого та елегантного вигляду (рис. 2б).

Третій варіант – використання органічно об'єднаних **геометричних комплексів із елементів та фігур**, які можуть внести у модель авто особливий, креативний дизайн, що завжди запам'ятовується. Наприклад, використання поєднання трикутників і ромбів психологічно створює відчуття динаміки і руху, а використання **комбінацій із кіл і овалів** надає автомобілю гармонійного і естетично приємнішого вигляду.

У цілому, введення різного роду геометричних елементів, фігур і комплексів в дизайн автомобілів може бути позитивним рішенням для психологічного сприйняття людиною.

Проте, необхідно враховувати, що вибір конкретних геометричних елементів і їх поєднання мають бути засновані на брендовій ідентичності компанії та естетичних смаках цільовій аудиторії, що використовуватиме пропоновану модель авто.



а



б



в

Рисунок 2\* – Приклади дії комбінацій геометричних форм на психологічне сприйняття дизайну автомобіля: а – «незграбні форми» – агресивність, динамічність авто; б – комбінація заокруглених геометричних форм – елегантність та вишуканість авто; в – природна форма равлика – природна гармонія та спокій

*\*дизайн-проекти на рисунках 2,3,4 є оригінальними і розроблені за допомогою штучного інтелекту*

Ще один із варіантів удосконалення психологічного комфорту у сприйнятті моделей масового автомобіля, це використання в їх дизайні геометричної виразності **природних форм** (рис. 2в).

Іноді така стратегія дизайну може надати авто оригінального і привабливого вигляду, що також активно працює на позитивне сприйняття її людьми. Для прикладу, використання у дизайні моделі авто геометричних форм, що нагадують гірські вершини, може створювати у цільовій аудиторії відчуття потужності та надійності представленого транспортного засобу, а втілення у проєкт природних органічних форм, таких як форма листя або морських хвиль, може додати психологічне відчуття природної гармонії і спокою. Крім того, природні форми та їх геометричні

характеристики можуть бути використані для створення ефективнішої аеродинаміки автомобіля, а це, в свою чергу, понизить витрату палива та збільшить швидкість. Разом із тим, слід мати на увазі, що використання природних форм у дизайні авто має бути збалансованим і не повинне суперечити конструкції автомобіля та вимогам безпеки.

**Принцип адаптивності.** Принцип адаптивності внутрішнього простору салону автомобіля полягає у створенні зручного і комфортного простору для пасажирів, який може налаштовуватись під їх індивідуальні потреби та бажання. Саме геометричні форми дизайну салону автомобіля можуть робити істотний вплив на адаптивність простору. Наприклад, дизайнери можуть використовувати різні форми сидінь, консолей, панелей управління та елементів декору салону для створення простору, який зможе підлаштовуватися під індивідуальні потреби пасажирів. Цей принцип направлений на забезпечення оптимальних умов для пасажирів та підвищення для них рівня комфорту під час поїздки.

В процесі аналізу дизайну авто, виявлено ряд найважливіших геометричних форм, що відповідають за виконання принципу адаптивності внутрішнього простору (рис. 3). До них відносяться:

*Форма сидінь:* Сидіння можуть бути різної геометричної форми і розміру, що суттєво впливає на підтримку спини та інші ергономічні показники для комфорту пасажирів. Для забезпечення максимальної адаптивності, деякі сидіння мають здатність запам'ятовувати регулювання висоти, нахилу, глибини, інших геометричних характеристик під конкретного водія чи пасажирів.

*Форма консолей:* Консоль між передніми сидіннями авто може також бути різної геометричної форми та розмірів. Ці параметри суттєво впливають на доступність і зручність використання різних елементів управління, до яких відносяться елементи управління рухом автомобіля, мультимедіа, клімат-контроль і навігаційна система.

*Обробка інтер'єру:* Декор геометричних форм інтер'єру теж робить суттєвий вплив на адаптивність простору. Наприклад, використання для оздоблення елементів салону різних креативних матеріалів і текстур може впливати на рівень комфорту і зручності в процесі експлуатації авто.



Рисунок 3\* – Принцип адаптивності внутрішнього простору авто за рахунок використання оптимальних геометричних форм

**Принцип комплексності геометричних елементів.** Принцип комплексності геометричних елементів простору салону означає, що дизайн інтер'єру салону повинен враховувати не лише окремі елементи устаткування, декору і освітлення, але також їх взаємодію і взаємне розташування у просторі. Це означає, що кожен елемент має бути розглянутий як частина композиції, а не як окремий об'єкт. Кожен геометричний елемент інтер'єру має бути ретельно підібраний і розміщений у просторі авто так, щоб створити гармонійну і цілісну картину. Важливо при цьому тримати на особливому контролі співвідношення пропорцій окремих об'єктів салону авто, рівень освітленості, колірну гамму і текстуру поверхонь. Крім того, необхідно враховувати функціональність і практичність кожного елементу. Наприклад, вибір форми передньої панелі та консолей між кріслами повинен ґрунтуватися не тільки на композиційній цілісності, а й на їх міцності та зручності використання (рис. 4).



Рисунок 4\* – Принцип комплексності підходу до дизайну геометричних форм салону

Комплексний підхід до дизайну геометричних форм салону дозволяє створити для водія та пасажирів зручну, комфортну і функціональну обстановку, що поєднує у собі красу і практичність, він гарантує унікальність стилю інтер'єру авто, який підкреслюватиме індивідуальність власника транспортного засобу.

**Принцип модульності.** Принцип модульності геометричних елементів автомобіля для масового виробництва полягає у використанні стандартизованих модулів для різних елементів авто, наприклад таких як двері, фари, решітка радіатора, диски, сидіння, кермо, панелі, консолі і так далі. Цей підхід дозволяє виробникам автомобілів спростити процес дизайн-проектування, а також підвищити гнучкість і ефективність виробництва, використовуючи загальні компоненти для різних моделей і типів автомобілів (рис. 5).



Рисунок 5 – Приклад можливостей використання принципу модульності геометричних форм у дизайні автомобіля

Модульність є однією із головних характеристик, що впливає на дизайн авто в цілому і салону зокрема. Розроблені стандартизовані модулі можуть бути легко інтегровані в різні дизайнерські рішення. Це забезпечує ефективне створення збалансованих і гармонійних екстер'єрів авто та інтер'єрів салону, які відповідають потребам і очікуванням різних груп споживачів. Модульність також сприяє зменшенню кількості деталей і спрощенню конструкції автомобіля, що забезпечує у свою чергу можливості розробки для нього оптимального дизайну. Крім того, стандартизація геометричних елементів сприяє ефективнішому використанню простору в салоні, а це автоматично покращує комфорт і зручність поїздки для водія та пасажирів.

#### **ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ**

Наведені принципи використання геометричних форм в дизайні сучасного автомобіля для масового виробництва дозволили окреслити ряд ключових тенденцій застосування геометричного стилю в дизайні авто, про які постійно повинні пам'ятати дизайнери.

**Реалістичний дизайн.** Суттєвий прогрес нових технологій в автомобілебудуванні, приклади концептуальних, виставкових машин із футуристичним дизайном, не дають підстав для масового впровадження таких авто у повсякденне життя, оскільки такі занадто креативні дизайн-концепти не

підходять для автомобілів масового виробництва. Як правило, покупці із побоюванням відносяться до модерних авто, з їх аж занадто сучасним дизайном і віддають перевагу більш звичному зовнішньому вигляду автомобіля.

**Баланс реалістичності.** При створенні авто для масового виробництва дизайнери повинні намагатися дотримуватися рівноваги та певного балансу між традиціями та інноваціями. Краще всього продаються такі нові моделі, які схожі на вже знайомі геометричні форми, але при цьому вони наділені новими та сучасними дизайнерськими якостями.

**Баланс грубого і витонченого.** Все більше прямі лінії кузова та плоскі поверхні стають основою найсучаснішого виду автомобіля. Від них дизайн залежить більш як на 65%. При його створенні головним завданням є пошук балансу між грубою прямолінійною геометричною формою і витонченою плавною геометрією елементів дизайну. Дизайнер повинен докласти зусиль, щоб зробити це поєднання без шкоди для зовнішнього вигляду автомобіля. Плавні елементи кузова, як правило застосовуються для впізнаваності силуету марки авто навіть при поганому освітленні.

**Форма пляшки.** Форма скляної пляшки кока-коли суттєво вплинула на дизайн масового автомобіля. Якщо дивитися на такий автомобіль у профіль, лінії нагадують пляшку. По центру автомобіля елементи кузова (двері і крила) роблять вужчими, ніж передня і задня частина машини. Уперше цей прийом був випробуваний ще у минулому сторіччі, але і до нині він активно культивується провідними дизайнерами при проєктуванні автомобілів різних марок для масового споживання.

**Стиль «звуження» (tumblehome).** Цей термін означає звуження геометричної форми корпусу автомобіля від верхньої частини до низу. Зараз більшість моделей різних марок автомобілів дотримуються саме цього стилю.

**Гібрид круга та квадрата.** Термін, який означає взаємну композицію двох геометрично різнопланових фігур. Така комбінована форма є дуже популярною при створенні дизайну різних моделей автомобілів. Найбільш використовуваною вона стала у німецьких дизайнерів та конструкторів.

**Thick-to-Thin (від товстого до тонкого).** Це правило базується на плавних переходах, у комбінації геометричних форм, від однієї точки до іншої. До цього ж підходу відносять процеси стоншування ліній і влаштування переходів у елементах від темних кольорів до світлих.

**Стиль візуальне «безумство».** Цей прийом допомагає автомобільним концернам притягувати до своїх нових моделей більше уваги покупців. З ним асоціюються марки Асуга і Lexus. Нові моделі цих марок часто виглядають агресивними і навіть шокуючими. Дизайнери сперечаються про ефективність такого підходу, наводячи аргументи, що такий дизайн швидко стає не модним і, відповідно, потрібні великі фінансові вливання для його частішого оновлення.

**Гігантоманія.** Цей стиль зародився в Америці ще в 70-х роки і характеризувався велетенськими геометричними формами елементів кузова авто. Такі машини, із-за великої ваги і аеродинамічного опору, споживають багато палива. Але це не зупиняє дизайнерів і на сьогодні, мода на великі машини все ще існує і розвивається паралельно із дизайном крихітних економічних смартів.

Разом із тим проведені дослідження показали, що існують застосування композицій геометричних фігур, при проєктуванні авто для масового споживання, мета яких до кінця не зрозуміла, ергономічно не виправдана, а користь – сумнівна.

1. Візуальне відображення, при відкритті дверей, на поверхню дороги логотипу або марки автомобіля та світло-діодне підсвічування самих порогів. Це рішення швидше є рекламною акцією, чим насправді потрібна функція.

2. Запроєктована, як точковий геометричний елемент на панелі приладів авто, лампа для контролю еко-режиму, спалахуючи, відволікає увагу водія від ситуації на дорозі, а інколи просто дратує. Відтак, при розробці дизайну інтер'єру салону для фіксації екорегимного стилю поїздки слід використовувати інші геометричні форми і елементи.

3. Велика кількість в дизайні інтер'єру авто електронних гаджетів і непотрібних функцій. З розвитком смартфонів і соціальних мереж у середині автомобілів для масового споживання поміщають все більше сенсорних екранів з додатковими функціями. При цьому, вони і до сьогодні інколи не дуже добре працюють і, у багатьох випадках, просто відволікають від безпечного водіння авто.

4. Прилад нічного бачення – достатньо важлива функція, але поки що вона теж не працює як слід. У більшості автомобілів технологія нічного бачення проєктує зображення на екран, який геометрично знаходиться нижче лобового скла. Дивитися на нього незручно і небезпечно.



5. Геометричні параметри розміщення навігаційної системи, у проекті масового авто, теж можуть відволікати увагу водія та не сприяти безпечному керуванню авто.

### **ВИСНОВОК**

Геометрія, як наука, виступає основою дизайн-проектування сучасного автомобіля для індустріального виробництва. Використання геометричних форм та елементів у дизайні інтер'єрів та екстер'єрів авто йде за двома напрямками: дизайн футуристичних шоу-карів і дизайн автомобілів для масового споживання. Дещо обмежені можливості для творчого, креативного дизайну авто другого напрямку пов'язане із низкою факторів, дослідженню яких була присвячена дана робота. Це стосується проблем: відсутності єдиної класифікації та комплексного аналізу найбільш ефективних для дизайну автомобілів геометричних елементів та форм; ігнорування дизайнерами ефективного поєднання кількох складних геометричних фігур в одному об'єкті чи елементі; інколи недостатнім використанням «параметрики» при проектуванні автомобіля; недостатнім врахуванням основних технологічних принципів виробництва при застосуванні різноманіття геометричних параметрів. Наведені фактори недостатньо впливають на врахування, у конкретному проекті, всіх формоутворюючих та функціональних можливостей різноманіття комбінацій геометричних форм і, як наслідок, негативно впливають на психологію цілісного сприйняття дизайну автомобіля людиною.

Всі поставлені, для досягнення мети, завдання досліджень виконані. У роботі представлено аналіз досвіду використання різних геометричних форм для розробки дизайну авто, запропоновано класифікаційну схему елементарних геометричних елементів різної розмірності, які найбільш ефективно застосовуються у дизайн-проектуванні легкових авто.

На основі класифікації елементів та аналізу їх застосування для різних складових дизайну авто виокремлено 4 основні принципи проектування автомобіля для масового виробництва та виявлена роль геометричного підходу до дизайну для кожного із запропонованих принципів.

Проаналізовано вплив кожного із досліджених принципів на оптимізацію процесів розробки дизайну авто. На основі запропонованих принципів використання у дизайні авто комбінацій різних геометричних форм, окреслено сучасні ключові тенденції застосування геометричного стилю в дизайні автомобіля для масового виробництва.

### **ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ**

1. Геометрія навколо нас. URL: <https://teacherslifesite.wordpress.com/геометрия-навколо-нас/>.
2. Геометрія у природі: рослини з ідеальною гармонією і симетрією. URL: <https://coma.in.ua/25352> (дата звернення: 07.04.2023).
3. Михайленко В. Є. Природа – Геометрія – Архітектура / В. Є. Михайленко, О. В. Кащенко. – К.: Будівельник, 1988. – 176 с.
4. Михайленко В. Є. Основи композиції (геометричні аспекти художнього формотворення): навч. Посібник / В. Є. Михайленко, М. І. Яковлев. – К.: Каравела, 2004. – 304 с.
5. Designing cars with mathematical surfaces: A review. T. Maier and R. Klein, published in Computer-Aided Design, 2016, 72: pp. 52-71.
6. Designing vehicle exterior shapes using a generative neural network. A. Nigro and G. Bevilacqua, published in International Journal of Vehicle Design, 2020, 82(1/2): pp. 34-53.
7. Optimization of vehicle exterior shape using a multi-objective genetic algorithm. H. Chen and J. Liu, published in Engineering Optimization, 2017, 49(9): pp. 1577-1591.
8. Design of vehicle body geometries using genetic algorithms. by M. Nallagownden and R. Nagarajan, published in the Journal of Automobile Engineering, in 2012, pp. 1781-1791.
9. A new shape optimization methodology for car design. A. Andreucci, F. Palacios, and J. Pérez, published in the International Journal of Vehicle Design, in 2014, pp. 202-219.
10. Optimization of the shape of a car body using computational fluid dynamics and response surface methodology. J. Park and J. Kim, published in the International Journal of Automotive Technology, in 2016, pp. 603-611.
11. Optimization of the aerodynamic shape of a car using computational fluid dynamics and genetic algorithms. H. Liu, Y. Liu, and J. Gao, published in the Journal of Engineering Design, in 2018, pp. 230-245.
12. Aerodynamic shape optimization of a car body using surrogate-assisted evolutionary algorithms. J. Lee, H. Lee, and J. Kim, published in the Journal of Mechanical Science and Technology, in 2020, pp. 541-548.
13. How to Draw Cars Like a Pro. Thom Taylor and Lisa Hallett - Motorbooks, 2006. - 144 p.
14. Car Design America: Myths, Brands, People. Paolo Tumminelli - Taschen, 2008. - 400 p.

15. Car Design Sketches: Inspiration and Tips. Adrian Dewey, 2014. - 176 p.
16. Car Design Europe: Myths, Brands, People. Paolo Tumminelli, 2019. - 304 p.

## REFERENCES

1. Geometriya navkolo nas. URL: <https://teacherslifesite.wordpress.com/geometriya-navkolo-nas/>.
2. Geometriya u prirodi: roslini z idealnoyu garmoniyeyu i simetriyeyu. URL: <https://coma.in.ua/25352> (data zvernennya: 07.04.2023).
3. Mihajlenko V. Ye. Priroda – Geometriya – Arhitektura / V. Ye. Mihajlenko, O. V. Kashenko. – K.: Budivelnik, 1988. – 176 s.
4. Mihajlenko V. Ye. Osnovi kompozitsiyi (geometrichni aspekti hudozhnogo formotvorenniya): navch. Posibnik / V. Ye. Mihajlenko, M. I. Yakovlyev. – K.: Karavela, 2004. – 304 s.
5. Designing cars with mathematical surfaces: A review. T. Maier and R. Klein, published in Computer-Aided Design, 2016, 72: 52-71.
6. Designing vehicle exterior shapes using a generative neural network. A. Nigro and G. Bevilacqua, published in International Journal of Vehicle Design, 2020, 82(1/2): 34-53.
7. Optimization of vehicle exterior shape using a multi-objective genetic algorithm. H. Chen and J. Liu, published in Engineering Optimization, 2017, 49(9): 1577-1591.
8. Design of vehicle body geometries using genetic algorithms. by M. Nallagownden and R. Nagarajan, published in the Journal of Automobile Engineering, in 2012, pp. 1781-1791.
9. A new shape optimization methodology for car design. A. Andreucci, F. Palacios, and J. Pérez, published in the International Journal of Vehicle Design, in 2014, pp. 202-219.
10. Optimization of the shape of a car body using computational fluid dynamics and response surface methodology. J. Park and J. Kim, published in the International Journal of Automotive Technology, in 2016, pp. 603-611.
11. Optimization of the aerodynamic shape of a car using computational fluid dynamics and genetic algorithms. H. Liu, Y. Liu, and J. Gao, published in the Journal of Engineering Design, in 2018, pp. 230-245.
12. Aerodynamic shape optimization of a car body using surrogate-assisted evolutionary algorithms. J. Lee, H. Lee, and J. Kim, published in the Journal of Mechanical Science and Technology, in 2020, pp. 541-548.
13. How to Draw Cars Like a Pro. Thom Taylor and Lisa Hallett - Motorbooks, 2006. -144 p.
14. Car Design America: Myths, Brands, People. Paolo Tumminelli - Taschen, 2008. -400 p.
15. Car Design Sketches: Inspiration and Tips. Adrian Dewey, 2014. -176 p.
16. Car Design Europe: Myths, Brands, People. Paolo Tumminelli, 2019. -304 p.

### ***S. Pustiulha, V. Samchuk, V. Samostian, O. Prystupa, Z. Ruban-Holovchuk. Modern conceptual principles of using geometric shapes in car design for mass production***

The paper is devoted to the development of conceptual principles for the use of geometric shapes and elements in the process of designing a car for industrial production.

The analysis of literature sources has shown that the geometric style is actively used in the design development of various elements, from the appearance of the car body to the objects of the interior space of the car. All of these objects are designed to emphasize the overall geometric style of the car and create a unified visual image. Geometry also plays an important role in the ergonomics of modern cars, as it determines the shape and size of various components, including seats, steering wheel, dashboard, and pedals. For example, the geometry of the seats determines the backrest angles, seat height and depth, as well as the distance between the seats in the cabin, which affects the seating position of the driver and passengers, as well as their comfort and safety during the trip. The geometry of the steering wheel affects the comfort and safety of driving. The distance from the steering wheel to the seat and the position of the steering wheel determine the ease of driving. The shape of the steering wheel affects the driver's comfort, for example, a flat steering wheel can make driving more comfortable and enjoyable. The geometry of the dashboard affects the usability of various car functions, such as the navigation system, multimedia system, and climate control. The ergonomic arrangement of devices and buttons in a car can make them easily accessible to the driver without distracting his or her attention while driving.

The use of geometric shapes and elements in the design of car interiors and exteriors is divided into two areas: the design of futuristic show cars and the design of cars for mass consumption. The somewhat limited possibilities for creative, imaginative car design in the second direction are due to a number of factors, which are the subject of this paper. These include the following problems: the lack of a unified

classification and comprehensive analysis of the most effective geometric elements and shapes for car design; designers' ignoring the effective combination of several complex geometric shapes in one object or element; sometimes insufficient use of "parametrics" in car design; insufficient consideration of the basic technological principles of production when applying a variety of geometric parameters. These factors, today, have little or no impact on the consideration of all the formative and functional capabilities of a variety of combinations of geometric shapes in a particular project and, as a result, negatively affect the psychology of holistic human perception of car design.

All the research objectives set to achieve the goal have been fulfilled. The paper presents an analysis of the experience of using various geometric shapes to develop car design, proposes a classification scheme of elementary geometric elements of different dimensions that are most effectively used in the design of passenger cars.

Based on the classification of elements and analysis of their application for various components of car design, 4 basic principles of car design for mass production are identified and the role of the geometric design approach for each of the proposed principles is revealed.

The influence of each of the studied principles on the optimization of car design development processes is analyzed. Based on the proposed principles of using combinations of various geometric shapes in car design, the current key trends in the use of geometric style in car design for mass production are outlined.

**Keywords:** car for industrial production, geometric style, car design, combinations of geometric shapes, basic design principles, key design trends.

*ПУСТЮЛЬГА Сергій Іванович*, доктор технічних наук, професор кафедри архітектури та дизайну Луцького національного технічного університету, e-mail: [mbf.declutsk@gmail.com](mailto:mbf.declutsk@gmail.com) <http://orcid.org/0000-0001-7623-7803>

*САМЧУК Володимир Петрович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри будівництва та цивільної інженерії Луцького національного технічного університету, e-mail: [volodsam@ukr.net](mailto:volodsam@ukr.net), <http://orcid.org/0000-0001-9045-9525>

*САМОСТЯН Віктор Русланович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет, e-mail: [cvmbf@ukr.net](mailto:cvmbf@ukr.net), <http://orcid.org/0000-0001-6823-8558>

*ПРИСТУПА Ольга Василівна*, старший викладач кафедри архітектури та дизайну Луцького національного технічного університету, e-mail: [prystupa.olga@yahoo.com](mailto:prystupa.olga@yahoo.com) <https://orcid.org/0000-0002-8751-2740>

*РУБАН-ГОЛОВЧУК Зоряна Миколаївна*, старший викладач кафедри архітектури та дизайну Луцького національного технічного університету, e-mail: [zorianaruban2015@gmail.com](mailto:zorianaruban2015@gmail.com) <https://orcid.org/0000-0001-9396-3460>

*Serhii PUSTIULHA*, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Architecture and Design, Lutsk National Technical University, e-mail: [mbf.declutsk@gmail.com](mailto:mbf.declutsk@gmail.com), <http://orcid.org/0000-0001-7623-7803>

*Volodymyr SAMCHUK*, PhD in Engineering, Associate Professor of the Department of Construction and Civil Engineering, Lutsk National Technical University, e-mail: [volodsam@ukr.net](mailto:volodsam@ukr.net), <http://orcid.org/0000-0001-9045-9525>

*Viktor SAMOSTIAN*, PhD in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: [svrmbf@gmail.com](mailto:svrmbf@gmail.com) <http://orcid.org/0000-0001-6823-8558>

*Olha PRISTUPA*, Senior Lecturer at the Department of Architecture and Design, Lutsk National Technical University, e-mail: [prystupa.olga@yahoo.com](mailto:prystupa.olga@yahoo.com) <https://orcid.org/0000-0002-8751-2740>

*Zoriana RUBAN-HOLOVCHUK*, Senior Lecturer at the Department of Architecture and Design, Lutsk National Technical University, e-mail: [zorianaruban2015@gmail.com](mailto:zorianaruban2015@gmail.com) <https://orcid.org/0000-0001-9396-3460>

DOI 10.36910/automash.v1i20.1050

Сафаров Е.Г.

*Відкритий міжнародний університет розвитку людини "Україна"***ОСОБЛИВОСТИ РУХУ ПРОВІДНОГО КОЛЕСА**

Для оптимального розвитку сучасного транспортного сектора важливим є вивчення процесів, що відбуваються у вузлах та механізмах силової взаємодії. Автомобільна галузь складає значну частину сучасного транспорту. Параметри руху автомобіля значною мірою залежать від взаємодії сил, що виникають у місцях зіткнення провідних коліс з дорогою. Автомобільні колеса працюють у складних пружно-напружених та деформаційних умовах. Тому особливий інтерес представляє вивчення процесів, що відбуваються в зоні взаємодії ведучого колеса з дорогою.

Фізико-механічні характеристики матеріалу шини, сила тертя, способи формування та передачі потужності двигуна до провідних коліс, зв'язок тягової сили з потужністю, опір коченню - ці та інші фактори, що впливають на ККД і тягові характеристики автомобільного транспорту ставить перед розробниками завдання, що складно вирішуються.

У статті розглянуто деякі силові аспекти взаємодії провідного колеса транспортних засобів із дорогою на початку руху. Виявлено фактори, що впливають на поступальний рух колеса. Зроблено спробу в доступній формі описати силову картину, що відбувається у взаємодії "колесо-дорога". Проведено експерименти, що вносять деяку ясність розуміння сутності того, що відбувається. Описано механізм формування ведучого моменту колеса і гусеничного приводу. При цьому колесо розглядається у двох умовах навантаження:

- як складова частина транспортного засобу (джерело навантаження жорстко пов'язано з рухомою конструкцією).

- як незалежний об'єкт дослідження (обертаючий рух передається незалежним від двигуна автомобіля джерелом).

**Ключові слова:** момент кручення, ведучий момент, провідне колесо, шина, транспорт, момент інерції, сила тертя, гусеничний привід, опір коченню.

**ВСТУП**

Для збільшення ККД і тягової сили транспортних засобів є важливим, яким чином до колісних пар передається момент. Для розуміння силових факторів, що впливають на ефективне використання транспортних засобів, необхідно почати з вивчення взаємодії "колесо-дорога" у момент початку руху.

**АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Опису досить складних процесів, що відбуваються у взаємодії "провідне колесо-дорога" присвячено безліч робіт. У роботі [1] аналізується рух з введенням певного параметра (поздовжнє знесення реакції) зсуву реакційної сили від вертикальної осі колеса. У роботі [2] наведено результати дослідження руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії з нахилом до дороги з високим коефіцієнтом зчеплення. Еластичне колесо розглядається як цілісний механізм, до складу якого входить жорсткий диск, еластичне тіло шини (пневматик) та значний за своїми розмірами контактний відбиток шини. У роботі [3] викладені нові сучасні погляди на теорію експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів. У навчальному посібнику використані результати наукових досліджень наукових дослідників авторів та вчених у галузі проектування та розрахунку автомобілів та тракторів. У роботі [4] розглянуто загальну будову шасі тракторів та автомобілів, принцип дії основних вузлів, агрегатів та систем (трансмисії, системи керування, несівних систем), висвітлено їх призначення, вимоги, класифікації, типові схеми, принцип роботи. Проаналізовано й оцінено різні конструкції, розглянуто види навантажень та руйнувань. Висвітлено питання технічного обслуговування, пошуку й усунення несправностей, а також тенденції вдосконалення систем і механізмів тракторів та автомобілів. У роботі [5] аналізовані тягові характеристики тракторів.

У роботі [6] робляться уточнення, що в процесі кочення колеса, крім поздовжнього зносу нормальної реакції  $R_z$ , спостерігається також зміщення осі колеса на величину "с", тому при визначенні коефіцієнта опору коченню необхідно враховувати цей ефект, незважаючи на те, що зсув має невелику величину.

Аналіз досліджень, проведених у роботі [7] показав, що емпіричні залежності дають різний результат при виконні розрахунків, тому питання вибору метода розрахунку величини коефіцієнта опору кочення автомобільного колеса вимагає додаткового дослідження в частині його застосування в методах моделювання початку руху транспортного засобу на підйомі. У роботах [8,9] розглянуто порядок визначення основних експлуатаційних властивостей автомобіля. Наведені методики

розрахунків елементів конструкції автомобіля. Подана методика тягово-швидкісного розрахунку автомобіля. При цьому тягова сила  $P_t$  дорівнює підведеному до провідних коліс крутному моменту  $M_k$ , поділеному на радіус кочення колеса, де плече моменту приймається рівним радіусу колеса.

У роботах [10,11] подано порівняльну характеристику трактора "Білорусь", переробленого на гусеничний хід. Збільшення сили тяги пояснюється підвищенням сили тертя.

Хоча проблемі присвячено досить багато робіт, та механізм створення ведучого моменту, що призведе до поступального руху колеса, розкритий на недостатньому рівні.

### ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Об'єкт дослідження - колісна пара транспортного засобу.

Ціль - опис процесу силової взаємодії "колесо-дорога".

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Описано процеси, що відбуваються у провідному колесі транспортних засобів на початку руху. З'ясовано фактори, що призводять до появи ведучого моменту в колесі та гусеничному приводі. Проведено експерименти, що полегшують розуміння силової взаємодії системи "колесо-дорога".

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Колесо розглядається у двох варіантах:

Варіант 1- колесо є **автономний об'єкт** дослідження.

Варіант 2- колесо є **складовою частини транспортного засобу**.

#### Варіант 1

При розгляді колеса як **автономного об'єкту** дослідження обертаючий рух передається йому незалежним від двигуна автомобіля джерелом (рис. 1).

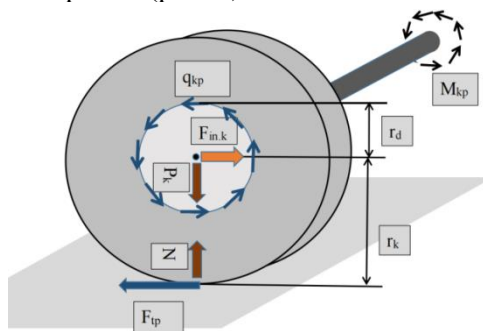


Рисунок 1 - Сили, що діють на провідне колесо

Розглянемо основні сили, що діють у системі "колесо-дорога":

$P_k$  - вага колеса,  $N$  – реакція ґрунту,  $F_{in,k}$  – сила інерції колеса,  $F_{тр}$  – сила тертя,  $q_{кр}$  - діюча по колу диска сила, що передає момент кручення від джерела до колеса,  $r_k$  – радіус колеса,  $r_d$  - радіус диска.

Як момент кручення, переданий через диск колеса, призводить до поступального руху? Яким є механізм виникнення моменту, необхідного для руху колеса вперед від дії розподілених по колу диска сил?

Слід зазначити, що в системі "колесо-дорога" діють моменти різного характеру.

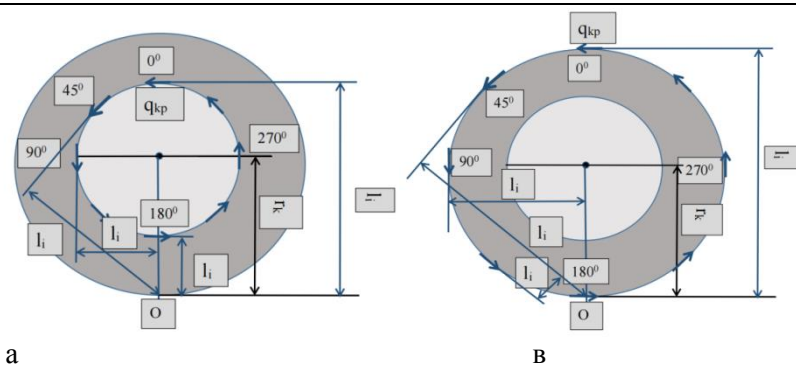
Момент кручення  $M_{кр}$  створюється по відношенню до осі колеса і визначається плечем. (радіус колеса чи диска):

$$M_{кр} = q_{кр} r_d$$

У цій схемі навантаження можна говорити про сумарний момент кручення від розподіленої сили  $q_{кр,i}$

$$M_{кр} = \sum q_{кр,i} r_d$$

Також виникає ведучий момент  $M_k$ , який призводить до кочення колеса, діючи по відношенню до точки контакту з дорогою (точка O на рис. 2).

Рисунок 2 - Зображення плеча  $l_i$  сил  $q_{kp,i}$ 

Слід зазначити, що за відсутності сил тертя (при нульовому коефіцієнті тертя у зоні контакту) у системі "колесо-дорога", переважно, діє лише  $M_{kp}$ .

З появою тертя зона контакту колеса з дорогою є точкою опори для ведучого моменту  $M_k$ , який бере на себе відповідальність за рух колеса вперед.

Розглянемо потенціал виникнення ведучого моменту  $M_k$  у двох граничних станах (а) та (в):

а) розподілена сила діє на стику диска та колеса (рис. 2,а);

в) розподілена сила діє на зовнішній поверхні колеса (рис. 2,в).

Візьмемо стандартний розмір колеса 215/65/R16:

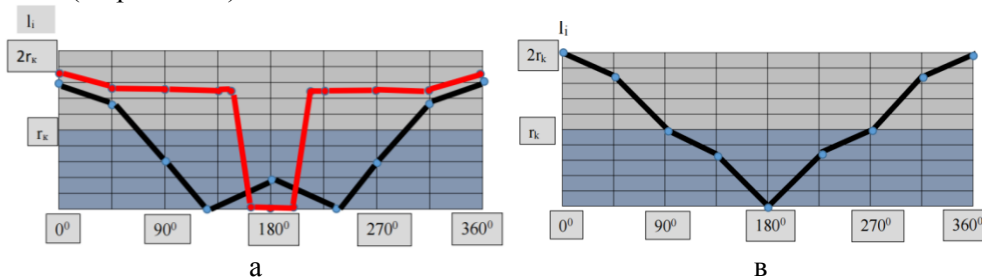
$$r_d = 16 \times 2,54 \times 10 / 2 = 203 \text{ мм},$$

$$r_k = r_d + 0,65 \times 215 = 343 \text{ мм},$$

$$r_k / r_d = 1,7,$$

де  $r_d$  і  $r_k$  радіуси диска та колеса відповідно.

На рис. 3,а та рис. 3,в наведено залежності плеча  $l_i$  від кута докладання  $q_{kp,i}$  для станів (а) та (в) відповідно (чорна лінія).

Рисунок 3 - Залежність плеча  $l_i$  від кута докладання  $q_{kp,i}$ 

Враховуючи, що  $q_{kp,i}$  по колу розподілена рівномірно, площа під лінією залежності еквівалентна сумарному ведучому моменту  $M_k$  колеса.

Видно, чим ближче зона докладання сили до точки контакту з дорогою (точка  $180^\circ$ ), тим менший її внесок у створенні ведучого моменту.

У варіанті (а) розподілена сила в секторі між  $125^\circ$  і  $235^\circ$  створює ведучий момент протилежного напрямку, перешкоджаючи коченню колеса.

Для поступального руху колеса потрібно, щоб виконувалася умова:

$$\sum M_k(q_{kp,i}) > M_{(Fin.k)},$$

$$M_k(q_{kp,i}) = \sum (q_{kp,i} l_i),$$

$$M_{(Fin.k)} = F_{in.k} r_k,$$

де  $M_k(q_{kp,i})$  – сумарний ведучий момент від розподіленої сили  $q_{kp,i}$ ,  $M_{(Fin.k)}$  – момент інерції колеса, який заважає руху.

Таким чином, можна констатувати, що розподілена сила в нижній половині колеса практично не бере участі в утворенні ведучого моменту колеса в потрібному напрямку, необхідного для руху. Куди ж витрачається частина моменту, який передається до диска. Зрозуміло, якщо немає тертя, момент кручення повністю витрачається на збільшення обертів колеса, причому участь усіх секторів розподіленого навантаження однакова. А коли коефіцієнт тертя максимальний (немає пробуксовки), розподілена сила в секторі від  $90^\circ$  до  $270^\circ$  бере активну участь у значному складному деформуванні колеса в зоні між дорогою та диском, створюючи несприятливі умови для довговічності шин. При

цьому, враховуючи напрямки вектора сил у нижній половині колеса (проти напрямку руху колеса вперед), можна припустити наявність додаткового фактора, що сприяє ковзанню в зоні контакту та швидкому зношуванню шин.

Уявімо, як розвивається взаємодія "колесо-дорога" в умовах, близьких до реальних. Сила  $q_{кр,i}$  діє по радіусу диска. Розглянемо початок руху за різних умов:

1. Коефіцієнт тертя нульовий:

- сила тертя відсутня;
- колесо крутиться, поступального руху немає (колесо буксує);

2. Коефіцієнт тертя невеликий (слизька дорога):

- виникає сила тертя;
- сила  $q_{кр,i}$  частково виходить на зовнішній діаметр колеса в зоні контакту з дорогою;
- у колесі в зоні між дорогою та диском виникає складно-деформований стан (зсув, розтягування, стиск) (рис. 4);

- чим більша сила тертя, то більша деформована зона;
- виникає ведучий момент, який призводить до руху колеса вперед;
- при цьому колесо продовжує буксувати, але меншою мірою;

3. Коефіцієнт тертя максимальний, помірні оберти колеса:

- сила тертя максимальна;
- деформований стан охоплює більшу частину колеса, виникають зони з переважно стислим і розтягнутим станом;
- максимальний ведучий момент та рух вперед, пробуксовки немає;

4. Коефіцієнт тертя максимальний, різко збільшуємо оберти колеса:

- сила тертя максимальна;
- максимальний рух вперед;
- ведучий момент максимальний;
- з'являється пробуксовка;

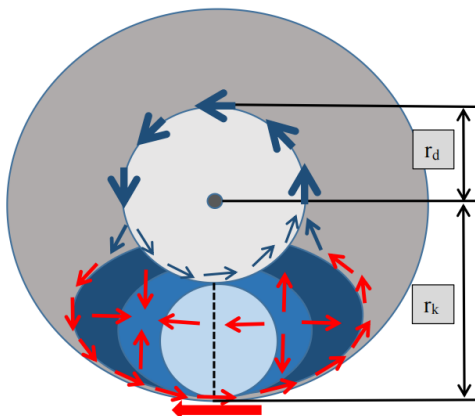


Рисунок 4 - складно-деформована зона

Чому виникає пробуксовка колеса при максимальному коефіцієнті тертя, коли різко збільшуємо оберти колеса?

За відсутності тертя вся потужність, що передається, витрачається на кручення колеса. Векторна сума всіх сил, що діють на колесо, дорівнює нулю. З появою тертя відбувається розбалансування сил:  $q_{кр,i}$  частково виходить на зовнішній діаметр колеса в зоні контакту з дорогою та виникає сила тертя (в зоні деформації колеса). З появою точки опори (тертя) частина потужності перетворюється на ведучий момент.

Якщо момент кручення  $M_{кр}$  перевищує ведучий момент  $M_{к,max}$ , виникають умови для пробуксовування колеса.

Проведемо експеримент:

Рухома конструкція (1) (рис. 5), яка знаходиться на нерухомій основі (7) має пару провідних (2) та ведених (3) коліс.

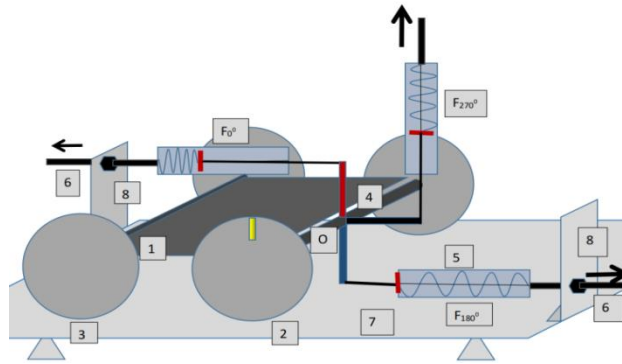


Рисунок 5 - схема експерименту

Момент кручення до коліс передається за допомогою важеля (4), з'єднаного до осі провідної колісної пари. Довжина важеля дорівнює радіусу колеса  $r_k$ . Навантаження виконано за допомогою регульованого різьбового стрижня (6), який жорстко пов'язаний з основою (7) кронштейном (8) та не має контакту з рухомою конструкцією (1). Зусилля незалежне, реєструється за допомогою динамометра (5). Конструкція дозволяє навантажити колісну пару в положенні важеля  $0^0$ ,  $180^0$  та  $270^0$  (рис. 2).

Покази динамометра зареєстровано на момент початку руху контрольованою відміткою на колесі.

Експеримент показав, що

$$F_0^0 = 0.5 F_{270}^0$$

При навантаженні в положенні важеля  $180^0$  зрушити колесо з місця не вдалося.

Чи має значення для руху, яким чином передається потужність до колеса. Уявімо собі колесо з умовними “вушками”, до яких прив'язані ниточки. Колесо знаходиться на льоду з нульовим коефіцієнтом тертя (рис. б).

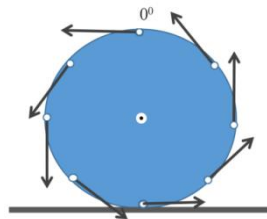


Рисунок 6 - колесо з умовними “вушками”

Зрозуміло, якщо потрібно крутити колесо, будь-яке “вухко” підійде однаковою мірою. А якщо потрібно котити колесо, то найбільш вдалим буде верхнє ( $0^0$ ) з найбільшим плечем, що і підтверджується експериментом.

### Варіант 2

Розглянемо, що відбувається, коли колесо є складовою частиною транспортного засобу. Дещо видозмінимо схему експерименту, описаного вище.

Навантаження виконано за допомогою регульованого різьбового стрижня (6), який жорстко пов'язаний з рухомою конструкцією (1) кронштейном (7) (рис. 7).

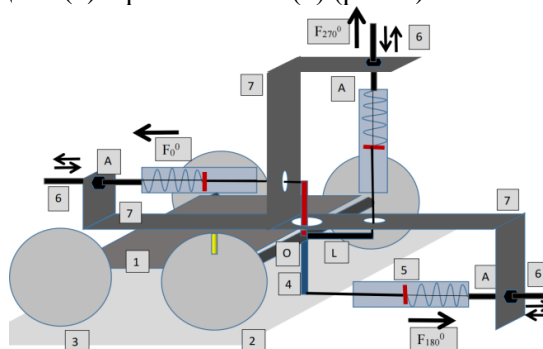


Рисунок 7 - схема експерименту



Експеримент показав, що навантаження, необхідне для початку руху, не залежить від точки докладання.

$$F_0^0 = F_{180}^0 = F_{270}^0.$$

Чому така різна силова поведінка колеса при різних варіантах навантаження?

Розглянемо силову схему (рис. 8):

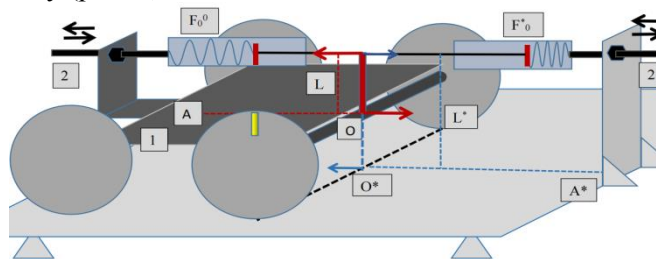


Рисунок 8 - схема експерименту

Розглянемо колесо як **автономний об'єкт дослідження** (варіант 1). Коли намагаємося повернути важіль (від  $0^0$ ) за допомогою незалежної сили  $F_{0^0}^*$  (синій колір), яка не має прямого зв'язку з рухомою конструкцією (1), реакція спрямована в зону контакту колеса з дорогою (від точки  $A^*$  до точки  $O^*$ ). Виникає ведучий момент  $M_k$  з плечем  $L^* = 2r_k$ :

$$M_{k(0^0)} = 2F_{0^0}^* r_k$$

Розглянемо колесо як **складову частину транспортного засобу** (варіант 2). Коли намагаємося повернути важіль (від  $0^0$ ) провідного колеса силою  $F_0^0$  (червоний колір) за допомогою стрижня (2), який жорстко з'єднаний з рухомою конструкцією (1) (рис. 8), виникає реакція, яка спрямована в бік осі провідного колеса (від точки  $A$  до точки  $O$ ). Між прикладеною силою  $F_0^0$  і реакцією виникає момент  $M_{kp}$  з плечем  $L$ , який відповідає довжині важеля (радіусу колеса  $r_k$ ).

$$M_{kp(0^0)} = F_0^0 L = F_0^0 r_k$$

Причому довжина плеча  $L$  не залежить від положення важеля ( $L(0^0) = L(180^0) = L(270^0)$ ). Тому сила  $F_0^0 = F_{180}^0 = F_{270}^0$ , що і підтверджується експериментом, описаним вище.

Оскільки результати дії моментів  $M_{k(0^0)}$  та  $M_{kp(0^0)}$  ідентичні, то:

$$M_{k(0^0)} = M_{kp(0^0)},$$

$$F_0^0 = 2F_{0^0}^*$$

Таким чином, в точці  $0^0$  для початку руху при варіанті 1 необхідно докласти вдвічі менше сили, ніж при варіанті 2.

При докладанні навантаження в точці  $270^0$ :

$$F_{270^0}^* = F_{270}^0$$

При спробі зрушити важіль у точці  $180^0$  (рис. 9) реакція збігається з прикладеним навантаженням, відповідно плече  $L^* \approx 0$ ,  $M_{k(180^0)} \approx 0$ , зрушити колесо з місця не вдається.

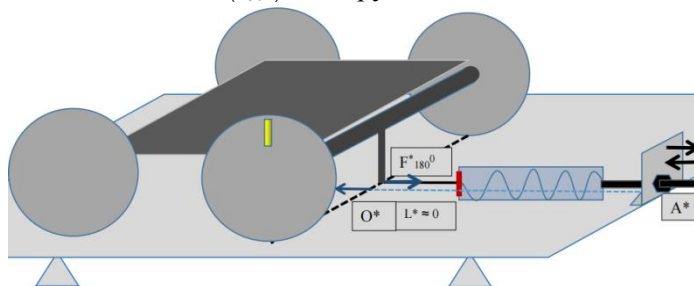


Рисунок 9 - схема експерименту

Таким чином, при розгляді колеса як автономного об'єкту дослідження від незалежної сили, можна говорити про виникнення ведучого моменту, значення якого залежить від зони застосування навантаження, що підтверджується експериментальними даними.

Виникає питання: якою мірою поступальний рух колеса визначається силою тертя, наскільки важливо, у якій зоні колеса відбувається передача потужності двигуна, від яких факторів залежить сила тяги транспортних засобів?

Звернемося до досвіду [11,12] у цій галузі.

На рис. 10 а,в,с наведено фото гусеничного ходу, штатного колеса, а також креслення для порівняльного розрахунку трактора "Білорусь МТЗ 80.1". Провідне колесо з діаметром 1580 мм

(R38,  $r_k/r_d = 1,7$ ) замінили на зірку гусеничного приводу з діаметром у 2 рази меншим. При цьому сила тракторної тяги зросла до двох разів. За даними джерел, пробуксовування трактора на гусеничному ходу 2-5%, а на колісному - до 15%.

Отже, підвищення сили тяги вдвічі не пояснюється зростанням сили тертя, оскільки відсутність пробуксовки передбачає використання потужності двигуна у повному обсязі. Спосіб передачі потужності до коліс й до гусеничного приводу однаковий. Чим пояснюється значне зростання сили тяги.

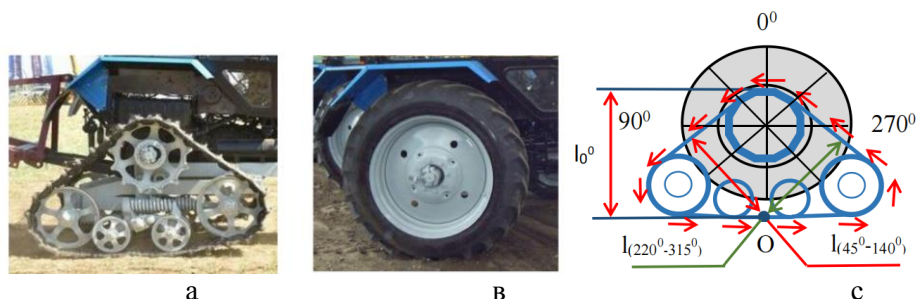


Рисунок 10 - гусеничний хід, штатне колесо, креслення

На рис. 3,а наведена залежність плеча ведучого моменту від кута докладання сили для гусеничного ходу трактора (червона лінія) та штатного колеса (чорна лінія). Ведучий момент гусеничного приводу (еквівалент площі під залежністю) значно більший у порівнянні з колесом того ж трактора, що пояснює збільшення сили тяги.

### ВИСНОВКИ

Отримані дані дозволяють описати деякі аспекти силової взаємодії провідного колеса та гусеничного приводу транспортних засобів. Описано механізм формування ведучого моменту колеса й гусеничного приводу.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. П. М. Гащук П.М., Нікіпчук С.В. Феноменологічне й модельне означення поняття "коефіцієнт опору коченню" колеса транспортної машини // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. - 2013. - № 759. - С. 16-25.
2. Солтус А.П., Клімов Е.С., Тарандушка Л. А. Особливості кочення еластичного колеса з нахилом до дороги // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. -2022. - т.18.
3. Подригало М.А., Шелудченко В.В. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів[текст]: П44 Навч. посібн. // Суми.: Сумський національний аграрний університет, 2015.– 213с.
- 4.Лебедев А.Т., Антошенков В.М., Бойко М.Ф. Трактори та автомобілі. Навч. посібник // К.: Вища освіта, 2004. — 336 с.: іл
5. [https://evgivanov.github.io/expl\\_html\\_book/book/part1/tema1-3.html](https://evgivanov.github.io/expl_html_book/book/part1/tema1-3.html).
6. Гащук П. Автомобіль. Теорія колісного рушія. Кондор. Київ, 2018. - 328 с.
7. Pauwelussen J., Dalhuijsen W., Merts M. Tyre dynamics, tyre as a vehicle component Part 3.: Rolling resistance. Virtual Education in Rubber Technology (VERT), FI-04-B-F-PP-160531, HAN University, 2007. - 50.
8. Біліченко В.В., Добровольський О.Л., Огневий В.О., Смирнов Є.В.. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей : навчальний посібник // Вінниця : ВНТУ, 2017. – 163 с.
9. Венцель Є.С, Гончаров В.М. Тягові розрахунки автомобілів та тракторів: Конспект лекцій. // Харків: Укрдазт, 2007. - 17 с.
10. <https://agropravda.com/news/tractors/8087-umelcy-osnastili-tractor-mtz-80-guseniami-video>.
11. <https://traktorist.ua/articles/144-sistema-gusenichnogo-hodu-fendt-mobil-trac>.

### REFERENCES

- 1.Hashchuk P. M. , Nikipchuk S. V. (2013) Fenomenologichne y model'ne oznachennya ponyattya "kofeitsiyent oporu kochennyu" kola transportnoyi mashyny [Phenomenological and model definition of the concept of "rolling resistance coefficient" of a wheel of a transport vehicle]. Lviv, *Visnyk Natsional'noho universytetu "L'vivs'ka politekhnika"*, [in Ukrainian].

2. Soltus A.P., Klimov E.S., Tarandushka L. A. (2022). Osoblyvosti kochennya elastychnoho koleasa z nakhyлом do dorohy [Rolling features of an elastic wheel inclined to the road]. *Suchasni tekhnolohiyi v mashynobuduvanni ta transporti*, [in Ukrainian].
3. Podryhalo M.A., Sheludchenko V.V. (2015) Nove v teorii ekspluatatsiynykh vlastyvostey avtomobiliv ta traktoriv [tekst] [New in the theory of operational properties of cars and tractors[text]]. *Summary: Sumy National Agrarian University*, [in Ukrainian].
4. Lebedyev A.T., Antoshchenkov V.M., Boyko M.F. (2004). Traktory ta avtomobili. Navch. Posibnyk [Tractors and cars. Education manual] . K.: *Vyshcha osvita*, [in Ukrainian].
5. [https://evgivanov.github.io/expl\\_html\\_book/book/part1/tema1-3.html](https://evgivanov.github.io/expl_html_book/book/part1/tema1-3.html).
6. Gashchuk P. (2018). Avtomobil. Teoriya kolisnoho rushiya [Car. Theory of wheel rolling]. Kiev, *Condor*, [in Ukrainian].
7. Pauwelussen J., Dalhuijsen W., Merts M. (2007) Tire dynamics, tire as a vehicle component Part 3.: Rolling resistance. Virtual Education in Rubber Technology (VERT), FI-04-B-F-PP-160531, HAN University, 50.
8. Bilichenko V.V., Dobrovol's'kyi O.L., Ohnevyy V.O., Smyrnov YE.V..(2017). Avtomobili. Teoriya ekspluatatsiynykh vlastyvostey : navchal'nyy posibnyk [Cars. Theory of operational properties: study guide]. *Vinnysia: VNTU* , [in Ukrainian].
9. Venzel E.S., Goncharov V.M. (2007) Tyahovi rozrakhunky avtomobiliv ta traktoriv: Konspekt lektsiy [Traction rozrahunka cars and tractors: Lecture notes]. Kharkiv: *Ukrdazt*, [in Ukrainian].
10. <https://agropravda.com/news/tractors/8087-umelcy-osnastili-traktor-mtz-80-guseniami-video>.
11. <https://traktorist.ua/articles/144-sistema-gusenichnogo-hodu-fendt-mobil-trac>.

### ***E.Safarov, Features of the drive wheel movement***

It is important to study nodes and mechanisms of power interaction's processes for the development of the modern transport sector. The automotive industry is a significant part of modern transport. The car's movement parameters largely depend on the interaction of powers arising at the point of contact of the leading wheels with the road. Automobile wheels work in complex elastic-stress and deformation conditions. Therefore, it is of particular interest to study the processes of interaction between the driving wheel and the road's zone. Physico-mechanical characteristics of the tire material, friction power, methods of forming and transmitting engine power to the driving wheels, the relationship between traction force and power, rolling resistance - these and other factors that affect the efficiency and traction characteristics of road transport pose difficult to solve tasks to developers.

The article considers some force aspects of the interaction of the driving wheel of vehicles with the road at the beginning of movement. Factors affecting the translational movement of the wheel have been identified. There was an attempt to describe in an accessible form the force picture that occurs in the "wheel-road" interaction. Experiments that have been conducted bring some clarity to the understanding of the essence of what is happening. The mechanism of formation of the leading moment of the wheel and the crawler drive is described. At the same time, the wheel is considered in two load conditions:

- as a component part of the vehicle (the load source is strictly connected to the moving structure).
- as an independent object of research (torque is transmitted by an independent of the car engine source).

**Key words:** torque, driving moment, driving wheel, tire, transport, moment of inertia, frictional power, crawler drive, rolling resistance.

*САФАРОВ Елман Гасанбей огли*, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобільного транспорту та соціальної безпеки, Інженерно-технологічний інститут Відкритого міжнародного університету розвитку людини «Україна», e-mail: [elman19.60.07@gmail.com](mailto:elman19.60.07@gmail.com), ORCID 0000-0002-4584-5539

*Elman SAFAROV*, PhD in Engineering, Associate Professor of the Department of Road Transport and Social Security, Engineering and Technology Institute of the Open International University of Human Development "Ukraine" , e-mail: [elman19.60.07@gmail.com](mailto:elman19.60.07@gmail.com), ORCID 0000-0002-4584-5539

DOI 10.36910/automash.v1i20.1051

Сахно В.П.<sup>1</sup>, Мурований І.С.<sup>2</sup>, Поляков, В.М.<sup>1</sup>, Попелиш Д.М.<sup>1</sup>.  
<sup>1</sup>Національний транспортний університет  
<sup>2</sup>Луцький національний технічний університет

## ДО ВИЗНАЧЕННЯ ГАЛЬМІВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОПОЇЗДА З ЧАСТКОВО ЗАПОВНЕНОЮ ЦИСТЕРНОЮ

Збільшення обсягів перевезень і розширення номенклатури перевезених вантажів, що перевозяться вимагають удосконалення структури і продуктивності автотранспортних засобів (АТЗ). Суттєвим резервом підвищення ефективності використання АТЗ є збільшення кількості вантажів, що перевозяться автопоїздами без значного збільшення їх кількості на автомобільних дорогах. Вирішити цю проблему можна за допомогою великотоннажних автопоїздів, у тому числі багатоланкових. У зв'язку з цим одним із найважливіших завдань є необхідність забезпечення таких автопоїздів необхідним рівнем гальмівних властивостей.

У роботі показано, що при частково заповненій цистерні змінюються динамічні якості колісних транспортних засобів внаслідок великих переміщень центру мас вантажу в резервуарі, що призводить до додаткових навантажень, що діють на конструкцію цистерни, а також суттєвого зниження стійкості, керованості і гальмівних властивостей транспортних засобів, що визначаються нормальними реакціями опорної поверхні на його колеса (осі). У роботі визначені нормальні реакції опорної поверхні для різного ступеня заповнення цистерни і для автопоїзда з жорстким вантажем. Розділення внутрішнього об'єму цистерни на окремі секції майже не впливає на максимальне значення сили інерції у разі гальмування автопоїзда із сталим уповільненням, але при цьому частота коливань цієї сили є більшою. При цьому рух рідини відносно цистерни призводить до зменшення гальмівного шляху. Поділ цистерни на секції, як і ступінь її заповнення також впливають на довжину шляху – найкоротший у автопоїзда з односекційною цистерною із 50% наповненням.

**Ключові слова:** автопоїзд, цистерна, ступінь заповнення, секційність цистерни, нормальна реакція, уповільнення, гальмівний шлях.

### ВСТУП

Особливістю транспортних засобів для перевезення рідин є можливість переміщення транспортованого вантажу щодо резервуару цистерни. Іншою їх особливістю є високе розташування центру маси над дорогою [1]. Коливання рідкого вантажу всередині резервуару призводять до істотної зміни експлуатаційних властивостей автопоїзда, зокрема поздовжньої та поперечної стійкості та керованості, а також його гальмівних властивостей. Вплив переміщення рідини на динаміку транспортного засобу істотно зростає зі збільшенням маси транспортного засобу та його розмірів. Унаслідок аварій, що відбуваються при експлуатації рухомого складу, що перевозить рідкі вантажі, завдається значної шкоди навколишньому середовищу і здоров'ю людей. Тому проблема забезпечення безпеки руху транспортних засобів, що перевозять рідини, потребує свого вирішення. У зв'язку з цим розробляються заходи щодо зниження впливу коливань рідини всередині резервуарів на динаміку транспортного засобу. Перший спосіб передбачає установку внутрішніх перегородок. Другий полягає у зміні форми резервуару цистерни. Третій варіант заснований на введенні в підвіску базового шасі або в кріплення цистерн до рами автомобіля спеціальних елементів з метою зміни жорсткості [1]. Усі наведені заходи можуть бути розглянуті на зміні форми резервуару. Залежно від методу виконання цистерна може мати постійний або змінний переріз. Найпоширеніші форми поперечних розрізів автоцистерн: коло, еліпс або прямокутник із закругленими кутами. При цьому форма поперечного розрізу автоцистерни впливає на наступні характеристики: корисний обсяг, габаритні розміри, стійкість автоцистерни загалом.

При транспортуванні частково заповненої цистерни змінюються динамічні якості колісних транспортних засобів (КТЗ) так, що вони суттєво відрізняються від динамічних характеристик інших КТЗ. Внаслідок великих переміщень центру мас вантажу в резервуарі з'являються додаткові навантаження, що діють на конструкцію цистерни, а також істотно знижують стійкість і керованість КТЗ, а також і гальмівні властивості.

Одним із шляхів поліпшення стійкості автопоїзда з цистерною в режимі гальмування може бути прогнозування моменту дії та характеру динамічних процесів рідкого вантажу на КТЗ та виконання попереджувальних дій виконавчими механізмами.

### АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Rakheja і Wang [2] аналізували процес гальмування частково заповнених автоцистерн, що мають декілька секцій, а також вплив розташування перегородок на гальмівні характеристики

транспортного засобу. Була розроблена кінетостатична модель частково заповнених цистерн круглого та еліптичного перетинів у поздовжній площині та інтегрована в гальмівну модель автоцистерни для вивчення впливу поздовжнього перетікання рідини на гальмівні властивості. Були отримані дані щодо перерозподілу навантаження, довжини гальмівного шляху, часу гальмування і проміжку часу спрацьовування гальмових механізмів передніх та задніх коліс, а також були проведені параметричні дослідження щодо отримання оптимальних розмірів секцій. Додатково були розроблені моделі автоцистерн шляхом інтегрування статичної моделі рідини і механічної моделі частково заповненої цистерни круглого перерізу, відповідно, до моделі п'ятиосного автопоїзда з напівпричепом в поздовжній площині для прогнозування поведінки транспортного засобу під час прямолінійного сталого гальмування з точки зору коефіцієнта нормального динамічного навантаження [3, 4].

Ibrahim із співавторами [5] досліджували поведінку руху вантажних автомобілів, із двома сферичними ємностями з рідиною. Була складена математична модель кутового коливального та поздовжнього рухів вантажівки категорії N2, яка враховувала фізичні та динамічні характеристики рідинних вантажів. Для імітації руху рідини в резервуарах використовувалась аналогова модель нелінійного маятника із спеціальними коефіцієнтами загасання. Ступінь заповнення резервуара та в'язкість рідини були визначені, як головні чинники поведінки руху транспортного засобу.

Богомаз Г.І. із колегами [6] для моделювання руху рідких вантажів запропонували тривимірний механічний маятниковий аналог, що був заснований на теорії потенційних потоків. Модель мала 3 ступені свободи - рух у поздовжній та поперечній площинах, а також навколо вертикальної осі. Було визначено гідродинамічні параметри механічної системи за допомогою розв'язання тривимірної задачі з граничними умовами рідкого вантажу в резервуарі. Адекватність математичних моделей була перевірена шляхом порівняння аналітичних результатів з даними випробувань. Було визначено, що гідродинамічні параметри суттєво залежать від рівня заповнення. В ході дослідження також було проаналізовано динаміку залізничної цистерни у поздовжній площині за допомогою аналогової маяткової моделі з одним ступенем свободи.

У дослідженнях, [7,8] використовуючи уявлення про хвильовий рух рідини в цистерні, виведено наближені вирази для гальмівного шляху автоцистерни і горизонтального зміщення центру мас рідини, експериментально визначив реальну картину процесів поведінки рідини під час обертання ємності навколо вертикальної осі, розробив методику комплексних експериментальних випробувань для визначення показників гальмівної динаміки, стійкості проти заносу дослідних зразків автоцистерн під час гальмування.

Заслужують на увагу результати робіт [9,10], в яких розглянуті принципи побудови математичних моделей автоцистерн, що реалізують зменшення затрат часу на розрахунки та спрощення інтерпретації отриманих результатів. Аналіз коливання рідини в резервуарі цистерн був виконаний на основі використання моделі еквівалентного твердого тіла, з'єданого з резервуаром за допомогою пружного в'язкого елемента. При цьому урахування мас коліс та деформація ресор фактично не підвищує точність розрахунку кінематичних і динамічних параметрів цистерни під час гальмування.

У роботі [11] запропонований енергетичний спосіб оцінювання динамічної стійкості автомобілів з частково заповненими цистернами за допомогою енергетичного коефіцієнту динамічної стійкості положень. Було визначено, що мінімальне значення енергетичного коефіцієнта динамічної стійкості відповідає заповненню цистерн на 50%.

Kang [12] із співавторами розробив тривимірну квазістатичну модель перетікання рідини, що розглядає одночасне застосування поздовжніх та бічних прискорень, яка була інтегрована в тривимірну модель автомобіля. Модель була застосована для вивчення впливу зміни навантаження рідких вантажів у поздовжній та поперечній площинах на динамічну поведінку транспортних засобів під час гальмування у повороті. Дослідження підтвердило наявність несприятливого впливу моментів відносно поздовжньої, вертикальної та горизонтальної осей, що виникають внаслідок зміни навантаження від перетікання рідини, на динамічні властивості автоцистерн.

Огляд літератури проведених робіт показує, що досліді стосовно динамічного впливу перетікання рідини на рухомі резервуари, зокрема автоцистерни, проведені у великій кількості і мають широке розмаїття щодо напрямлень, складності розрахунків, а також використання методів і теорій. При цьому можна зробити висновок, що поки не існує моделі, за допомогою якої можна автоматично ідентифікувати режим руху з частково заповненим резервуаром за рахунок порівняння характеру зміни навантажень на осі автоцистерни під час гальмування з еталонними змінами

навантажень еквівалентного транспортного засобу з жорстким вантажем. Така модель могла би бути використана в програмному забезпеченні систем управління транспортних засобів.

Також слід зазначити, що під час гальмування автоцистерни певна частина рідкого вантажу деякий час переміщується відносно тіла цистерни по інерції за напрямком руху. В результаті такого переміщення відбувається перерозподіл навантажень на осі тягача і напівпричепа, що певним чином впливає на максимальні величини гальмівних сил, які можуть бути реалізовані кожним з коліс. Таке переміщення рідини всередині частково заповненої автоцистерни може бути використано для збільшення реакцій опорної поверхні на колеса автопоїзда та, відповідно, збільшення сил зчеплення, за допомогою хвильорізів та перегородок певної конструкції, що є актуальним з точки зору забезпечення безпечності експлуатації транспортних засобів з частково заповненими цистернами.

### ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є визначення показників гальмівних властивостей автопоїзда з частково заповненою односекційною і трисекційною цистерною при екстремому гальмуванні.

Для досягнення мети роботи сформульовані **наступні задачі**:

- визначення сил інерції рідкого вантажу при частково заповненій односекційній і трисекційній цистерні, а також цистерні з жорстким вантажем;
- визначення нормальних реакцій опорної поверхні на осі автопоїзда при частково заповненій односекційній і трисекційній цистерні, а також цистерні з жорстким вантажем;
- визначення гальмівного шляху автопоїзда з частково заповненою односекційною і трисекційною цистерною, а також цистерною з жорстким вантажем.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ.

У роботі [15] отримані рівняння, що визначають нормальні реакції опорної поверхні на осі автопоїзда з частково заповненою цистерною. Ці рівняння записані у вигляді:

$$Z_1(t, J) = \frac{G(gb + Jh_g)}{gL} + \frac{(b-c)(G_1b_1 + G_{21}b_2 + G_{22}(b_2 + J\frac{m}{k}(1 - \cos(\sqrt{\frac{k}{m}}t))) + \frac{G_1}{g}Jh_{g1} + \frac{G_{21}}{g}Jh_{21} + Jmh_{22}(1 - \cos(\sqrt{\frac{k}{m}}t)))h_{22}}{L L_2}$$

$$Z_2(t, J) = \frac{G(ga - Jh_g)}{gL} + \frac{(a+c)(G_1b_1 + G_{21}b_2 + G_{22}(b_2 + J\frac{m}{k}(1 - \cos(\sqrt{\frac{k}{m}}t))) + \frac{G_1}{g}Jh_{g1} + \frac{G_{21}}{g}Jh_{21} + Jmh_{22}(1 - \cos(\sqrt{\frac{k}{m}}t)))h_{22}}{L L_2}$$

$$Z_B(t, J) = \frac{G_1a_1 + G_{21}a_2 + G_{22}(a_2 - J\frac{m}{k}(1 - \cos(\sqrt{\frac{k}{m}}t))) - \frac{G_1}{g}Jh_{g1} - \frac{G_{21}}{g}Jh_{21} - Jmh_{22}(1 - \cos(\sqrt{\frac{k}{m}}t))h_{22}}{L_2} \quad (1)$$

Аналіз рівнянь (1) показав, що нормальні реакції опорної поверхні на осі автопоїзда залежать не тільки від його уповільнення, а і від переміщення рідкого вантажу і виникаючих при цьому сил інерції у частково заповненій цистерні. Результати розрахунків наведені на діаграмах сил інерції (рис. 1) для різного ступеня заповнення і типу цистерни.

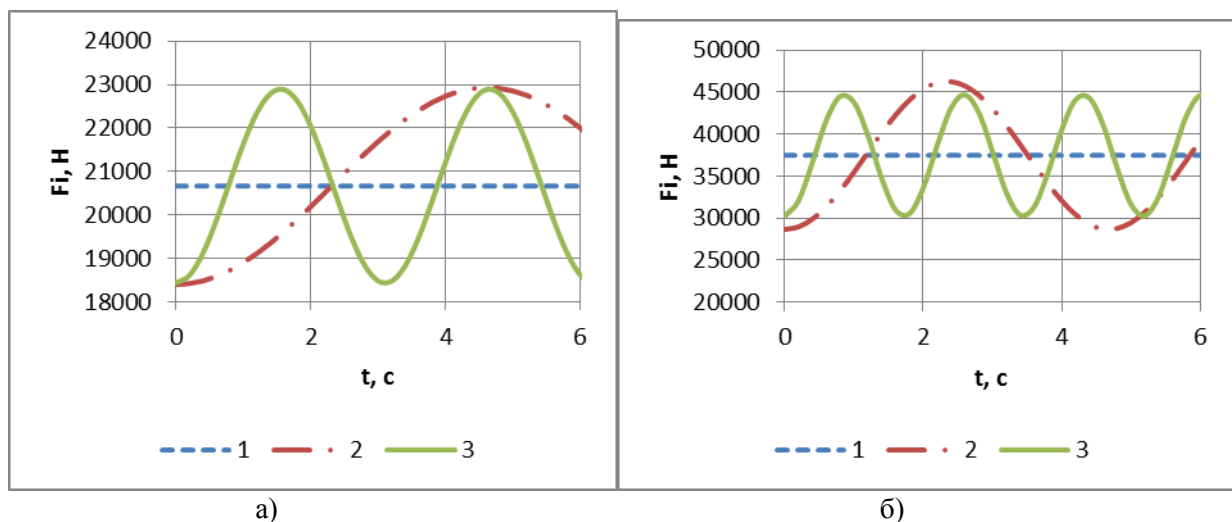


Рисунок 1 – Діаграма сил інерції під час постійного уповільнення  $J = 1 \frac{m}{c^2}$

за 20% (а) і 80% (б) заповнення цистерн:

1 –  $F_{is1}(t)$ , відповідає гальмуванню з еквівалентним жорстким вантажем;

2 –  $F_{is3}(t)$ , відповідає гальмуванню з трисекційною цистерною

3 –  $\sum F_i$ , відповідає гальмуванню з односекційною цистерною.

Аналіз рівнянь, що визначають нормальні реакції опорної поверхні на осі автопоїзда і сил інерції, що виникають від переміщення рідкого вантажу в частково заповненій цистерні, показав що найбільша зміна реакції має місце для передньої осі автомобіля-тягача. Для цієї осі визначені нормальні реакції опорної поверхні для різного ступеня заповнення цистерни і для автопоїзда з жорстким вантажем, рис.2. Під еквівалентним жорстким вантажем мається на увазі вантаж, який є нерухомим відносно тіла цистерни, має масу, яка дорівнює масі вантажу в односекційній цистерні або сумі мас вантажу в трисекційній цистерні, а також центр мас, що співпадає з центром мас зазначених вантажів у стані спокою.

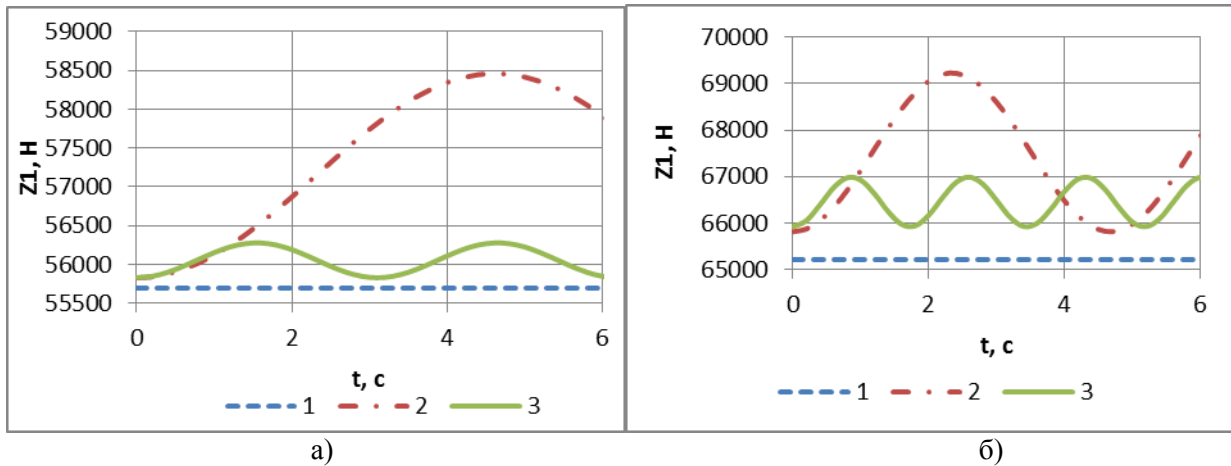


Рисунок 2 - Нормальна реакція опорної поверхні під час постійного уповільнення  $J = 1 \frac{m}{c^2}$

за 20% (а) і 80% (б) заповнення цистерн:

1 –  $F_{is1}(t)$ , відповідає гальмуванню з еквівалентним жорстким вантажем;

2 –  $F_{is3}(t)$ , відповідає гальмуванню з трисекційною цистерною

3 –  $\sum F_i$ , відповідає гальмуванню з односекційною цистерною.

Як видно з результатів дослідження сил інерції (рис. 1) – розділення внутрішнього об'єму цистерни на окремі секції майже не впливає на максимальне значення сили інерції у разі гальмування автопоїзда із сталим уповільненням, але при цьому частота коливань цієї сили є більшою. Пояснюється це тим, що сумарна маса рухомого вантажу трьох окремих секцій еквівалентна масі рухомої частини односекційної цистерни, але при цьому в менших секціях вантаж зустрічає більший опір своєму руху відносно тіла цистерни.

Щодо нормальної реакції опорної поверхні (рис. 2) – розділення цистерни на секції сприяє значному зменшенню коливання навантаження на передню вісь тягача. Пояснюється це тим, що центр мас рухомої частини вантажу односекційної цистерни піддається більшому переміщенню відносно осей автопоїзда, ніж центри мас в трьох окремих секціях через їх менший поздовжній розмір.

Після визначення сил інерції і нормальних реакцій опорної поверхні на осі автопоїзда розглянемо баланс поздовжніх сил в поздовжньому напрямку під час гальмування:

$$\sum P = \sum F_i \quad (2)$$

де  $\sum P$  – сума поздовжніх сил, що діють на автопоїзд;

$\sum F_i$  – сума сил інерції складових автопоїзда.

Розглянемо автопоїзд, що екстрено гальмує на рівній горизонтальній поверхні. Автопоїзд обладнаний системою антиблокування коліс та системою розподілення гальмівного зусилля, які дозволяють під час гальмування максимально (прийємо ідеально) використовувати силу зчеплення кожного колеса з опорною поверхнею.

Тоді:

$$\sum P = P_r + P_{ок} + P_{оп} \quad (3)$$

де  $P_r$  – сила гальмування;

$P_{ок}$  – сила опору коченню коліс;

$P_{он}$  – сила опору руху повітрям.

З точки зору вивчення динамічного впливу рідкого вантажу силами опору коченню коліс та опору руху повітрям можна знехтувати. Сила гальмування при прийнятих умовах:

$$P_f = Z_1\mu + Z_2\mu + Z_3\mu = (Z_1 + Z_2 + Z_3)\mu \quad (4)$$

де  $Z_1, Z_2$  – нормальні реакції опорної поверхні на передній та задній осях автомобіля-тягача, відповідно;

$Z_3$  – нормальна реакція опорної поверхні на візок напівпричепа;

$\mu$  – коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею.

Для випадку повністю заповненої цистерни (перевезення жорсткого вантажу), враховуючи (3 і 4), вираз (2) отримує такий вигляд:

$$(Z_1 + Z_2 + Z_3)\mu = \frac{(G+G_1+G_2)}{g}J, \quad (5)$$

де  $G, G_1, G_2$  – сила тяжіння, відповідно автомобіля-тягача, напівпричепа та вантажу.

Так як сума нормальних реакцій опорної поверхні на всі осі автопоїзда дорівнює силі тяжіння автопоїзда, то прискорення при екстремому гальмуванні повністю заповненої цистерни визначиться як :

$$J = g\mu \quad (6)$$

У випадку перевезення рідкого вантажу маса рухомої його частини не приймає участі в силі інерції автопоїзда повної мірою, оскільки продовжує рух із власним прискоренням, тобто вираз (4) набуває вигляду:

$$(Z_1 + Z_2 + Z_3)\mu = \left( \frac{G+G_1+G_2}{g} - m \cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}}t\right) \right) J \quad (7)$$

Уповільнення екстремого гальмування автопоїзда з рідким вантажем стає залежним від часу  $t$  з моменту початку гальмування і визначиться як:

$$J(t) = \frac{g\mu}{\frac{mg \cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}}t\right)}{1 - \frac{G+G_1+G_2}{g}}} \quad (8)$$

Аналіз виразів (5) та (8) показує, що уповільнення автопоїзда при перевезення рідкого вантажу з моменту початку гальмування буде більшим ніж уповільнення з жорстким вантажем до моменту, коли  $\cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}}t\right)$  не набуде значення  $\leq 0$ , що підтверджують графіки на рисунках 3, 4, 5, складені для автопоїзда із 20%, 50% та 80% ступенями наповнення цистерни. Графіки побудовані у вигляді залежності уповільнення від пройденого шляху гальмування  $J(S)$ .

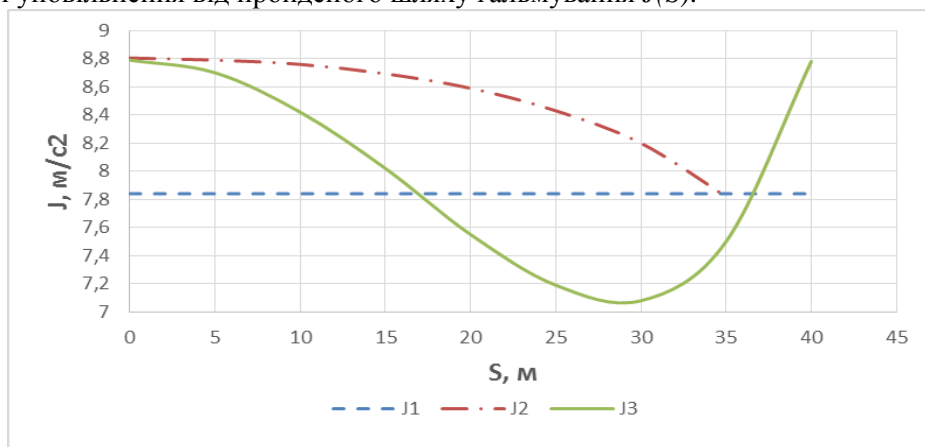


Рисунок 3 – Графік уповільнення автопоїзда в залежності від пройденого шляху гальмування із 20% ступенем заповнення цистерн:

$J1$  – гальмування автопоїзда з еквівалентним жорстким вантажем,



$J_2$  – гальмування автопоїзда з одnoseкційною цистерною,

$J_3$  – гальмування автопоїзда з трисекційною цистерною.

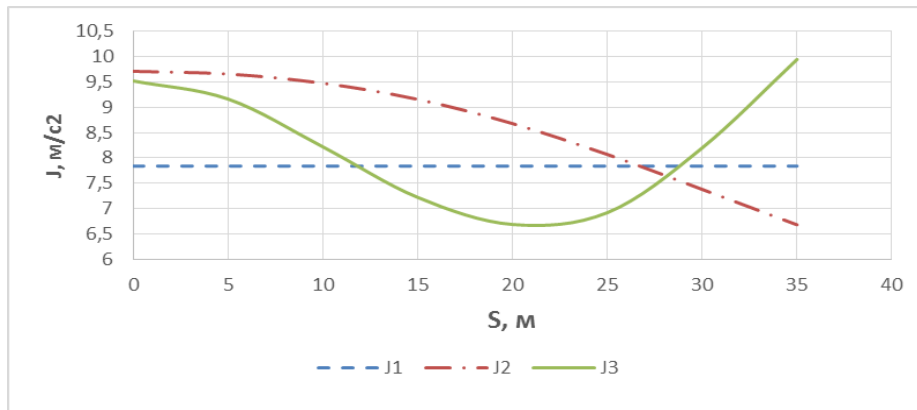


Рисунок 4 – Графік уповільнення автопоїзда в залежності від пройденого шляху гальмування із 50% ступенем заповнення цистерн:

$J_1$  – гальмування автопоїзда з еквівалентним жорстким вантажем,

$J_2$  – гальмування автопоїзда з одnoseкційною цистерною,

$J_3$  – гальмування автопоїзда з трисекційною цистерною.

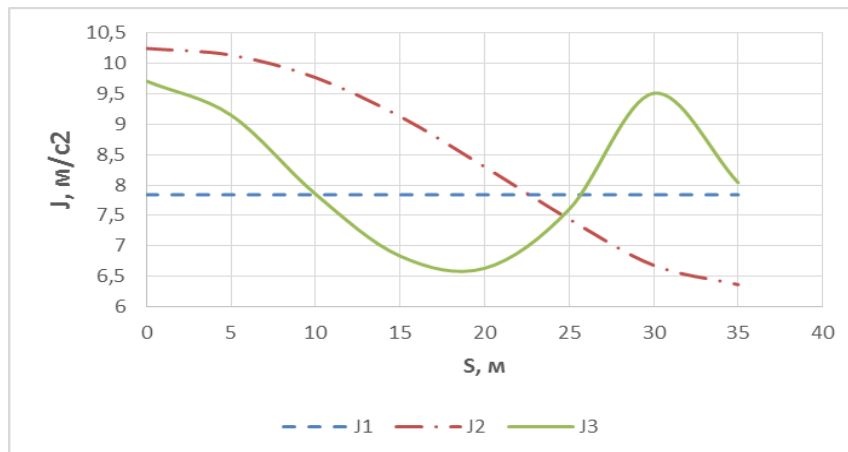


Рисунок 5 – Графік уповільнення автопоїзда в залежності від пройденого шляху гальмування із 80% ступенем заповнення цистерн:

$J_1$  – гальмування автопоїзда з еквівалентним жорстким вантажем,

$J_2$  – гальмування автопоїзда з одnoseкційною цистерною,

$J_3$  – гальмування автопоїзда з трисекційною цистерною.

Наведені графіки показують, що незалежно від ступеня наповнення цистерни, тобто маси вантажу, уповільнення автопоїзда з еквівалентним жорстким вантажем при прийнятих умовах відповідає виразу (8). У той же час для цистерни з рідким вантажем ступень наповнення впливає на значення уповільнення у початковий момент гальмування, і при цьому, чим більша маса рідкого вантажу – тим більше початкове уповільнення. Також на початок уповільнення впливає поділ цистерни на секції – початок гальмування одnoseкційної цистерни більш інтенсивний, ніж у трисекційної. Пояснити це можна тим, що у такий момент маса рідкого вантажу розподілена по осях автопоїзда повністю і, відповідно до виразу (6), прямопропорційно приймає участь у створенні сили гальмування  $P_r$ . А так, як частина рідкого вантажу деякий час продовжує вперед по ходу руху і уповільненню підлягає не вся маса автопоїзда повністю, то чим більша маса рухомої частини і більший простір для її руху – тим менша сила інерції автопоїзда (рис.1,2). Оскільки початковий момент гальмування відбувається при найбільшій швидкості руху, можна зробити припущення, що таке явище може мати призвести до зменшення гальмівного шляху автопоїзда.

Шлях гальмування автопоїзда визначиться як

$$S_{\tau} = \frac{v_0^2}{2j_{\text{ср}}} \quad (9)$$

З урахуванням (6) на рисунках 6-8 наведено діаграми гальмівного шляху автопоїзда з різними цистернами та різним ступенем наповнення

Аналіз діаграм показує, що рух рідини відносно цистерни призводить до зменшення гальмівного шляху, що підтверджує попередні припущення. Поділ цистерни на секції, як і ступень її заповнення також впливають на довжину шляху – найкоротший у автопоїзда з односекційною цистерною із 50% наповненням.

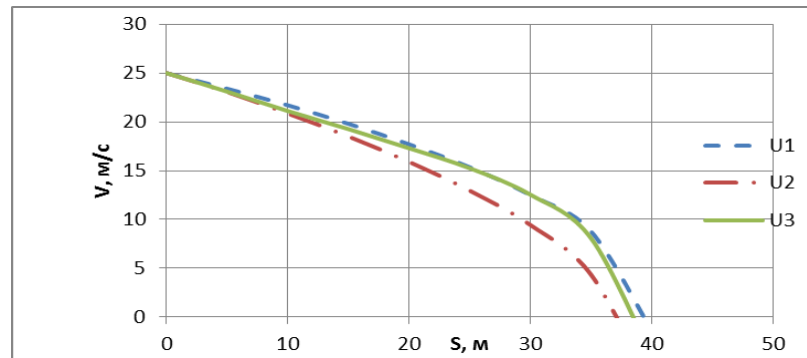


Рисунок 6 - Діаграми гальмівного шляху із 20% ступенем заповнення цистерн:

$U_1$  – відповідає гальмуванню з еквівалентним жорстким вантажем,

$U_2$  – відповідає гальмуванню з односекційною цистерною,

$U_3$  – відповідає гальмуванню з трисекційною цистерною.

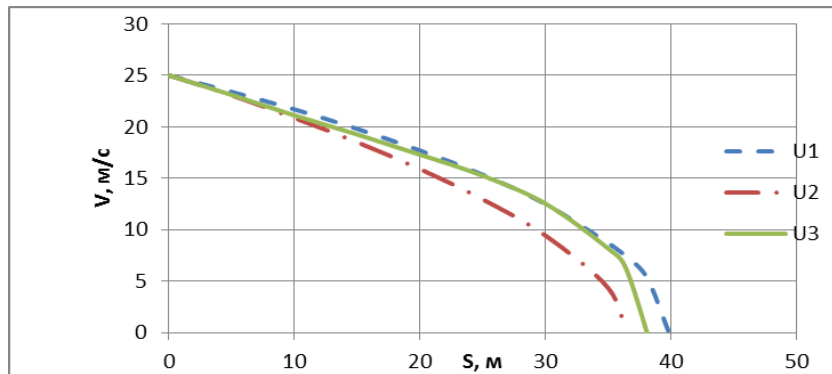


Рисунок 7 - Діаграми гальмівного шляху із 50% ступенем заповнення цистерн:

$U_1$  – відповідає гальмуванню з еквівалентним жорстким вантажем,

$U_2$  – відповідає гальмуванню з односекційною цистерною,

$U_3$  – відповідає гальмуванню з трисекційною цистерною.

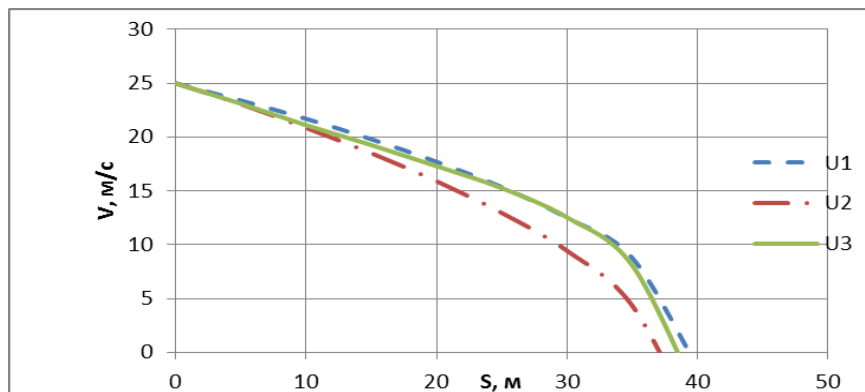


Рисунок 8 - Діаграми гальмівного шляху із 50% ступенем заповнення цистерн:

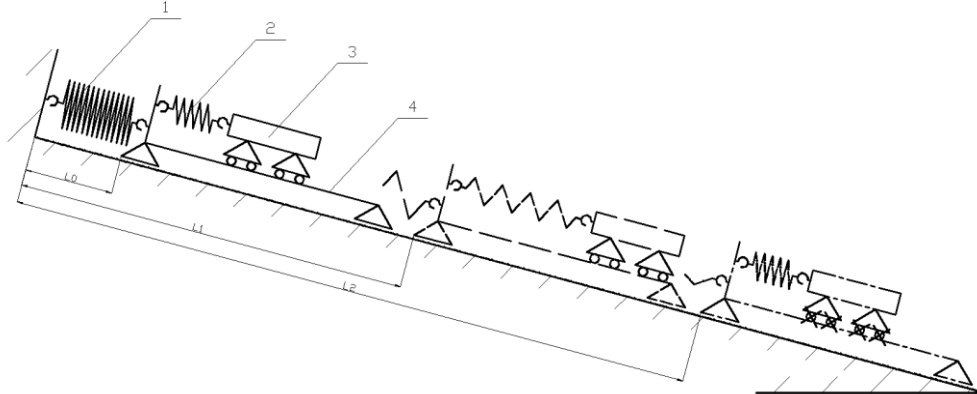
$U_1$  – відповідає гальмуванню з еквівалентним жорстким вантажем,

$U_2$  – відповідає гальмуванню з односекційною цистерною,

$U_3$  – відповідає гальмуванню з трисекційною цистерною.

Аналіз діаграм показує, що рух рідини відносно цистерни призводить до зменшення гальмівного шляху, що підтверджує попередні припущення. Поділ цистерни на секції, як і ступень її заповнення також впливають на довжину шляху – найкоротший у автопоїзда з односекційною цистерною із 50% наповненням.

Властивість системи з рухомих вантажем скорочувати гальмівний шлях підтверджується простим дослідом, який імітує гальмування транспортного засобу із заблокованими колесами. На похилу поверхню встановлюється рухома платформа 4 (рисунок 9), на якій за допомогою пружини 2 закріплюється вантаж 3. Вантаж має можливість рухатись вздовж платформи завдяки застосування рухливих шарнірів. Також рух вантажу відносно платформи можна заблокувати. Сама платформа підвішена на пружині 1 і рухається вздовж похилої поверхні на опорах тертя.



> x

Рисунок 9 – До визначення гальмівного шляху моделі транспортного засобу з рухомих та нерухомих вантажем:

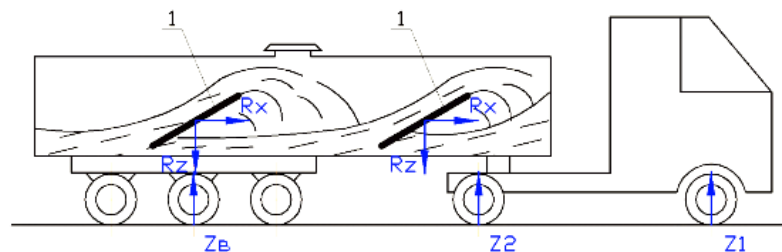
- 1 - пружина рухомих платформи,
- 2 – пружина вантажу,
- 3 – вантаж,
- 4 – рухома платформа.

Рухому платформу спускають з відстані  $L_0$  по черзі з рухомих та заблокованих вантажем. З рухомих вантажем платформа спускається на відстань  $L_1$ , із заблокованих - на відстань  $L_2$ . В результаті відстань  $L_2$  суттєво перевищує відстань  $L_1$ .

З точки зору збереження енергії скорочення гальмівного шляху в цьому випадку пояснюється тим, що частина сумарної кінетичної енергії системи з рухомих вантажем під час гальмування витрачається на подолання опору внутрішньому переміщенню вантажу.

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Слід зазначити, що математичні моделі, на основі яких побудовані діаграми, не враховують ефекту досягання вільної поверхні верхньої стінки цистерни, що призводить до зменшення  $Z_1 + Z_2 + Z_3$  та, відповідно, сили гальмування  $P_f$ . Це може призвести до висновку, що може існувати спосіб перетворити енергію переміщення рідини всередині цистерни на позитивний з точки зору гальмування ефект. Наприклад, якщо розташувати хвилерізи всередині цистерни з нахилом, як показано на рисунку 10.



—> x

Рисунок 10 - Схема переміщення рідини всередині цистерни для підвищення ефективності гальмівних показників автопоїзда з допомогою хвилерізів (поз.1), які розташовані під нахилом

При гальмуванні рідина, зміщуючись вперед, набігає на похилі хвилерізи цистерни, завдяки чому на них виникає реакція  $R$ . Вертикальна складова реакції  $R_z$  спрямована вниз, чим збільшує суму реакцій опорної поверхні  $Z_1 + Z_2 + Z_x$ , що, у свою чергу, збільшує гальмівну силу  $P_f$  і зменшує гальмівний шлях автопоїзда. Проте цей ефект потребує подальшого дослідження.

### ВИСНОВКИ

1. Визначені нормальні реакції опорної поверхні для різного ступеня заповнення цистерни і для автопоїзда з жорстким вантажем. При цьому показано, що переміщення рідкого вантажу в частково заповненій односекційній і трисекційній цистерні призводить до найбільшої зміни реакції для передньої осі автомобіля-тягача.
2. Розділення внутрішнього об'єму цистерни на окремі секції майже не впливає на максимальне значення сили інерції у разі гальмування автопоїзда із сталим уповільненням, але при цьому частота коливань цієї сили є більшою.
3. Показано, що для цистерни з рідким вантажем ступінь наповнення цистерни впливає на значення уповільнення у початковий момент гальмування. При цьому, чим більша маса рідкого вантажу – тим більше початкове уповільнення. Поділ цистерни на секції впливає на початок гальмування і для односекційної цистерни він більш інтенсивний, ніж у трисекційної.
4. Встановлено, що рух рідини відносно цистерни призводить до зменшення гальмівного шляху. Поділ цистерни на секції, як і ступінь її заповнення також впливають на довжину шляху – найкоротший у автопоїзда з односекційною цистерною із 50% наповненням.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Попелиш Д.М. До визначення поперечної стійкості автомобіля-цистерни // Вісник Національного транспортного університету. Серія «Технічні науки» Науковий журнал. Випуск 3(53), 2022. – С. 291-300 DOI: 10.33744/2308-6645-2022-3-53-291-300
2. Rakheja, S. and Wang, Z., Analysis of Braking Process of a Partially Filled Tractor Tank Semitrailer, Advances in Transportation Systems, CSME Forum SCGM, pp. 326-333, 1996
3. Ranganathan, R. and Ying, Y. S., Impact of Liquid Load Shift on the Braking Characteristics of Partially Filled Tank Vehicles, Vehicle System Dynamics, Vol. 26, pp. 223-240, 1996 ISSN: 0042-3114 EISSN: 1744-5159 Serial URL: <https://www.tandfonline.com/toc/nvsv20/current>
4. Ranganathan, R., Ying, Y. and Miles, J. B., Development of a Mechanical Analogy Model to Predict the Dynamic Behavior of Liquids in Partially Filled Tank Vehicles, SAE Paper No. 942307, 1994 <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/942307/>
5. Ibrahim, I. M., El-Nashar, M. A. and Younes, Y. K., Ride Behavior of Trucks Transporting Liquids, Heavy Vehicle Systems, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 5, NOS. 3/4, 1998, pp. 261-276, 1998 <http://dx.doi.org/10.1504/IJHVS.1998.054617>
6. Bogomaz, G. L., Markova, O. M. and Chernomashentseva, Y. G., Mathematical Modeling of Vibrations and Loading of Railway Tanks Taking into Account the Liquid Cargo Mobility, Vehicle System Dynamics, Vol. 30, pp. 285-294, 1998 ISSN: 0042-3114 EISSN: 1744-5159 Serial URL: <https://www.tandfonline.com/toc/nvsv20/current> <https://cyberleninka.ru/article/n/ustoychivost-pozharnoy-avtotsisterny-protiv-zanosy-pri-tormozhenii>
7. Сахно В.П. Автоматичне виявлення режиму гальмування автопоїзда з частково наповненою цистерною /В.П.Сахно, Д.М.Попелиш, С.М.Томчук//Науково-виробничий журнал Автошляховик України, 2020, №4. – С.33-39. DOI: 10.33868/0365-8392-2020-4-264-33-39
8. Сахно В.П. Огляд наукових досліджень щодо динамічного впливу рідини на рухомі резервуари, зокрема цистерни /В.П.Сахно, Д.М.Попелиш, С.М.Томчук//Науково-виробничий журнал Автошляховик України, 2020, №3. – С.12-15. DOI: 10.33868/0365-8392-2020-3-263-12-15 <https://cyberleninka.ru/article/n/dinamicheskaya-nagruzhennost-konstruktsii-tsisterny-pri-tormozhenii>
9. Xue-lian Zheng, Hao Zhang, Yuan-yuan Ren, Ze-hong Wei and Xi-gang Song. Rollover stability analysis of tank vehicles based on the solution of liquid sloshing in partially filled tanks//Advances in Mechanical Engineering 2017, Vol. 9(6) 1–26 DOI: 10.1177/1687814017703894
10. [Tran Van Nhu](#), [Nguyen Xuan Ngoc](#), [Vu Van Tan](#), [Dang Tien Phuc](#) Rollover stability analysis of liquid tank truck taking into account the road profiles//[Journal of Applied Engineering Science](#) 2022, vol. 20, br. 4, str. 1133-1142 DOI: [10.5937/jaes0-36578](https://doi.org/10.5937/jaes0-36578)
11. Глущенко В. В. Энергетический подход к оценке устойчивости автомобилей-цистерн против опрокидывания / В. В. Глущенко, Р. О. Кайдалов, М. А. Подригало, С. А. Соколовский

// Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. - 2015. - Вип. 2. - С. 32-38 [http://books.ndcngu.co.ua/statti\\_NDL\\_2/ZNP\\_1\\_2015\\_Podrigalo.pdf](http://books.ndcngu.co.ua/statti_NDL_2/ZNP_1_2015_Podrigalo.pdf)

12. Kang, X., Rakheja, S. and Stiharu, I., Directional dynamics of a partly-filled tank vehicle under braking and steering, SAE technical paper no.2000-01-3477 <https://doi.org/10.4271/2000-01-3477>

13. Кузнецов Р. М. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на стійкість руху триланкового причіпного автопоїзда / Р. М. Кузнецов, В. В. Лотиш, І. С. Мурований, В. П. Онищук // Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. – 2008. – № 7 (125). – С. 84-87.

14. Кравчук П. М. Нормування гальмівних властивостей колісних транспортних засобів в Україні / П. М. Кравчук, Р. Ю. Нілов, Ю. В. Бабін // Науково-виробничий журнал Автомобільний транспорт: У реаліях міжнародного права. – 2014. – № 2(238). – С. 8-10.

15. До стійкості автоцистерни в гальмівному режимі / Д.М. Попелиш, Ю.М. Селюк, С.М. Томчук// Автошляховик України. – 2019. -№1 (257) С.27-32.-doi:10.33868/0365-8392-2019-1-257-27-32

## REFERENCES

1. Popelysh D.M. Do vyznachennya poperechnoyi stiykosti avtomobilya-tsysterny //Visnyk Natsional'noho transportnoho universytetu. Seriya «Tekhnichni nauky» Naukovyy zhurnal. Vypusk3(53), 2022. – S. 291-300 DOI: 10.33744/2308-6645-2022-3-53-291-300

2. Rakheja, S. and Wang, Z-, Analysis of Braking Process of a Partially Filled Tractor Tank Semitrailer, Advances in Transportation Systems, CSME Forum SCGM, pp. 326-333, 1996

3. Ranganathan, R. and Ying, Y. S., Impact of Liquid Load Shift on the Braking Characteristics of Partially Filled Tank Vehicles, Vehicle System Dynamics, Vol. 26, pp. 223-240,1996 ISSN: 0042-3114 EISSN: 1744-5159 Serial URL: <https://www.tandfonline.com/toc/nvsv20/current>

4. Ranganathan, R., Ying, Y. and Miles, J. B., Development of a Mechanical Analogy Model to Predict the Dynamic Behavior of Liquids in Partially Filled Tank Vehicles, SAE Paper No. 942307, 1994 <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/942307/>

5. Ibrahim, I. M., El-Nashar, M. A. and Younes, Y. K., Ride Behavior of Trucks Transporting Liquids, Heavy Vehicle Systems, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 5, NOS. 3/4, 1998, pp. 261-276, 1998 <http://dx.doi.org/10.1504/IJHVS.1998.054617>

6. Bogomaz, G. L., Markova, O. M. and Chernomashentseva, Y. G., Mathematical Modeling of Vibrations and Loading of Railway Tanks Taking into Account the Liquid Cargo Mobility, Vehicle System Dynamics, Vol. 30, pp. 285-294, 1998 ISSN: 0042-3114 EISSN: 1744-5159 Serial URL: <https://www.tandfonline.com/toc/nvsv20/curren>

7. Sakhno V.P. Avtomatychnе vyjavlennia rezhymu rezhymu halmuvannia avtopoizda z chastkovo napovnenoiu tsysternoiu /V.P.Sakhno, D.M.Popelysh, S.M.Tomchuk//Naukovo-vyrobnychiy zhurnal Avtoshliakhovyk Ukrainy, 2020, №4. – S.33-39. DOI: 10.33868/0365-8392-2020-4-264-33-39

8. Sakhno V.P. Ohliad naukovykh doslidzen shchodo dynamichnoho vplyvu ridyny na rukhomi rezervuary, zokrema tsysterny /V.P.Sakhno, D.M.Popelysh, S.M.Tomchuk//Naukovo-vyrobnychiy zhurnal Avtoshliakhovyk Ukrainy, 2020, №3. – S.12-15. DOI: 10.33868/0365-8392-2020-3-263-12-15 <https://cyberleninka.ru/article/n/dinamicheskaya-nagruzhennost-konstruktsii-tsisterny-pri-tormozhenii>

9 Xue-lian Zheng, Hao Zhang, Yuan-yuan Ren, Ze-hong Wei and Xi-gang Song. Rollover stability analysis of tankvehicles based on the solution of liquidsloshing in partially filled tanks//Advances in Mechanical Engineering2017, Vol. 9(6) 1–26 DOI: 10.1177/1687814017703894

10. [Tran Van Nhu](#), [Nguyen Xuan Ngoc](#), [Vu Van Tan](#), [Dang Tien Phuc](#) Rollover stability analysis of liquid tank truck taking into account the road profiles//[Journal of Applied Engineering Science](#) 2022, vol. 20, br. 4, str. 1133-1142 DOI: [10.5937/jaes0-36578](https://doi.org/10.5937/jaes0-36578)

11. Hlushchenko V. V. Enerhetycheskyi podkhod k otsenke ustoichyvosty avtomobylei-tsystern protyv oprokudyvanyia / V. V. Hlushchenko, R. O. Kaidalov, M. A. Podryhalo, S. A. Sokolovskiy // Zbirnyk naukovykh prats Natsionalnoi akademii Natsionalnoi hvardii Ukrainy. - 2015. - Vyp. 2. - S. 32-38

12. Kang, X., Rakheja, S. and Stiharu, I., Directional dynamics of a partly-filled tank vehicle under braking and steering, SAE technical paper no.2000-01-3477 <https://doi.org/10.4271/2000-01-3477>

13. Kuznietsov R. M. Vplyv konstruktyvnykh i ekspluatatsiinykh faktoriv na stiiikist rukhu trylankovoho prychipnoho avtopoizda / R. M. Kuznietsov, V. V. Lotysh, I. S. Murovaniy, V. P. Onyshchuk // Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu imeni V.Dalia. – 2008. – № 7 (125). – S. 84-87.

14. Kravchuk P. M. Normuvannia halmivnykh vlastyvostei kolisnykh transportnykh zasobiv v Ukraini / P. M. Kravchuk, R. Yu. Nilov, Yu. V. Babin // Naukovo-vyrobnychiy zhurnal Avtomobilnyi transport: U realiakh mizhnarodnoho prava. – 2014. – № 2(238). – S. 8-10.

15. Do stiiikosti avtotsysterny v halmivnomu rezhymi / D.M. Popelysh, Yu.M. Seliuk, S.M. Tomchuk// Avtoshliakhovyk Ukrainy. – 2019. -№1 (257) S.27-32.-doi:10.33868/0365-8392-2019-1-257-27-32

**V. Sakhno, I. Murovani, V. Poljakov, D. Popelysh. To determine the braking properties of a vehicle with a partially full tank**

The increase in the volume of transportation and the expansion of the nomenclature of transported goods require the improvement of the structure and productivity of motor vehicles (ATZ). A significant reserve for improving the efficiency of the use of ATZ is an increase in the number of goods transported by road trains without a significant increase in their number on highways. This problem can be solved with the help of high-tonnage road trains, including multi-link ones. In this regard, one of the most important tasks is the need to provide such road trains with the required level of braking properties.

The paper shows that with a partially filled tank, the dynamic qualities of wheeled vehicles change due to large shifts in the center of mass of the cargo in the tank, which leads to additional loads acting on the structure of the tank, as well as a significant decrease in the stability, controllability and braking properties of vehicles, which are determined by the normal reactions of the support surface on its wheels (axles). The paper defines the normal reactions of the support surface for different levels of tank filling and for a road train with a rigid load. The division of the internal volume of the tank into separate sections almost does not affect the maximum value of the inertia force in the case of braking of a road train with constant deceleration, but at the same time the frequency of fluctuations of this force is greater. At the same time, the movement of the liquid relative to the tank leads to a reduction in the braking distance. The division of the tank into sections, as well as the degree of its filling, also affect the length of the journey - the shortest in a road train with a single-section tank with 50% filling.

**Key words:** road train, tank, degree of filling, sectionality of the tank, normal reaction, deceleration, braking distance

*САХНО Володимир Прохорович*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, Київ, Україна, e-mail: [sakhno@ntu.edu.ua](mailto:sakhno@ntu.edu.ua). <https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>

*МУРОВАНИЙ Ігор Сергійович*, кандидат технічних наук, доцент, декан факультету транспорту та механічної інженерії Луцького національного технічного університету, e-mail: [igor\\_intu@ukr.net](mailto:igor_intu@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0002-9749-980X>

*ПОЛЯКОВ Віктор Михайлович*, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри автомобілів, Національний транспортний університет, Київ, Україна, e-mail: [poljakov\\_2006@ukr.net](mailto:poljakov_2006@ukr.net), <https://orcid.org/0000-0001-7042-3066>

*ПОПЕЛИШ Денис Михайлович*, магістр, Національний транспортний університет, аспірант кафедри автомобілів. e-mail: [popelish@ukr.net](mailto:popelish@ukr.net), тел. +380677921408 <https://orcid.org/0000-0001-9506-6421>

*Volodymyr SAKHNO*, Doctor of Technical Science, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, Kyiv, Ukraine, e-mail: [sakhno@ntu.edu.ua](mailto:sakhno@ntu.edu.ua). <https://orcid.org/0000-0002-5144-7131>

*Igor MUROVANYI*, PhD. in Engineering, Assoc. Professor, Dean of the Faculty of Transport and Mechanical Engineering, Lutsk National Technical University, e-mail: [igor\\_intu@ukr.net](mailto:igor_intu@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0002-9749-980X>

*Victor POLJAKOV*, Ph.D. in Technical Science, associate professor, professor of Automobiles Department, National Transport University, Kyiv, Ukraine, e-mail: [poljakov\\_2006@ukr.net](mailto:poljakov_2006@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0001-7042-3066>

*Denis POPELYCH*, magistr of transport, National Transport University, postgraduate student of Automobiles Department, e-mail: [popelish@ukr.net](mailto:popelish@ukr.net), <https://orcid.org/0000-0001-9506-6421>

DOI 10.36910/automash.v1i20.1052

Свічинський С.В.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна***ОГЛЯД МОЖЛИВОСТЕЙ СУЧАСНИХ ПОСТАЧАЛЬНИКІВ ТРАНСПОРТНО-ЛОГІСТИЧНИХ ПОСЛУГ В ІНТЕГРОВАНІХ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМАХ**

На даний час логістика набула широкого розповсюдження у багатьох сферах бізнесу. Компанії почали розуміти, що на ринку споживача одним із способів досягнення переваг є формування добре функціонуючого ланцюга постачальників та якісне управління ним. Це створило попит на різного роду логістичні послуги, що привело до появи широкого кола логістичних посередників – постачальників транспортно-логістичних послуг, котрі забезпечують інтеграційні процеси у транспортних та сполучених з ними виробничих і складських системах. Кожен із таких постачальників має власний функціонал та забезпечує певний рівень сервісу, що дає компаніям-клієнтам гнучкість у виборі як рівня обслуговування, так і тарифів. За комплексом надаваних послуг логістичних посередників традиційно ділять на 1PL, 2PL, 3PL, 4PL та 5 PL, але наявність таких трендів, як цифровізація логістичних процесів, впровадження у них штучного інтелекту, Інтернету речей, розумних пристроїв спричинила появу таких концептуальних рівнів логістичних посередників, як 6PL, 7PL, 8PL, 9PL та 10PL, котрі поки не є реальністю, хоча приклади надання їх потенційно можливих послуг вже можна спостерігати на практиці. Окрім цього, існує модифікація класифікації PL-посередників, котра враховує види транспорту, задіяного у перевезеннях, поряд із хронологічним місцем логістичних процесів.

Така розвиненість ринку логістичних послуг подекуди призводить до труднощів у виборі логістичного посередника. На цей вибір впливає багато взаємопов'язаних факторів, серед яких обізнаність та чітке розуміння функціоналу посередника. В даній роботі представлений аналіз можливостей сучасних постачальників транспортно-логістичних послуг та їх класифікація. Результати даного аналізу полегшать компаніям-клієнтам ідентифікувати тип постачальника та зробити обґрунтований вибір залежно від своїх потреб.

**Ключові слова:** логістика, логістичні послуги, транспортне обслуговування, PL-провайдери, інтеграція транспортних систем

**ВСТУП**

У теперішній час більшість підприємств усвідомлює, що створення надійного логістичного ланцюга та якісне управління ним є однією із запорок підвищення конкурентних переваг, якості продукції і послуг, збільшення прибутку та частки ринку. Ефективний інструментарій для цього можна знайти серед моделей і методів, що застосовуються практиками та теоретиками в рамках концепції управління ланцюгами постачальників (Supply Chain Management – SCM), котра базується на принципах взаємодії, синхронізації бізнес-процесів планування і управління на основі єдиних інформаційних каналів з постачальниками та клієнтами по всьому логістичному ланцюгу. При цьому управління ланцюгом постачальників можна трактувати як інтеграцію ключових логістичних бізнес-процесів, що починаються від кінцевого користувача та охоплюють всіх постачальників товарів, послуг та інформації, що додають вартість для споживачів [1].

Дане визначення дозволяє зрозуміти, що у наші дні природним є те, що до логістичного ланцюга можуть входити багато учасників ринку, котрі виконують власні функції та інтегруються у цілісну систему заради якісного задоволення потреб клієнта та отримання прибутку.

На сьогоднішній день вже з'явилися логістичні оператори, котрі можуть надавати послуги зі складування, управління запасами, вантажопереробки, пакування та маркування, транспортування, митного оформлення, тощо. У західній літературі постачальники транспортно-логістичних послуг класифікуються у відповідності до переліку послуг, доступних для надання, та називаються PL-провайдерами (операторами, посередниками) різних рівнів (PL є скороченням від англ. Party Logistics – наприклад, 3PL є скороченням від Third Party Logistics, що перекладається як «логістика третьої сторони»).

Тут варто розуміти, що вибір подібних посередників для включення у логістичний ланцюг або для створення такого ланцюга повинен базуватись на якомога чіткішому уявленні замовника про перелік послуг PL-провайдера та рівень обслуговування, який він здатен забезпечити. Через це актуальним є завдання аналізу можливостей сучасних постачальників транспортно-логістичних послуг, адже навіть станом на тепер продовжуються дискусії щодо того, які PL-провайдери існують, а які залишаються концептуальними та очікуються до появи у майбутньому.

## АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Ринок як товарів, так і послуг вже давно перестав бути ринком виробника та став ринком споживача, орієнтованим на повне, своєчасне та якісне задоволення його потреб. Це стосується і ринку логістичних послуг з великою кількістю операторів, інформація про перелік послуг яких потребує систематизації [2].

За комплексом надаваних послуг логістичних операторів традиційно ділять на 1PL, 2PL, 3PL, 4PL та подекуди 5 PL [3-6].

1PL – First Party Logistics, або логістика першої сторони – у іноземних джерелах може називатися «Self-Logistics» (Самостійна логістика) або «Shipper» (Відправник). Зазвичай під подібними операторами розуміються компанії (виробники) або торговці, які своїми силами забезпечують перевезення та зберігання власної продукції. Для цього подібні учасники ринку зазвичай мають власний рухомий склад та складські потужності [3, 5-7]. Є джерела, які стверджують, що подібні оператори були характерні для періоду 1970-1980 рр.[6], але їх наявність на вітчизняному ринку у теперішній час свідчить скоріше про відношення авторів до західного конкурентного середовища, де аутсорсинг логістичних послуг почав поширюватися досить давно і наразі знаходиться на рівні, вищому за вітчизняний. Окрім цього, деякі інформаційні ресурси асоціюють постачальників 1PL з оперуванням в локальному (достатньо малому) регіоні та спеціалізацією на певних товарах та способах доставки [8, 9]. Не дивлячись на це, спільними у багатьох джерелах є приклади 1PL-операторів – ними можна вважати відділи логістики або організації перевезень у виробничих компаніях, перевізників, портових та складських операторів і т.п. [3, 5-7].

2PL (Second Party Logistics) є оператором, який у західних джерелах ще зветься «Traditional Transportation Provider» (Традиційний постачальник транспортних послуг) або «Carrier» (Перевізник). У цьому випадку зазвичай мається на увазі транспортний перевізник, який наймається для виконання чітко визначеної задачі, при чому організація та контроль перевезення залишаються за замовником (виробником чи торговцем). Подібні взаємовідносини між клієнтом та 2PL-оператором часто є короткостроковими, і останній лише виконує поставлені інструкції. 2PL можуть залучатися на різних ділянках ланцюга постачань («виробництво – склад», «склад – торгова точка», «транспорт – транспорт» при доставці вантажів до магістральних видів транспорту, тощо). Рідше послуги 2PL можуть включати просте зберігання [3-5, 7]. Також варто зазначити, що іноді 2PL-операторів пов'язують з такими, що провадять свою діяльність на національному рівні, і, окрім транспортування, можуть торкатися вирішення експедиторських питань, залучати для виконання завдань замовника навантажувально-розвантажувальну техніку і склади [8, 9].

3PL (Third Party Logistics) у англійських джерелах ще називаються «Integrated Logistics Service Provider» (Постачальник інтегрованих логістичних послуг) або просто «Logistics Service Provider» (Постачальник логістичних послуг). Вважається, що такі оператори є найбільш розповсюдженим видом суб'єктів, що забезпечують аутсорсинг логістики компанії-клієнта, та початкового рівня інтеграторами логістичного ланцюга. До послуг 3PL-операторів входять транспортування (в т.ч. кур'єрська доставка, відправка та отримання вантажів), зберігання, управління запасами, експедирування (в т.ч. консолідація та розукрупнення відправлень), трекінг (відстежування фізичних операцій з вантажем під час доставки), тресінг (відстежування адміністративних подій під час доставки), крос-докінг, пакування, маркування, брокерські і IT-послуги та іноді – кастомізація одиниць вантажу (часткове збирання комплектуючих, привласнення артикулів і т.д.) і «зворотна» логістика (повернення товарів). Користування послугами 3PL-оператора зазвичай означає його певну інтеграцію до діяльності компанії-клієнта і дозволяє останній частково або повністю віддати на аутсорсинг логістичні операції.

За даними досліджень [3, 10] виділяються чотири категорії 3PL-операторів:

- Standard 3PL Provider (Стандартний 3PL-провайдер) – такий, який забезпечує виконання лише базових логістичних функцій (консолідація та розукрупнення відправлень, складування, розподіл продукції). Для більшості з цих провайдерів 3PL-функції не є головним напрямком їхньої діяльності;

- Service Developer (Провайдер, що розвиває послуги) – здатен запропонувати клієнтам виконання таких передових логістичних послуг з високою доданою вартістю, як трекінг, тресінг, крос-докінг, особливе пакування, розробка системи інформаційної безпеки при управлінні ланцюгом постачань. У подібних 3PL-провайдерів наявна цілісна ґрунтова IT-база та спрямованість на економію ресурсів за рахунок використання ефекту масштабу виробництва (в т.ч. послуг) та ефекту охоплення, коли збільшення виробництва товарів або послуг супроводжується створенням нових продуктів та напрямків діяльності;



- Customer Adapter (Провайдер, що адаптується під клієнта) – здатен взяти в управління логістичну діяльність замовника, істотно підвищуючи її ефективність. При цьому в задачі такого типу 3PL-провайдерів не входить розробка нових ланок логістичного ланцюга чи нових послуг для замовника. Зазвичай клієнтська база таких провайдерів є досить малою;

- Customer Developer (Клієнтський розробник) – такий тип 3PL-провайдерів, які здатні інтегруватися у бізнес-процеси компанії-замовника та повністю взяти на себе всі логістичні функції. Такі провайдери зазвичай мають лише декілька клієнтів та надають їм розширений перелік послуг.

Контракти з 3PL-операторами, як правило, є довгостроковими і, судячи з описаних можливостей, передбачають адаптацію переліку послуг під потреби клієнта і з урахуванням ринкових умов [3].

4PL (Fourth Party Logistics) у зарубіжній літературі ще може називатися «Supply Chain Overseer» (Керівник ланцюга поставок) або «High Level Logistics & IT Consulting» (Логістичний та IT-консалтинг високого рівня). Подібні оператори є самостійними інтеграторами без власних матеріальних активів та поєднують ресурси, потенціал та технології своєї та інших компаній, включаючи 3PL-операторів, для того, щоб побудувати та запустити логістичний ланцюг. На відміну від 3PL-операторів, при задіянні яких компанія-клієнт все ще залучена до менеджменту та операційної діяльності ланцюга постачань, 4PL-оператори повністю та всебічно керують ланцюгом. Даного типу постачальник логістичних послуг може представляти собою консалтингову фірму, що пропонує логістичні рішення, а саме варіанти транспортування та управління ланцюгом постачань із відданням на аутсорсинг організаційних та виконавчих функцій операторам нижчих рівнів (1PL, 2 PL, 3PL), котрі в ідеальному випадку поєднані системою EDI (Electronic Data Interchange – електронний обмін даними). Таким чином, компанії-клієнту, окрім послуг 3PL-операторів, додатково можуть бути надані послуги з проектного менеджменту, пошуку ресурсів для задоволення потреб, узгодження договірних відносин, розробки логістичних стратегій, аналітики логістичних процесів, неупередженого аналізу логістичних рішень [3-5, 7, 11].

5PL (Fifth Party Logistics) – серед західних вчених та практиків ще ототожнюється з поняттями «Solution Optimization Services» (Послуги з оптимізації рішень) або «Consulting for the High Level Logistics & IT Consultants» (Консалтинг з логістики високого рівня та IT-консультант), чи іноді «Logistics Aggregator» (Логістичний агрегатор). Оператори даного рівня розробляють комплексні рішення, що охоплюють весь ланцюг постачань від його початку і до самого кінця, а також займаються агрегуванням попиту від 3PL-провайдерів з метою відшукування найкращих варіантів вирішення логістичних задач при найефективнішому використанні ресурсів та мінімумі витрат з урахуванням впливу на довкілля (наприклад, узгодження найбільш вигідних тарифних ставок з компаніями-перевізниками у різних видах транспорту). Зазначене агрегування відбувається із застосуванням найбільш передових логістичних та IT-технологій, котрі дозволяють відстежувати події у ланцюгах постачань у режимі реального часу. Фокус на таких технологіях робить послуги 5PL-операторів привабливими для тих компаній, які планують перехід від ланцюга постачань до мережі постачань (supply network). Часто діяльність операторів даного рівня асоціюється з електронною комерцією (e-commerce, e-business) [3-5, 7, 11]. До прикладів виконання функцій подібних операторів можна віднести діяльність таких зарубіжних компаній, як Amazon, AliExpress, e-Bay і вітчизняних Rozetka, Prom та подібних.

Варто зазначити, що іноді 4PL- та 5PL-операторів згадують як поєднану категорію через їх практично повний контроль над ланцюгом постачань компанії-клієнта та певну складність у проведенні чіткої межі між ними [8, 9].

Для кращого розуміння різниці між вищеописаними операторами її можна проілюструвати за допомогою рис. 1, який було адаптовано із джерела [4].

Стосовно подальшого розвитку можливостей PL-провайдерів варто зазначити, що воно пов'язується з поступовим впровадженням у логістичні процеси технологій, заснованих на штучному інтелекті (Artificial Intelligence – AI), Інтернеті речей, розумних пристроях («intelligent edge») [12-14]. Доволі високі темпи поширення застосування штучного інтелекту (ШІ) у повсякденному житті вказують на високу ймовірність розширення його використання і у логістиці. Причинами так вважати є те, що згідно зі звітом «State of Artificial Intelligence for Enterprises» (Стан штучного інтелекту для підприємств) [15] ланцюг постачань є однією із галузей, де застосування ШІ вже сьогодні суттєво підвищує прибутки. Зараз ШІ задіяний у автоматизації типових повторюваних задач, функціонуванні автоматизовано керованих транспортних засобів, навантажувачів, безпілотних візків, роботів-

сортувальників, тощо [16]. До потенційних напрямків розширеного та нового застосування ШІ наразі відносять:

- відстежування, збір, аналіз, перевірка та чистка даних;
- виявлення аномалій у певних логістичних процесах з метою встановлення факторів зниження ефективності;
- прогнозування попиту на продукцію;
- прогнозування моментів (періодів) сервісного обслуговування обладнання та транспортних засобів;
- впровадження інтерактивних чат-ботів;
- взаємодія між логістичними провайдерами та замовниками;
- обробка природньої мови (Natural Language Processing – NLP) для зменшення мовного бар'єру між замовниками та постачальниками;
- управління запасами;
- інспектування пошкоджень одиниць вантажу;
- вибір постачальників;
- трекінг відправлень;
- застосування смарт-роботів та автономних транспортних засобів у складських операціях;
- доставка за допомогою дронів;
- формування превентивних керуючих впливів на певних ділянках просування матеріалопотоку [12, 16].

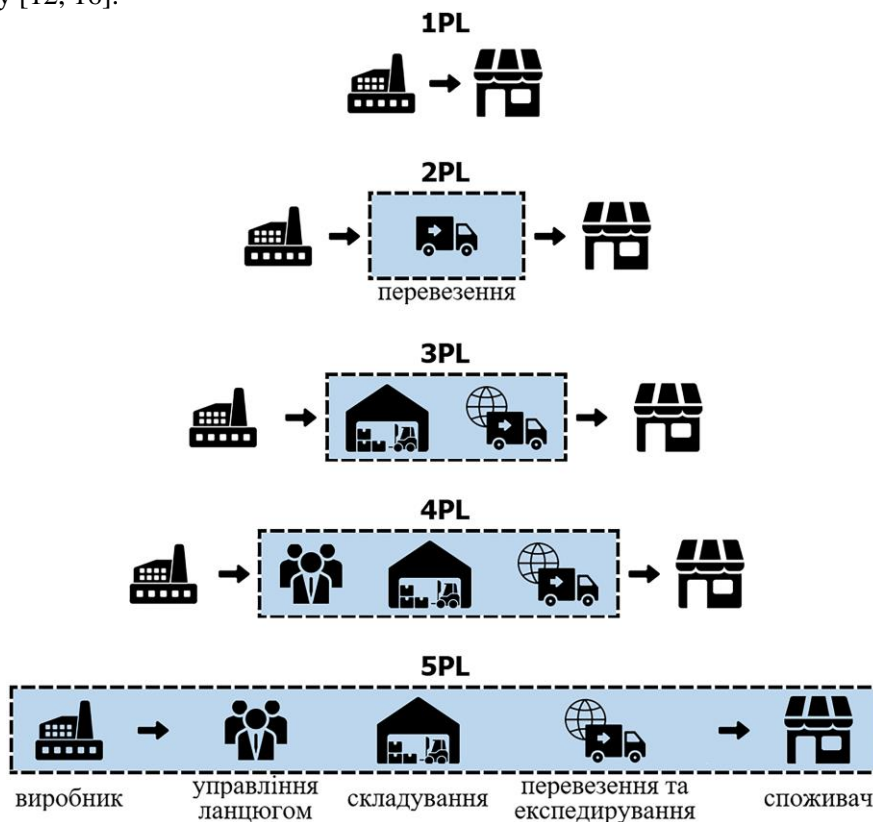


Рисунок 1 – Функціональні можливості логістичних операторів 1PL-5PL [4]

При наявності таких трендів на сьогоднішній день виділяються концептуальні рівні постачальників логістичних послуг в інтегрованих транспортних системах – від 6PL до 10PL – котрі поки не є реальністю, хоча приклади надання їх потенційно можливих послуг вже можна спостерігати на практиці.

Стосовно 6PL (Sixth Party Logistics) варто зазначити, що існують дві точки зору на їх функціонал:

- згідно з однією оператори даного типу концентруватимуться на застосуванні штучного інтелекту для агрегування та аналізу великих масивів даних на одних ланках ланцюга постачань задля виробітки інструкцій до дій на наступних. Ланцюг постачання, керований 6PL-оператором,

буде повністю інтегрованим, а управління і контроль його функціонування будуть частково автоматизовані із залученням ШІ [4, 5, 13];

- відповідно до іншої 6PL-оператор буде покликаний допомогти логістичній індустрії впровадити екологічно дружнє управління ланцюгом постачань та сформувавати та імплементувати стратегію сталого розвитку. Концепція діяльності даного оператора відповідатиме поняттям «Sustainable Logistics Systems Management» (Управління сталими логістичними системами) та «Lead Sustainability Service Provider» (Провідний постачальник послуг зі сталого розвитку). Очікується, що оператор оцінюватиме ланки ланцюга постачань з точки зору використовуваних на них ресурсах та їх відновлюваності. Також до уваги будуть братись питання рівності у логістичних ланцюгах. Подібні постачальники будуть корисними для таких об'єднань та мереж, як «B Corp», «B Lab», «Sistema B» та «B Global Network» [17], зосереджених на просуванні впровадження високих стандартів соціальної та екологічної відповідальності бізнесу, рівного доступу до нього та його інклюзивності [3, 7, 17].

Для опису функціоналу оператора типу 7PL (Seventh Party Logistics) використовуються вирази «Autonomous Competitor Created to Test Alternative Supply Chain Strategies» (Автономний оператор, створений для тестування альтернативних стратегій ланцюгів постачань) та «Turnkey Solution Provider» (Постачальник рішень «під ключ»). Це означає, що оператор забезпечить клієнта послугами, які надаються 3PL- та 4PL-провайдерами (3PL + 4P = 7PL). Відповідно, подібного роду постачальник логістичних послуг, окрім менеджменту логістичного ланцюга, матиме матеріальні активи (наприклад, рухомий склад, складські площі) для організації та безпосереднього виконання логістичних операцій (транспортування, складування, тощо). Як результат, замість взаємодії з декількома компаніями для отримання різних логістичних послуг (наприклад, керування вхідним, вихідним матеріальним потоком, складування, тощо) клієнт зможе укласти угоду з однією компанією за концепцією «один контракт – один рахунок» [3, 5, 7, 11, 13, 18].

Наступні три рівні логістичних операторів вже відбивають погляди деяких учасників логістичного ринку стосовно того, що ще можна зробити у галузі логістики [7, 13, 14, 18].

Так, відповідно до [18] оператор 8PL (Eighth Party Logistics) буде називатися «Super Committee Created to Analyse Competitor's Results», тобто являтиме собою Наглядову комісію, створену для аналізу результатів діяльності учасників ринку. Група експертів або компаній з відповідним профілем діяльності, що входитимуть до такої Комісії, буде досліджувати галузеві рішення (практики) та пропонувати їх застосування у галузі логістики.

Діяльність операторів 9PL (Ninth Party Logistics) відповідатиме поняттю «Crowd-Sourced Managed Logistics Strategy» (Стратегія керованої логістики на основі краудсорсингу). Очікується, що метою даних суб'єктів логістичного ринку буде відшукання краудсорсингових рішень для здійснення доставки «останньої милі» (краудсорсинг – залучення до рішення певних задач широкого кола учасників з використанням інформаційних технологій (інтернету) [19]). У логістиці прикладами застосування краудсорсингу можна вважати рішення з доставки, пропонувані компаніями Doordash, Lyft, Glovo, Rocket та подібними, тож 9PL-операторів вже зараз можна віднести до не такої далекої перспективи [13, 18].

Оператори 10PL (Tenth Party Logistics) діятимуть за моделлю «Supply Chain Becomes Self Aware and Runs Itself» (Ланцюг поставок стає самосвідомим і працює автономно), тобто очікується, що логістичний ланцюг стає повністю самосвідомим і керуватиме собою за допомогою штучного інтелекту [13, 18]. Є приклад, коли у своєму прес-релізі [20] міжнародна експедиційна компанія Dedola Global Logistics позиціонувала себе як постачальника рівня 10PL, але згідно з думкою певних науковців це є скоріше маркетинговим ходом [13]. В додаток до цього, не було знайдено всіх ознак відповідності цієї компанії наведеному на початку даного абзацу опису 10PL-оператора.

Альтернативною до вищевикладеної є класифікація постачальників транспортно-логістичних послуг, розроблена міжнародною консалтингово-аудиторською компанією Deloitte. Згідно зі звітом компанії «Transportation Management System Compass: Navigate to a Transparent Transportation Market» (Компас системи управління транспортом: Шлях до прозорого ринку перевезень) [21] постачальників послуг пропонується класифікувати за концепцією 1PL-4PL, доповненою врахуванням виду транспорту (в т.ч. по ознакам магістрального та підвізного), хронологічного місця логістичного процесу та рівня потреб у системі TMS (Transportation Management System – система управління перевезеннями). Дана класифікація містить 12 PL-рівнів, опис яких наведений у таблиці 1.

#### **ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Діяльність PL-операторів вищеописаних видів заслуговує уваги та моніторингу, адже вона досліджувалася мало, в той час як ринок логістичних послуг був і залишається доволі динамічним.

Окрім цього, термінологія, що використовується вітчизняними та західними дослідниками для позначення операторів з різними переліками послуг, доволі різноманітна, і в намаганнях її узагальнити подекуди виникають непорозуміння стосовно того, який саме суб'єкт господарювання мається на увазі при вживанні того чи іншого терміну [2].

Метою даної статті є подолання подібної ситуації шляхом якомога детальнішого аналізу класифікації та можливостей сучасних постачальників транспортно-логістичних послуг в інтегрованих транспортних системах.

Таблиця 1 – 12 рівнів постачальників логістичних послуг згідно з класифікацією Deloitte [21]

PL-група	PL-рівень	Визначення
Продавці або Покупці	1PL-вантажовідправники, 1PL-вантажодержувачі	Компанії, які виробляють товари і хочуть їх відправити. Компанії, які наймають експедиторів, як правило, для організації перевезення. Здебільшого такі компанії є експортерами та (або) імпортерами товарів.
	1PL-роздрібний торговець, 1PL-оптовий торговець	Компанії, основною діяльністю котрих є торгівля товарами.
Постачальники логістичних послуг за контрактом	3PL-постачальники послуг з логістики та складування за контрактом	Компанії, які пропонують послуги з координації складування та розподілу продукції, а також послуги з доданою вартістю.
Експедитори	Внутрішні (вітчизняні) 2PL-експедитори	Компанії, які не володіють рухомим складом (вантажівками) та організують перевезення для вантажовідправників та вантажодержувачів і залучають перевізників для здійснення цих перевезень.
	Транскордонні (міжнародні) 2PL-експедитори	Компанії, які організують перевезення для вантажовідправників та вантажодержувачів і залучають перевізників для здійснення цих перевезень
Перевізники	1PL-фірми автоперевізники	Вантажні автомобільні перевізники які мають рухомий склад та водіїв (повністю або частково).
	1PL-морські перевізники (лінії)	Перевізники, які мають у розпорядженні власні, лізингові або зафрахтовані судна та мають власних (або здатні найняти сторонніх) капітанів.
	1PL-авіаперевізники (авіалінії)	Перевізники, які мають у розпорядженні власні, лізингові або чартерні літаки та мають власних (або здатні найняти сторонніх) пілотів.
	1PL-залізничні перевізники (компанії)	Перевізники, які мають власні, лізингові або зафрахтовані поїзди та мають власних (або здатні найняти сторонніх) машиністів та начальників.
	1PL-річкові перевізники	Перевізники, які мають у розпорядженні власні, лізингові або зафрахтовані судна (в т.ч. баржі) та мають власних (або здатні найняти сторонніх) капітанів.
	1PL-служба доставки (кур'єрська служба)	Перевізники, які мають у розпорядженні власні, лізингові або чартерні літаки та мають власний (або здатні найняти сторонній) персонал.
Постачальники комплексних послуг з організації ланцюга постачань	4PL-провідні логістичні провайдери	Компанії, які пропонують контроль ланцюга постачань, що включає декількох перевізників, експедиторів, брокерів, постачальників і вантажовідправників. Серед основних напрямків діяльності мають збір даних про відправлення.

## РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Як видно з проведеного аналізу, найбільш розповсюдженою ознакою класифікації логістичних операторів є комплексність послуг, менш поширеними – географія діяльності, а також вид транспорту у поєднанні із хронологічним місцем процесів, що організуються, виконуються або контролюються оператором [2, 21].

Проведений огляд можливостей сучасних логістичних операторів в інтегрованих транспортних, виробничих та складських системах дозволив встановити, що кожному з них

властивий власний функціонал, інформація про який була систематизована в ході дослідження. Це забезпечує компаніям-клієнтам можливість свідомо обрати саме того оператора, який їм потрібен, та отримати належний рівень сервісу за відповідною ціною.

### **ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Звернення до різного роду логістичних операторів стає все більш розповсюдженою практикою, оскільки дозволяє компаніям зосередитися на основній діяльності (ключових компетенціях) та інвестувати в інші перспективні напрямки бізнесу. При цьому виконання логістичних операцій спеціалізованими операторами надає компаніям-клієнтам ряд переваг, серед яких:

- зменшення вартості та часу обробки замовлення;
- зниження ціни на окремі логістичні послуги (за рахунок наявності у операторів контактів та зв'язків з виконавцями послуг);
- скорочення закупівельних та виробничих витрат, витрат на управління запасами;
- забезпечення належного рівня обслуговування клієнтури;
- скорочення часу виходу на ринок;
- підвищення прибутків;
- вирішення проблемних питань логістичного обслуговування;
- зниження ризиків;
- отримання досвіду та ін.

### **ВИСНОВКИ**

Існуючі логістичні оператори здатні надати доволі широкий спектр послуг, котрі дозволяють охопити всі ділянки ланцюга постачань – організувати, виконати та проконтролювати перевезення, координувати керувати постачаннями, забезпечити виробничі та складські операції, розподіл продукції, взаємодію зі споживачами та іншими логістичними посередниками.

Для забезпечення аутсорсингу логістики компаніям вже сьогодні доступні PL-провайдери високого рівня професіоналізму. Проведені аналіз та систематизація їх можливостей полегшить науковцям та студентам диференціювати логістичних операторів у дослідницьких та практичних цілях, суб'єктам господарювання – ідентифікувати тип та вибрати потрібного оператора, а самим операторам – визначитись із напрямками підвищення рівня сервісу.

### **ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ**

1. Чухрай Н.І. Оцінювання функціонування ланцюга поставок : сутність та концептуальні підходи. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка»: Менеджмент та підприємництво в Україні: етапи становлення і проблеми розвитку*. 2009. № 647. С. 276–285. URL: <https://ena.lpnu.ua/handle/ntb/2754>.
2. Григорак М.Ю. Інтелектуалізація ринку логістичних послуг: концепція, методологія, компетентність: монографія. К.: Сік Груп Україна, 2017. 513 с.
3. Logistics & Supply Chain Strategies: What is 1PL, 2PL, 3PL, 4PL, 5PL, 6PL, 7PL, 8PL, 9PL and 10PL!? : DIZA Logistics web-site. URL: <https://dizalogistics.wordpress.com/2017/08/24/diza-blogs/> (Last accessed 14.02.2023).
4. 1PL 2PL 3PL 4PL 5PL 6PL – The Advancement of Party Logistics : AK Logistics and Supply Chain – A. Kennedy web-site. URL: <https://aklogisticsandsupplychain.com/2020/03/02/1pl-2pl-3pl-4pl-5pl-6pl-the-advancement-of-party-logistics/> (Last accessed 14.02.2023)
5. 1PL to 10PL – Understanding the Various Models of Logistics Service Providers : Shiprocket website. URL: [https://www.shiprocket.in/blog/1pl-to-10pl-understanding-logistics-service-providers/#3PL\\_Logistics\\_Service\\_Provider](https://www.shiprocket.in/blog/1pl-to-10pl-understanding-logistics-service-providers/#3PL_Logistics_Service_Provider) (Last accessed 14.02.2023).
6. Гапчак Т.Г., Мельник О.М. Розвиток сучасних форм логістичних операторів. *Будецеюте въпроси от света на науката* : Матеріали за 7-а міжнародна научна практична конференція (Софія, 17-25 декември, 2011). Софія: «Бял ГРАД-БГ», 2011. Том 12 «Ікономики». ID 4191. URL: <http://repository.vsaou.org/getfile.php/4191.pdf>.
7. 3PL, 4PL, and 5PL Explained : Red Stag Fulfillment web-site. URL: <https://redstagfulfillment.com/3pl-4pl-5pl-explained/> (Last accessed 14.02.2023).
8. Кто такие PL-операторы в логистике : официальный сайт транспортной компании Topcargo. URL: <https://topcargo.ua/kto-takie-pl-operator-v-logistike/> (дата звернення 14.02.2023).
9. Кто такі PL-оператори в логістиці? : офіційний сайт компанії Fialan. URL: <https://fialan.ua/ua/news/vagno-znat/khto-taki-pl-operatori-v-logistitsi/> (дата звернення 14.02.2023).
10. Hertz S., Alfredsson M. Strategic development of third party logistics providers. *Industrial Marketing Management*. 2003. 32(2). P. 139–149. [https://doi.org/10.1016/S0019-8501\(02\)00228-6](https://doi.org/10.1016/S0019-8501(02)00228-6).

11. 4PL, 7PL, 9PL : MBA, BBA, B.COM Notes at THEINTACTONE.COM. URL: <https://theintactone.com/2019/02/09/scmib-u3-topic-2-4pl-7pl-9pl/> (Last accessed 14.02.2023).
12. The Future of the Supply Chain: Emerging Trends and Innovations : Supply Chain Technology News. URL: <https://supplychaintechnews.com/index.php/technology/the-future-of-the-supply-chain-emerging-trends-and-innovations> (Last accessed 14.02.2023).
13. Колодізева Т.О. Еволюція постачальників логістичного сервісу: проблеми теорії та практики. Сучасні проблеми управління підприємствами: теорія та практика : матеріали міжнар. наук.-практ. конф. (м. Харків, м. Торунь, 18-19 березня 2019 р.) Харків: ХНЕУ ім. С. Кузнеця. URL: <https://scholar.google.com.ua/scholar?oi=bibs&cluster=1086421694166831151&btnI=1&hl=ru>.
14. Гринюк Н.А., Спірідонов Д.С. Теоретичні підходи до функціонування міжнародних логістичних систем. *Економіка та держава*. 2021. № 12. с. 130–134. <https://doi.org/10.32702/2306-6806.2021.12.130>.
15. State of Artificial Intelligence for Enterprises : Executive Brief Report EB9867. San Diego: Teradata Corporation, 2017. 26 p. [https://assets.teradata.com/resourceCenter/downloads/ExecutiveBriefs/EB9867\\_State\\_of\\_Artificial\\_Intelligence\\_for\\_the\\_Enterprises.pdf](https://assets.teradata.com/resourceCenter/downloads/ExecutiveBriefs/EB9867_State_of_Artificial_Intelligence_for_the_Enterprises.pdf)
16. How adding AI to the supply chain can improve results : Supply Chain Technology News. URL: <https://supplychaintechnews.com/index.php/integration/how-adding-ai-to-the-supply-chain-can-improve-results-2> (Last accessed 14.02.2023).
17. Building the Movement : B Lab website URL: <https://www.bcorporation.net/en-us/movement> (Last accessed 14.02.2023).
18. 10PL – Logistics to the Power of 10 : Freight Forwarding Company «Dedola» website. URL: <https://dedola.com/10pl/> (Last accessed 14.02.2023).
19. Vander Schee B.A. Crowdsourcing: Why the Power of the Crowd is Driving the Future of Business. *Journal of Consumer Marketing*. 2009. 26(4). P. 305–306. <https://doi.org/10.1108/07363760910965918>.
20. 10PL Press Release : Freight Forwarding Company «Dedola» website. URL: <https://dedola.com/%2010pl/10pl-press-release/> (Last accessed 14.02.2023).
21. Haas D., Loo R., Irlbacher S., Störbrock P. Transportation Management System Compass: Navigate to a Transparent Transportation Market. *Report, issue 07/2020*. London: Deloitte Consulting, 2020. 44 p.

#### REFERENCES

1. Chukhrai, N. (2009). Оцінювання функціонування ланцюга поставок : сутність та концептуальні підходи [*Assessment of Supply Chain Operation: Essence and Conceptual Approaches*]. *Bulletin of Lviv Polytechnic National University: Management and Entrepreneurship in Ukraine: Stages of Establishment and Problems of Development*, 647, 276-285. <https://ena.lpnu.ua/handle/ntb/2754>.
2. Нрыгорак, М. (2017). Інтелектуалізація ринку логістичних послуг: концепція, методологія, компетентність [*Intellectualization of the Logistics Services Market: Concept, Methodology, Competence*]. Київ: Sik Group Ukraine.
3. DIZA Logistics (2017). *Logistics & Supply Chain Strategies: What is 1PL, 2PL, 3PL, 4PL, 5PL, 6PL, 7PL, 8PL, 9PL and 10PL!?* <https://dizalogistics.wordpress.com/2017/08/24/diza-blogs/>.
4. AK Logistics and Supply Chain (2020). *1PL 2PL 3PL 4PL 5PL 6PL – The Advancement of Party Logistics*. <https://aklogisticsandsupplychain.com/2020/03/02/1pl-2pl-3pl-4pl-5pl-6pl-the-advancement-of-party-logistics/>.
5. Shiprocket (2019). *1PL to 10PL – Understanding the Various Models of Logistics Service Providers*. [https://www.shiprocket.in/blog/1pl-to-10pl-understanding-logistics-service-providers/#3PL\\_Logistics\\_Service\\_Provider](https://www.shiprocket.in/blog/1pl-to-10pl-understanding-logistics-service-providers/#3PL_Logistics_Service_Provider).
6. Нарчак, Т., & Мельник, О. (2011, December). Розвиток сучасних форм логістичних операторів [*Development of Modern Forms of Logistics Operators*]. Paper presented at the 7th International Scientific-Practical Conference “Future issues from the world of science”, Sofia, Bulgaria. <http://repository.vsau.org/getfile.php/4191.pdf>.
7. Red Stag Fulfillment (2020). *3PL, 4PL, and 5PL Explained*. <https://redstagfulfillment.com/3pl-4pl-5pl-explained/>.
8. Topcargo (2023). Кто такие PL-операторы в логистике [*Who are the PL-operators in Logistics*]. <https://topcargo.ua/kto-takie-pl-operator-v-logistike/>.
9. Fialan (2020). Кто такие PL-операторы в логистике? [*Who are the PL-operators in Logistics?*]. <https://fialan.ua/ua/news/vagno-znat/khto-taki-pl-operatori-v-logistitsi/>.
10. Hertz, S., & Alfredsson, M. (2003). Strategic development of third party logistics providers. *Industrial Marketing Management*, 32(2), 139-149. [https://doi.org/10.1016/S0019-8501\(02\)00228-6](https://doi.org/10.1016/S0019-8501(02)00228-6).
11. THEINTACTONE.COM (2019). *4PL, 7PL, 9PL*. <https://theintactone.com/2019/02/09/scmib-u3-topic-2-4pl-7pl-9pl/>.

12. Supply Chain Technology News (2023). *The Future of the Supply Chain: Emerging Trends and Innovations*. <https://supplychaintechnews.com/index.php/technology/the-future-of-the-supply-chain-emerging-trends-and-innovations>.
13. Kolodizieva, T. (2019, March). Еволюція постачальників логістичного сервісу: проблеми теорії та практики [*Evolution of Logistics Service Providers: Problems of Theory and Practice*]. Paper presented at the international scientific and practical conference “Modern problems of enterprise management: theory and practice”, Kharkiv, Ukraine, Torun, Poland. <https://scholar.google.com.ua/scholar?oi=bibs&cluster=1086421694166831151&btnI=1&hl=ru>.
14. Hryniuk, N., & Spiridonov, D. (2021). Theoretical Approaches to the Functioning of International Logistics Systems. *Economy and the State*. 12, 130-134. <https://doi.org/10.32702/2306-6806.2021.12.130>.
15. Teradata (2017). *State of Artificial Intelligence for Enterprises* (Executive Brief Report EB9867). San Diego: Teradata Corporation. [https://assets.teradata.com/resourceCenter/downloads/ExecutiveBriefs/EB9867\\_State\\_of\\_Artificial\\_Intelligence\\_for\\_the\\_Enterprises.pdf](https://assets.teradata.com/resourceCenter/downloads/ExecutiveBriefs/EB9867_State_of_Artificial_Intelligence_for_the_Enterprises.pdf)
16. Supply Chain Technology News (2019). *How adding AI to the supply chain can improve results*. <https://supplychaintechnews.com/index.php/integration/how-adding-ai-to-the-supply-chain-can-improve-results-2>.
17. B Lab (2023). *Building the Movement*. <https://www.bcorporation.net/en-us/movement>.
18. Dedola (2012). *10PL – Logistics to the Power of 10*. URL: <https://dedola.com/10pl/>.
19. Vander Schee, B.A. (2009). Crowdsourcing: Why the Power of the Crowd is Driving the Future of Business. *Journal of Consumer Marketing*, 26(4), 305-306. <https://doi.org/10.1108/07363760910965918>.
20. Dedola (2012). *10PL Press Release*. <https://dedola.com/%2010pl/10pl-press-release/>.
21. Haas, D., Loo, R., Irlbacher, S., & Störbrock P. (2020). *Transportation Management System Compass: Navigate to a Transparent Transportation Market* (Report, issue 07/2020). London: Deloitte Consulting.

### **S. Svichynskyi. Overview of the capabilities of modern transport and logistics service providers in integrated transport systems**

At present, logistics has become widespread in many business areas. Companies have begun to realize that one of the ways to gain a competitive advantage in the consumer market is to build a well-functioning supply chain and manage it efficiently. This situation created a demand for various logistics services that led to the appearance of a wide range of logistics mediators – transport and logistics service providers that ensure integration processes in transportation and related production and warehouse systems. Each of these operators has its functionality and provides a certain level of service, which gives clients flexibility in choosing both the level of service and tariffs. According to the range of services provided, logistics operators are traditionally divided into 1PL, 2PL, 3PL, 4PL and 5PL, but the presence of such trends as digitalization of logistics processes, implementation of artificial intelligence, the Internet of Things, and “intelligent edge” has led to the emergence of such conceptual levels of logistics providers as 6PL, 7PL, 8PL, 9PL and 10PL. They are not a reality yet, although examples of their potential services can already be observed in practice. Apart from the abovementioned, there exists the modification of the classification of PL providers that takes into account the transport modes involved in transportation along with the chronology of logistics processes.

This evolution of the logistics services market sometimes leads to difficulties in choosing a logistics operator. This choice is influenced by many interrelated factors, including awareness and a clear understanding of the operator’s functionality. This paper presents an analysis of the capabilities of modern transport and logistics service providers and their classification. The results of the analysis will make it easier for clients to identify the type of provider and make an informed choice depending on their needs.

**Keywords:** logistics, logistics services, transport service, PL-providers, transport system integration.

*СВИЧИНСЬКИЙ Станіслав Валерійович*, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри транспортних систем і логістики, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: stas\_svichinsky@ukr.net, ORCID: 0000-0002-8549-1712.

*Stanislav SVICHYNSKYI*, PhD in Transport Systems, Associate Professor of Transport Systems and Logistics Department, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: stas\_svichinsky@ukr.net, ORCID: 0000-0002-8549-1712.

DOI 10.36910/automash.v1i20.1053

Солтус А. П.<sup>1</sup>, Клімов Е. С.<sup>2</sup>, Тарандушка Л. А.<sup>1</sup>, Пузир Р. Г.<sup>3</sup><sup>1</sup>Черкаський державний технологічний університет<sup>2</sup>Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського<sup>3</sup>Відокремлений структурний підрозділ «Фаховий коледж Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського»**ОПІР КОЧЕННЮ ЕЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА ПІД ЧАС ПРЯМОЛІНІЙНОГО РУХУ ПО НЕДЕФОРМОВАНІЙ ПОВЕРХНІ**

Наведено результати дослідження коефіцієнта опору кочення еластичного колеса під час прямолінійного руху по недеформованій опорній поверхні. Розглядаючи еластичне колесо як складний цілісний механізм, проаналізовано сили та моменти, які діють на колесо під час подолання опору коченню для двох випадків: колесо ведене та колесо ведуче. Установлено, що опір коченню веденого еластичного колеса долається активною силою штовхання, яка прикладена до осі колеса від остова автомобіля та напрямлена за вектором руху колеса. Вона врівноважується реакцією опорної поверхні, яка рівна їй за величиною та протилежна за напрямком. Реакція опорної поверхні та сила штовхання створюють момент відносно осі колеса, рівний за абсолютною величиною моменту опору коченню. Кочення ведучого колеса забезпечується прикладеним від трансмісії автомобіля до жорсткого диска колеса крутним моментом, який викликає в контактній шині з опорною поверхнею активну силу, напрямлену протилежно вектору швидкості руху колеса. Ця активна сила урівноважується силою штовхання, яка прикладена до осі обертання колеса та напрямлена за вектором руху колеса. Опір коченню еластичного колеса під час прямолінійного руху визначають за коефіцієнтом опору кочення, який є відношенням зміщення рівнодійної нормальних реакцій до динамічного радіуса колеса під час його руху. Установлено, що зі збільшенням швидкості руху та зниженням тиску повітря в шині коефіцієнт опору коченню збільшується, а величина цього збільшення залежить від пружних і демпфувальних властивостей шини та на сьогодні може бути визначена для конкретних шин тільки експериментально.

Результати досліджень можуть стати у нагоді фахівцям, які працюють над покращенням паливної економічності та ходимості шин автомобілів.

**Ключові слова:** еластичне колесо, коефіцієнт опору коченню, недеформована опорна поверхня, прямолінійний рух, швидкість, тиск повітря в шині.

**ВСТУП**

Еластичне колесо є цілісним і складним механізмом, який забезпечує безпосередній контакт автомобіля з опорною поверхнею [1]. Сили та моменти, які прикладені до жорсткого диска від остова автомобіля, трансмісії, кермового керування та системи гальмування, спричинюють виникнення реакцій в контактній шині з опорною поверхнею, у результаті чого автомобіль рухається [2, 3]. Для забезпечення прямолінійного руху еластичного колеса по недеформованій опорній поверхні необхідно подолати опір коченню, який в теорії автомобіля прийнято враховувати коефіцієнтом опору коченню  $f$ . Визначення цього коефіцієнта має велике значення у створенні математичної моделі еластичного колеса.

**АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Еластичне колесо як цілісний та складний механізм перетворює обертовий рух колеса відносно осі обертання на його поступальний рух по опорній поверхні. Для забезпечення руху еластичного колеса по прямолінійній траєкторії необхідно подолати гістерезисні втрати, які зумовлені тертям у гумово-метало-тканевій оболонці, гумі протектора та у контактній шині з опорною поверхнею [2–4]. Ці втрати під час руху колеса зумовлюють зміщення рівнодійної нормальних реакцій відносно центра контактної відбитка шини на величину  $a$ . Таке зміщення рівнодійної відносно центра контактної відбитка спричинює виникнення моменту опору коченню еластичного колеса. У теорії автомобіля зміщення  $a$  враховують коефіцієнтом опору коченню  $f$ , під яким розуміють відношення зміщення  $a$  до динамічного радіуса колеса  $r_d$ , та визначають за виразом:

$$f = \frac{a}{r_d}. \quad (1)$$

Еластичне колесо установлюють на підшипниках кочення, що під час руху колеса зумовлює виникнення незначного моменту тертя при його обертанні. Як підшипники кочення, урахувавши значні бічні сили, що діють на колесо під час руху автомобіля, використовують радіально-упорні



підшипники кочення. Очевидно, для руху еластичного колеса по прямолінійній траєкторії необхідно забезпечити подолання також моменту опору у підшипниках кочення.

Отже, визначення опору коченню еластичного колеса по прямолінійній траєкторії зводиться до розрахунку коефіцієнта опору коченню, який є однією з основних характеристик еластичного колеса, оскільки впливає безпосередньо не тільки на паливну економічність автомобіля, але й на його експлуатаційні показники, урахувавши, що автомобіль переважно рухається по прямолінійній траєкторії або максимально наближеній до неї.

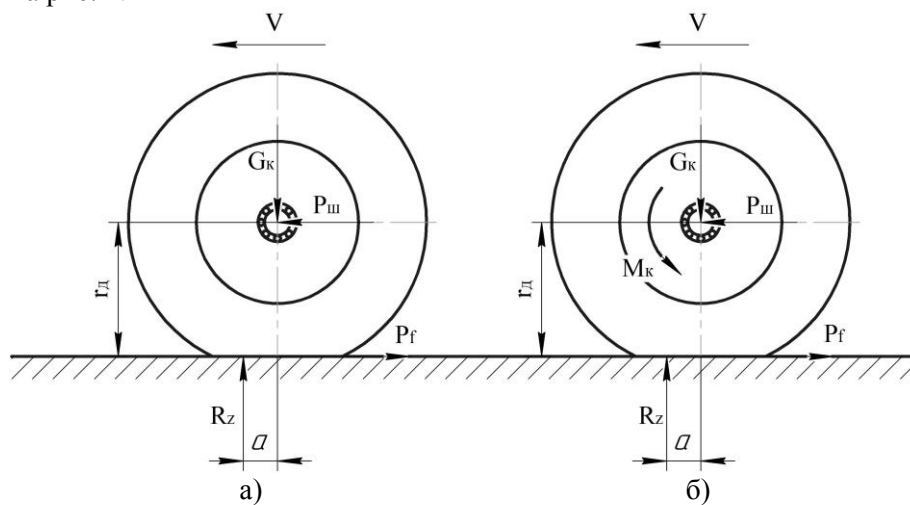
Ураховуючи, що коефіцієнт опору коченню є одним з основних показників, що характеризують рух еластичного колеса по прямолінійній траєкторії, а опорна поверхня здебільшого має тверде покриття, тому його визначенню на цій поверхні приділялась особлива увага в роботах Є.О. Чудакова [4], А.П. Солтуса [2], J.Y. Wong [3, 11], В.А. Іларіонова [5], В.К. Вахламова [6], J.J. Taborek [7], В.П. Сахно [8], А.І. Гришкевича [9], Г.А. Смирнова [10], А.С. Литвинова [12], В.А. Петрушова [13], R. N. Jazar [14], T. Gillespie [15], Н.В. Сунцова [16], В.І. Кнороза [17], Б.С. Фалькевича [18] та інших.

### ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою даної роботи є дослідження особливостей динаміки еластичного колеса під час подолання опору коченню та встановлення достовірності залежностей для визначення коефіцієнта опору коченню веденого колеса по недеформованій опорній поверхні залежно від швидкості руху та тиску повітря в шині.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Прямолінійний рух еластичного колеса по недеформованій опорній поверхні забезпечується завдяки підведенню до колеса одного з динамічних параметрів – сили штовхання від остова автомобіля до осі обертання колеса або крутного моменту від трансмісії автомобіля до диска колеса. Розглянемо параметри динаміки еластичного колеса під час прямолінійного руху по недеформованій опорній поверхні за умови відсутності ковзання в контактному відбитку шини для двох випадків: колесо ведене та колесо ведуче. Схеми для визначення параметрів динаміки під час прямолінійного руху наведено на рис. 1.



а – колесо ведене, б – колесо ведуче

Рисунок 1 – Схеми для визначення параметрів динаміки колеса під час прямолінійного руху

Із аналізу рис. 1 видно, що в обох випадках руху колесо навантажено нормальною силою  $G_k$ ,  $r_d$  – динамічний радіус,  $R_z$  – рівнодійна нормальних реакцій, спричинених нормальною силою на колесо  $G_k$ ,  $a$  – зміщення рівнодійної нормальних реакцій  $R_z$  відносно центра контактної відбитку шини під час руху колеса. Зміщена рівнодійна  $R_z$  створює відносно центра колеса момент опору коченню  $M_f$ , який визначимо так:

$$M_f = R_z a. \quad (2)$$

Згідно з рис. 1а для подолання моменту опору коченню веденого колеса до осі, відносно якої обертається колесо, від остова автомобіля підводиться сила штовхання  $P_{ш}$ . За умови відсутності ковзання між шиною та опорною поверхнею сила штовхання  $P_{ш}$  спричинить виникнення в контактному відбитку реакції опорної поверхні, яка за величиною дорівнюватиме силі штовхання та буде протилежна напрямку її дії. У теорії автомобіля цю реакцію опорної поверхні прийнято називати силою опору коченню  $P_f$ .

Якщо праву та ліву частину рівняння (2) розділити на динамічний радіус колеса  $r_d$  та врахувати  $R_z = G_k$ , то отримаємо залежність для визначення сили опору коченню під час прямолінійного руху:

$$P_f = fG_k. \quad (3)$$

Сила штовхання та сила опору коченню, як пара сил, створюють момент, який за величиною дорівнює моменту опору коченню  $M_f$  та протилежний йому за напрямком. Отже, у даному випадку сила штовхання є активною силою, що забезпечує поступальний рух еластичного колеса.

Згідно з рис. 1б для подолання моменту опору коченню ведучого колеса до його диска через піввісь від трансмісії автомобіля підводиться крутний момент  $M_k$ , який за величиною дорівнює моменту опору коченню  $M_f$  та протилежний йому за напрямком. За відсутності ковзання між шиною та опорною поверхнею прикладений до диска колеса момент  $M_k$  спричинить виникнення в контактному відбитку шини активної сили, напрямком якої протилежний вектору швидкості руху колеса, і сили штовхання, яка прикладена до осі обертання колеса та напрямлена за вектором руху колеса.

У двох розглянутих випадках сила штовхання забезпечує колесу поступальний рух. Різниця між цими випадками полягає в тому, що у веденому колесі сила штовхання прикладається до осі колеса безпосередньо від остова автомобіля, а у ведучому колесі сила штовхання утворюється крутним моментом, який передається до диска колеса від трансмісії автомобіля.

Водночас, незалежно як долається момент опору коченню колеса  $M_f$  під час руху колеса, виникає сила опору коченню  $P_f$ , яка напрямлена протилежно вектору руху колеса та визначається за виразом (3).

Момент опору коченню, ураховуючи залежності (1)–(3), будемо визначати за виразом:

$$M_f = fG_k r_d. \quad (4)$$

Ураховуючи, що підведений до колеса крутний момент зменшує радіус кочення колеса, відповідно і його динамічний радіус, експериментально коефіцієнт опору коченню визначають у веденому режимі, коли на колесо діє тільки сила штовхання.

Робота Є.О. Чудакова [4], є по праву однією з перших, у якій автор наводить залежність для визначення коефіцієнта опору коченню. Ця залежність ураховує, динамічний радіус колеса  $r_d$ , зміщення рівнодійної нормальних реакцій відносно центра колеса  $a$ , радіус кочення колеса  $r_k$ , навантаження на колесо  $G_k$ , а також підведений до диска колеса крутний момент  $M_k$ :

$$f = \frac{a}{r_d} - \frac{M_k}{G_k} \cdot \frac{r_k - r_d}{r_k r_d}. \quad (5)$$

Водночас при  $M_k = 0$  ця залежність набуде вигляду виразу (1).

Отже, Є.О. Чудаков під коефіцієнтом опору коченню  $f$  розуміє відношення зміщення рівнодійної нормальних реакцій відносно центра колеса  $a$  до динамічного радіуса колеса  $r_d$ , що на сьогодні є загальноприйнятим положенням у теорії автомобіля. Водночас зауважимо, що вираз (5) не враховує в явній формі вплив швидкості руху та інших чинників на величину коефіцієнта  $f$ , а визначення зміщення  $a$  рівнодійної нормальних реакцій під час руху колеса неможливо.

Для визначення коефіцієнта  $f$  під час руху автомобіля по дорогах з асфальто- або цементобетонним покриттям хорошої якості у роботі [5] рекомендується емпірична залежність, яка враховує тільки швидкість руху автомобіля:

$$f = \frac{32 + V}{2800}, \quad (6)$$

де  $V$  – швидкість руху автомобіля, м/с.

Якщо в залежності (6) урахувати, що  $\frac{32}{2800} = 0,0114$ , то вона набуде вигляду:

$$f = 0,0114 \left( 1 + \frac{V}{32} \right). \quad (7)$$

Для визначення цього коефіцієнта у роботі [6] рекомендується наступна емпірична залежність, яка, аналогічно вищенаведеної, ураховує швидкість руху:

$$f = \frac{115 + V}{10000}, \quad (8)$$

де  $V$  – швидкість автомобіля, км/год.

Водночас при  $\frac{115}{10000} = 0,0115$  залежність (8) можна записати так:

$$f = 0,0115 \left( 1 + \frac{V}{31,94} \right), \quad (9)$$

де  $V$  – швидкість автомобіля, м/с.

Аналіз залежностей (7) і (9) показує, що вони майже не відрізняються. Так, розрахункові дані коефіцієнта опору коченню  $f$  за цими залежностями при швидкості руху автомобіля  $V = 15$  м/с не перевищує 0,95 %.

У роботі [7] зазначено, що для тягових розрахунків іноді достатньо подати коефіцієнт опору коченню у вигляді лінійної залежності від швидкості руху. Для найпоширенішого діапазону тиску повітря в шині (близько 0,179 МПа) при швидкостях руху до 130 км/год середнє значення коефіцієнта опору коченню на дорозі з бетонним покриттям рекомендується визначати за таким виразом:

$$f = 0,01 \left( 1 + \frac{V}{100} \right), \quad (10)$$

де  $V$  – швидкість автомобіля, миля/год.

Якщо у залежності (10) швидкість  $V$  брати у м/с, то вона набуде вигляду:

$$f = 0,01 \left( 1 + \frac{V}{44,44} \right), \quad (11)$$

Аналіз залежностей (7), (9), (11) показує, що вони є функціями швидкості руху першого порядку, відповідно на графіках ці залежності будуть зображені у вигляді прямих ліній. Якщо у цих залежностях узяти швидкість  $V = 0$ , то отримаємо відповідно значення коефіцієнта опору коченню при малій швидкості руху 0,0114, 0,0115 та 0,01. На величину коефіцієнта  $f$  також впливатимуть значення показників 32, 31,94 та 44,44, на які ділиться швидкість  $V$ . Так, при швидкості руху  $V = 15$  м/с розраховані за виразами (7), (9), (11) коефіцієнти опору коченню набудуть таких значень 0,0167, 0,0169, 0,0134. Різниця в розрахунках складає 20,7%.

Водночас залежності (7), (9), (11) отримані експериментально для конкретних шин на недеформованій поверхні, тому вони не можуть бути використані для визначення коефіцієнта опору коченню для інших шин, а тим більше – на різних опорних поверхнях.

На відміну від вищенаведених залежностей, у роботі [8] для визначення коефіцієнта  $f$  автори також рекомендують залежність, у якій, окрім швидкості руху, враховуються експериментально отримані значення коефіцієнта опору коченню при малій швидкості руху та додатково коефіцієнт, що враховує тиск повітря, тип шини та її розміри:

$$f = f_0 k_f V, \quad (12)$$

де  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню шини при малій швидкості руху, який визначається експериментально з урахуванням опорної поверхні та тиску у шині;  $k_f$  – коефіцієнт, значення якого рекомендують у роботі [8] визначати експериментально для кожного типу і розміру шини залежно від внутрішнього тиску в шині;  $V$  – швидкість руху автомобіля, км/год.

У роботі [8] наведено експериментальні значення коефіцієнта  $f_0$  для цементобетонного, гравійного або щебеневого покриття, бруку у сухому, мокрому, брудному, засніженому та зледенілому стані. Так, для сухого асфальтобетонного покриття коефіцієнт  $f_0$  знаходиться в межах 0,012...0,025, для сухого щебеневого або гравійного покриття – 0,02...0,025, для сухого бруку – 0,025...0,035. Із аналізу наведених у роботі даних невідомо, для якого типу шин наведено значення коефіцієнта  $f_0$ . Значення коефіцієнта  $k_f$ , у цій роботі не наведено.

У роботах [2, 5, 8–10, 12–14] для розрахунку коефіцієнта опору коченню  $f$  при номінальному тиску повітря у шині залежно від швидкості руху рекомендовано емпіричні залежності другого порядку, які враховують експериментальні значення цього коефіцієнта при малій швидкості руху.

Так, у роботах [2], [5] наведено таку залежність:

$$f = f_0 \left( 1 + \frac{V^2}{1500} \right), \quad (13)$$

де  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню шини при малій швидкості, який рекомендують визначати експериментально;  $V$  – швидкість автомобіля, м/с.

У роботах [8–10] для визначення коефіцієнта  $f$  рекомендовано залежність:

$$f = f_0 \left[ 1 + (0,006V)^2 \right], \quad (14)$$

де  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню шини при малій швидкості;  $V$  – швидкість автомобіля, км/год.

При швидкості автомобіля в м/с та значенні величини  $0,006^2 \approx \frac{1}{27778}$  залежність (14) набуде вигляду:

$$f = f_0 \left( 1 + \frac{V^2}{2143} \right). \quad (15)$$

Водночас залежності (13) і (15) різняться між собою тільки коефіцієнтами  $\frac{1}{1500}$  та  $\frac{1}{2143}$ . У цьому випадку різниця у розрахунках коефіцієнта  $f$  за цими залежностями при швидкості руху  $V = 15$  м/с складає 3,9 %.

У роботах [12–14] для визначення коефіцієнта опору коченню  $f$  рекомендується така залежність:

$$f = f_0 + k_f V^2, \quad (16)$$

де  $f_0$  – коефіцієнт опору коченню при малій швидкості;  $k_f$  – коефіцієнт впливу швидкості, значення якого, у разі відсутності експериментальних даних, рекомендується у роботі [12] брати  $k_f = 7 \cdot 10^{-6} \text{ с}^2/\text{м}^2$ ;  $V$  – швидкість руху, м/с.

У роботі [14] зазначено, що під час розрахунків за залежністю (16) коефіцієнти  $f_0$  і  $k_f$  слід визначати експериментально для кожної окремої шини. Для більшості шин легкових автомобілів рекомендовано брати  $f_0 = 0,015$ ,  $k_f = 7 \cdot 10^{-6} \text{ с}^2/\text{м}^2$ .

У разі винесення за дужки коефіцієнта  $f_0$  залежність (16) набуде вигляду:

$$f = f_0 \left( 1 + \frac{k_f}{f_0} V^2 \right). \quad (17)$$

При цьому вирази (13) та (15) різняться між собою тільки коефіцієнтами  $\frac{1}{1500}$  та  $\frac{1}{2143}$ , що стоять біля швидкості  $V^2$ . Водночас у виразі (17) цей коефіцієнт  $\frac{k_f}{f_0}$  є величиною змінною та залежить від  $f_0$ .

Якщо взяти  $f_0 = 0,01$ ,  $k_f = 7 \cdot 10^{-6}$ , то після елементарних перетворень залежність (17) набуде такого вигляду:

$$f = 0,01 \left( 1 + \frac{V^2}{1429} \right), \quad (18)$$

а при  $f_0 = 0,015$ ,  $k_f = 7 \cdot 10^{-6}$ :

$$f = 0,015 \left( 1 + \frac{V^2}{2143} \right). \quad (19)$$

У роботах [7, 9, 11, 15, 16] для визначення коефіцієнта опору коченню наведено залежності, у яких додатково враховується тиск повітря в шині. Так, у роботах [7, 9, 11, 15] для шин легкових автомобілів на дорогах з бетонним покриттям наведено таку залежність:

$$f = f_0 + f_s \left( \frac{V}{100} \right)^{2,5}, \quad (20)$$

де  $V$  – швидкість автомобіля, км/год;  $f_0, f_s$  – коефіцієнти, що залежать від тиску повітря в шині.

Коефіцієнти  $f_0, f_s$  у роботах [7, 9, 11, 15] рекомендовано визначати за графіками, наведеними на рис. 2.

Якщо у залежності (20) швидкість  $V$  виразити в м/с, то вона набуде такого вигляду:

$$f = f_0 + f_s \left( 3,6 \frac{V}{100} \right)^{2,5}. \quad (21)$$

У роботі [16] для визначення коефіцієнта опору коченню  $f$  по асфальтобетонній поверхні наведено емпіричну залежність, яка враховує швидкість руху та тиск повітря в шині. При цьому експериментальні дослідження коефіцієнта опору коченню колеса автомобіля проводились при швидкості руху 30–170 км/год та тиску повітря в шині 100–500 кПа:

$$f = k_0 e^{cV}, \quad (22)$$

де  $k_0$  та  $c$  – коефіцієнти, що залежать від тиску повітря в шині, значення яких наведено в табл. 1;  $V$  – швидкість автомобіля, м/с.

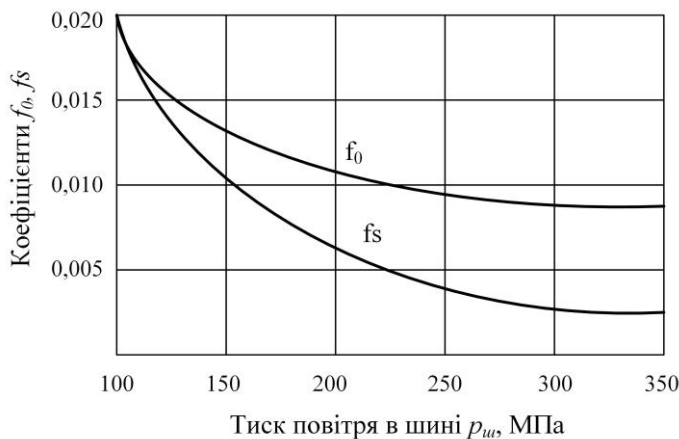


Рисунок 2 – Вплив тиску повітря у шинах легкових автомобілів на значення коефіцієнтів  $f_0$  та  $f_s$

проводили із залежністю (11).

Якщо брати швидкість  $V = 0$ , то у залежності (22) коефіцієнт  $k_0$  є коефіцієнтом опору коченню при малій швидкості  $f_0$ , ураховуючи, що  $e^{c0} \approx 1$ . Водночас у роботі [16] не зазначено для якого типу шин наведено у табл. 1 значення коефіцієнта  $k_0$ .

Для оцінювання вищенаведених залежностей було проведено розрахунки коефіцієнта опору коченню радіальної шини при номінальному тиску повітря у шині по горизонтальній бетонній поверхні зі зміною швидкості руху від 0 до 50 м/с. Результати розрахунків наведено в табл. 2. Додатково в табл. 2 наведено відносну похибку  $\Delta$  % при  $V = 50$  м/с. Порівняння

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів  $k_0$  та  $c$  залежно від тиску повітря в шині  $p_w$  [16]

$p_w$ , кПа	100	150	200	250	300	350	400	450	500
$k_0$	0,015	0,0136	0,012	0,011	0,010	0,009	0,008	0,0077	0,0071
$c$ , с/м	0,0224	0,0218	0,0208	0,0202	0,0199	0,0193	0,0184	0,0178	0,0168

Таблиця 2 – Розрахункові значення коефіцієнта опору коченню  $f$  від швидкості руху  $V$

№ пор.	Формули	Швидкість руху $V$ , м/с						$\Delta$ при $V = 50$ м/с, %
		0	10	20	30	40	50	
1	$f = 0,0114 \left( 1 + \frac{V}{32} \right)$	0,0114	0,0150	0,0185	0,0221	0,0257	0,0292	37,46
2	$f = 0,0115 \left( 1 + \frac{V}{31,94} \right)$	0,0115	0,0151	0,0187	0,0223	0,0259	0,0295	38,83
3	$f = 0,01 \left( 1 + \frac{V}{44,44} \right)$	0,0100	0,0123	0,0145	0,0168	0,0190	0,0213	0,00
4	$f = f_0 \left( 1 + \frac{V^2}{1500} \right)$ , при $f_0 = 0,01$	0,0100	0,0107	0,0127	0,0160	0,0207	0,0267	25,48
5	$f = f_0 \left( 1 + \frac{V^2}{2143} \right)$ , при $f_0 = 0,01$	0,0100	0,0105	0,0119	0,0142	0,0175	0,0217	1,95
6	$f = f_0 \left( 1 + \frac{k_f}{f_0} V^2 \right)$ , при $f_0 = 0,01$ ; $k_f = 7 \times 10^{-6}$	0,0100	0,0107	0,0128	0,0163	0,0212	0,0275	29,40
7	$f = f_0 + f_s \left( 3,6 \frac{V}{100} \right)^{2,5}$ , при $f_0 = 0,01$ ; $f_s = 0,005$	0,0100	0,0104	0,0122	0,0161	0,0224	0,0317	49,33
8	$f = k_0 e^{cV}$ , при $k_0 = 0,01$ ; $c = 0,0199$	0,0100	0,0122	0,0149	0,0182	0,0222	0,0271	27,35

Із аналізу табл. 2 видно, що розраховані за відповідними залежностями значення коефіцієнта  $f$  різняться між собою. Водночас максимальна похибка у розрахунках коефіцієнта опору коченню при швидкості руху 50 м/с не перевищує 49,33 %.

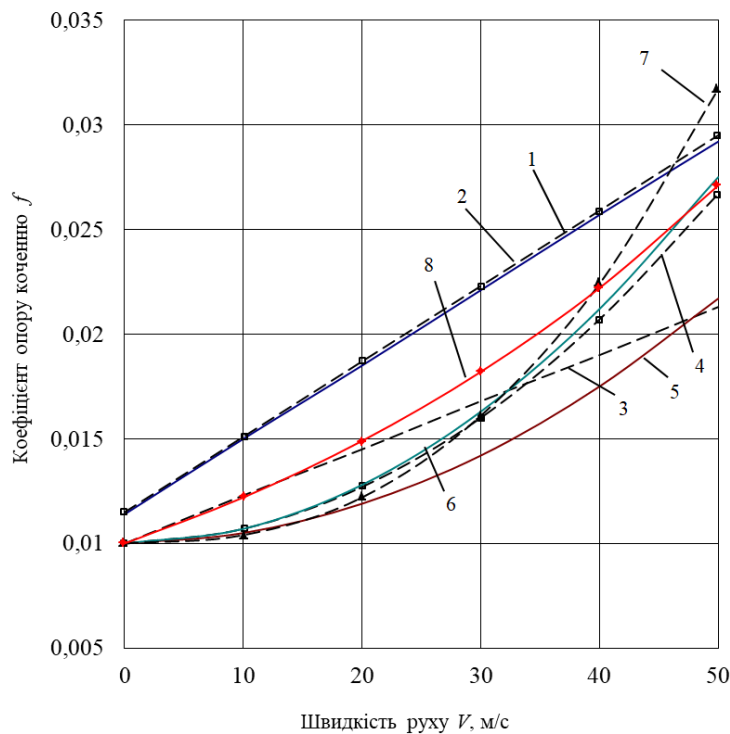


Рисунок 3 – Розрахункові залежності коефіцієнта опору коченню  $f$  від швидкості руху  $V$

За даними табл. 2 на рис. 3 побудовано графіки залежності коефіцієнта опору коченню  $f$  від швидкості руху  $V$  при  $f_0 = 0,01$ . Наведені на рис. 3 номери залежностей відповідають номеру формули в табл. 2.

Із аналізу рис. 3 видно, що графіки відрізняються як за характером зміни коефіцієнта  $f$ , так і за величинами. Так, згідно з рис. 3 графіки 1, 2, 3, побудовані за виразами (7), (9), (11), є лінійними залежностями. Водночас всі інші графіки представляють залежності, які наближаються до парабол.

Вищенаведені дослідження належать до визначення коефіцієнта опору коченню при номінальному навантаженні та номінальному тиску. Водночас на його значення суттєво впливає тиск повітря в шині. Проаналізуємо емпіричні залежності для визначення коефіцієнта опору коченню шин, у яких додатково

враховується тиск повітря, що важливо для шин з регульованим тиском повітря. Так, у роботі [17] наведено емпіричну залежність, яка показує взаємозв'язок між силою опору коченню, тиском повітря в шині та швидкістю руху автомобіля по дорозі з твердим покриттям:

$$P_f = G_k \left( \frac{20,2}{p_{ш} 0,64} + \frac{V^{3,7}}{0,778 \cdot 10^6 p_{ш}^{2,03}} \right), \quad (23)$$

де  $G_k$  – навантаження, тс;  $P_f$  – сила опору коченню, кгс;  $p_{ш}$  – тиск повітря в шині, кгс/см<sup>2</sup>;  $V$  – швидкість руху, км/год.

Із залежності (23) після нескладних перетворень можна отримати наступний вираз для визначення коефіцієнта опору коченню  $f$  залежно від тиску повітря в шині та швидкості руху в міжнародній системі одиниць СІ:

$$f = \frac{0,0031}{p_{ш}} + 1,371954 \cdot 10^{-9} \frac{V^{3,7}}{p_{ш}^{2,03}}, \quad (24)$$

де  $p_{ш}$  – тиск повітря в шині, МПа;  $V$  – швидкість, м/с.

Перша складова залежності (24) визначає коефіцієнт опору коченню при швидкості руху, наближеної до нуля, а друга складова визначає вплив швидкості на його значення. Ця залежність також надає можливість оцінити вплив тиску повітря в шині  $p_{ш}$  на кожен складову коефіцієнта  $f$ .

Аналіз літературних джерел показав, що значення коефіцієнта опору коченню при швидкості руху, наближеної до нуля  $f_0$ , при номінальному тиску повітря в шині на асфальтобетонній поверхні знаходиться у межах від 0,008 до 0,02. Водночас менші значення характерні для шин легкових автомобілів з метало-кордовою оболонкою, а більші значення – для шин ватажних автомобілів з регульованим тиском повітря. Для конкретних шин цей коефіцієнт визначається тільки експериментально.

Якщо врахувати, що коефіцієнт опору коченню за найкращих умов не перевищує 0,008, то із аналізу залежності (24) видно, що вона справедлива за умови, що  $f = \frac{0,0031}{p_{ш}} > 0,008$ . За цієї умови  $p_{ш}$

$< 0,3872$  МПа. Очевидно, що залежність (24) характерна для шин, у яких тиск повітря не перевищує  $0,3872$  МПа.

У роботі [18] для визначення коефіцієнта опору коченню на дорогах із твердим покриттям рекомендовано емпіричну залежність у вигляді полінома третього ступеня:

$$f = \frac{0,019}{\sqrt[3]{p_{ш}^2}} + \frac{0,00245}{\sqrt{p_{ш}}} \left( \frac{V}{100} \right)^2 + \frac{0,0042}{\sqrt[3]{p_{ш}^4}} \left( \frac{V}{100} \right)^3, \quad (25)$$

де  $p_{ш}$  – тиск повітря в шині, кгс/см<sup>2</sup>;  $V$  – швидкість автомобіля, км/год.

Якщо у залежності (25) швидкість руху  $V$  і тиск повітря у шині  $p_{ш}$  брати у міжнародній системі одиниць СІ, то отримуємо вираз:

$$f = \frac{0,00409}{\sqrt[3]{p_{ш}^2}} + \frac{0,01}{\sqrt{p_{ш}}} \left( \frac{V}{100} \right)^2 + \frac{0,0091}{\sqrt[3]{p_{ш}^4}} \left( \frac{V}{100} \right)^3, \quad (26)$$

де  $p_{ш}$  – тиск повітря в шині, МПа;  $V$  – швидкість автомобіля, м/с.

Аналогічно вищенаведеному, залежність (26) справедлива за умови, що  $f = \frac{0,00409}{\sqrt[3]{p_{ш}^2}} > 0,008$ . За

цих умов залежність характерна для шин з тиском повітря  $p_{ш} < 0,3655$  МПа.

Отже, залежності (24) та (26) справедливі для визначення коефіцієнта опору коченню шин, у яких тиск повітря не перевищує відповідно  $0,3872$  МПа та  $0,3655$  МПа. За інших умов отримані значення цього коефіцієнта знаходяться за межами можливих значень, отриманих експериментально.

Для аналізу залежностей (24) та (26) за ними було проведено розрахунки коефіцієнта опору коченню залежно від тиску повітря в шині та швидкості руху. Результати розрахунків наведено в табл. 3.

Таблиця 3 – Розрахункові значення коефіцієнта опору коченню за залежностями (24) та (26)

Формула	Тиск $p_{ш}$ , МПа	Швидкість руху $V$ , м/с					
		0	10	20	30	40	50
$f = \frac{0,0031}{p_{\phi}} + 1,371954 \cdot 10^{-9} \frac{V^{3,7}}{p_{\phi}^{2,03}}$	0,1	0,031	0,0317	0,0406	0,074	0,1557	0,316
	0,2	0,0155	0,0157	0,0178	0,026	0,046	0,085
	0,3	0,0103	0,01038	0,0113	0,0149	0,0237	0,0409
$f = \frac{0,00409}{\sqrt[3]{p_{\phi}^2}} + \frac{0,01}{\sqrt{p_{\phi}}} \left( \frac{V}{100} \right)^2 + \frac{0,0091}{\sqrt[3]{p_{\phi}^4}} \left( \frac{V}{100} \right)^3$	0,1	0,019	0,0195	0,0218	0,0256	0,0366	0,0514
	0,2	0,012	0,0123	0,0135	0,0161	0,0206	0,043
	0,3	0,009	0,0092	0,01	0,0119	0,0148	0,0192

Із аналізу табл. 3 видно, що розрахункові значення суттєво різняться між собою. Так, при тиску повітря в шині  $0,1$  МПа та швидкості руху, наближеної до нуля, розрахункові значення коефіцієнта  $f$  за залежностями (24) та (26) складають відповідно  $0,031$  та  $0,019$ , а при  $V = 50$  м/с набувають значень  $0,316$  і  $0,0514$ .

При тиску повітря у шині  $0,3$  МПа розрахункові значення коефіцієнта  $f$  при швидкості руху, наближеної до нуля, складають  $0,0103$  та  $0,009$ , а при  $V = 50$  м/с – відповідно  $0,0409$  і  $0,0192$ . Така значна різниця в значеннях коефіцієнта  $f$  підтверджує, що для конкретних шин реальні значення коефіцієнта опору коченню можуть бути визначені експериментально, ураховуючи важливість впливу значень цього коефіцієнта на паливну економічність автомобіля та загалом на його експлуатаційні характеристики.

Для аналізу впливу швидкості руху та тиску повітря на значення  $f$  на рис. 4 наведено графіки залежності коефіцієнта опору коченню  $f$  від швидкості руху при тиску повітря в шині  $0,1$ ,  $0,2$ ,  $0,3$  МПа, розраховані відповідно за виразами (24) та (26).

Із аналізу рис. 4а видно, що зниження тиску повітря в шині зумовлює збільшення розрахункового значення коефіцієнта  $f$ . Так, при швидкості руху, наближеної до нуля, зменшення тиску повітря з  $0,3$  до  $0,1$  МПа призводить до збільшення коефіцієнта  $f$  від  $0,0103$  до  $0,031$ , що складає  $300\%$ . Відносно впливу швидкості, то до швидкості руху  $15$  м/с вплив швидкості на його

значення не суттєвий. Водночас, починаючи зі швидкості 15 м/с, цей вплив є значним, особливо при низькому тиску повітря.

Із аналізу рис. 4б видно, що зменшення тиску повітря у шині також призводить до збільшення розрахункового значення коефіцієнта  $f$  за виразом (26). Так, зі зміною тиску повітря у шині від 0,3 до 0,1 МПа та швидкості, наближеної до нуля, значення коефіцієнта  $f$  збільшується від 0,009 до 0,019, що складає 211 %. Щодо впливу швидкості, то до швидкості руху 15 м/с цей вплив незначний, а з подальшим збільшенням швидкості руху цей вплив є суттєвим.

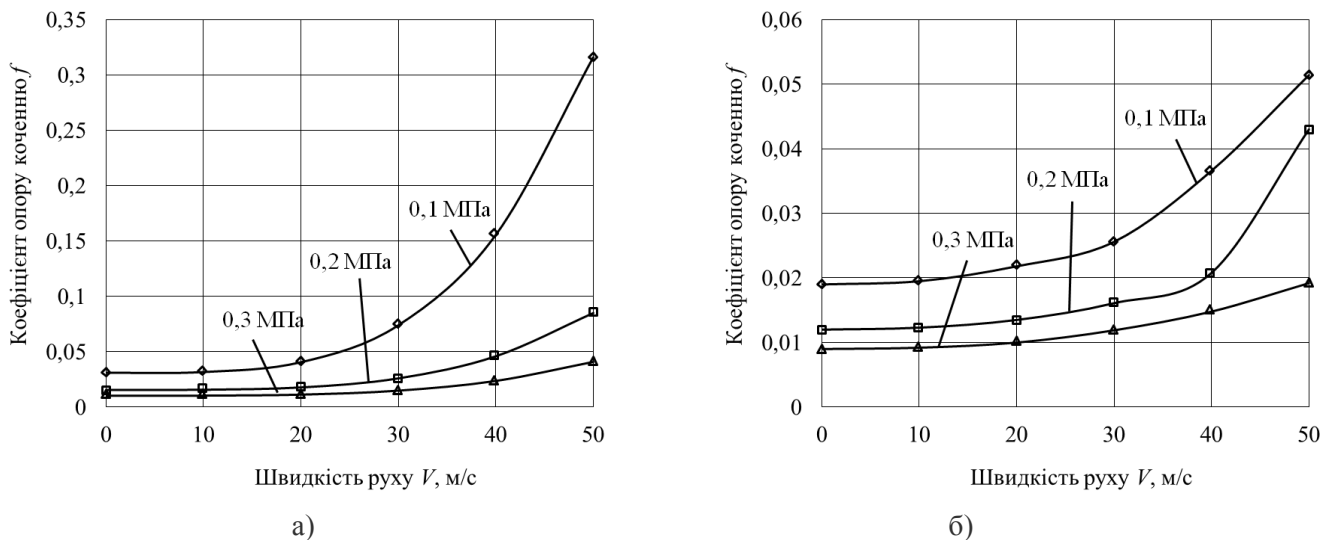
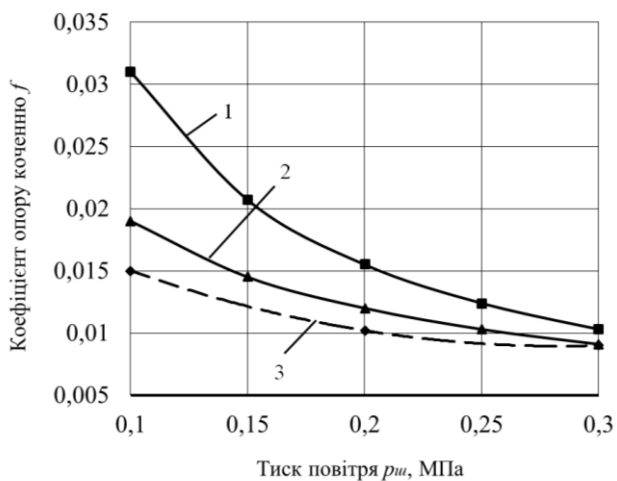


Рисунок 4 – Залежність коефіцієнта  $f$  від швидкості руху  $V$

Наведений відносно розрахункових даних вплив тиску повітря в шині на значення коефіцієнта  $f$  показує, що зниження тиску повітря в шині та підвищення швидкості руху завжди спричиняє збільшення коефіцієнта  $f$ . Відсутність достатніх експериментальних даних не дозволяє зробити висновок про можливість використання абсолютних значень коефіцієнта  $f$ .

Експериментальні дослідження коефіцієнта  $f$  проводили на легковому передньопривідному двомісному автомобілі зі спорядженою масою 930 кг. Повна маса автомобіля включала у себе додатково два пасажирів масою 156 кг і металевий баласт 50 кг, укладений у багажне відділення. На автомобілі установлені шини Nokian 185/60 R14 82 T M+S з максимально допустимим тиском повітря у шині 0,32 МПа. Під час проведення експериментальних досліджень тиск повітря в шинах змінювався дискретно та складав 0,1, 0,2, 0,3 МПа, а температура навколишнього середовища була в межах (20-25)<sup>0</sup>С. Дослідження проводили на дорозі з асфальтобетонним покриттям. До автомобіля прикладалось через динамометр зусилля та визначалось його значення при рівномірному його русі зі швидкістю, наближеною до нульового значення. Водночас долались сили опору коченню та тертя у трансмісії автомобіля. Сила опору тертя у трансмісії складала: автомобіль споряджений – 2,5 Н, автомобіль з двома пасажирами та баластом – 3,1 Н.





1 – розрахункова за (24); 2 – розрахункова за (26);  
3 – експериментальна

Рисунок 5 – Залежність коефіцієнта опору коченню  $f_0$  від тиску повітря в шині

Так, при тиску повітря в шині 0,3 МПа розраховані за виразами (24) та (26) значення коефіцієнта опору коченню складають відповідно 0,0103 та 0,009 (експеримент 0,009). При тиску повітря в шині 0,1 МПа розраховані значення коефіцієнта опору коченню складають відповідно 0,031 і 0,019 (експеримент 0,015). Така розбіжність розрахованих та експериментальних даних щодо впливу тиску на величину коефіцієнта опору коченню вказує на те, що еластичне колесо є складним механізмом з неголономними властивостями, а визначення коефіцієнта опору коченню унаслідок аналітичних розрахунків є неможливим.

Очевидно, що емпіричні залежності (24) та (26), наведені у роботах [17], [18], стосуються конкретних шин з характерними для них конструктивними, пружними та демпфувальними властивостями, які остаточно формують значення коефіцієнта  $f$ .

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Отже, визначити коефіцієнт опору кочення для реальної шини з урахуванням тиску повітря та швидкості руху можливо тільки експериментально, оскільки шини конструктивно різняться. Різниця полягає у наявності металевих кордів в оболонці шини, експлуатаційних змінах тиску (шини регульованого тиску повітря), типі корду (радіальні, діагональні), особливостях протектора (висота, насиченість, літній, зимовий, наявність металевих шипів), наявності камер (камерні, безкамерні) тощо. Ці конструктивні чинники безпосередньо впливають на величину коефіцієнта опору коченню, а їх вплив можна визначити лише експериментально. Водночас аналіз літературних джерел [2, 8, 9] показує, що при номінальному тиску повітря в шині та номінальному навантаженні при швидкості руху, наближеної до нульової, для більшості шин під час руху по асфальтобетонній поверхні коефіцієнт опору коченню знаходиться у межах 0,008...0,02. При цьому менші значення характерні для шин з металевим кордом, а більші – для шин з регульованим тиском повітря.

### ВИСНОВКИ

1. Визначальними параметрами, що формують значення коефіцієнта опору коченню на асфальтобетонній поверхні, є конструктивні особливості шин. Установлено, що для більшості шин при номінальному тиску повітря та навантаженні коефіцієнт опору коченню при швидкості, наближеної до нульової, на асфальтобетонній поверхні знаходиться у межах 0,008...0,02. При цьому менші значення характерні для безкамерних шин з металокордовою оболонкою, а більші – для шин з регульованим тиском повітря. До конструктивних особливостей шин, що формують значення коефіцієнта опору коченню, належать такі: наявність металевих кордів в оболонці шини, кількість шарів корду та його матеріал, тип протектора (літній, зимовий, наявність металевих шипів), висота та насиченість рисунка протектора, конструкція корду (діагональний, радіальний), наявність камер (камерні, безкамерні) тощо.

Коефіцієнт опору коченню коліс автомобіля визначався за виразом:

$$f_0 = \frac{P - P_{мерт}}{G_a}, \quad (27)$$

де  $P$  – сила, що прикладалась до автомобіля, Н;  $P_{мерт}$  – сила опору у вузлах трансмісії автомобіля, Н;  $G_a$  – вага автомобіля, Н.

На рис. 5. наведено експериментальні та розраховані за виразами (24), (26) залежності коефіцієнта опору коченню від тиску повітря в шині при швидкості руху, наближеної до нуля. З аналізу рис. 5 видно, що зі зменшенням тиску повітря в шині експериментальні та розраховані значення коефіцієнта опору коченню  $f$  збільшуються. Так, за експериментальними даними зі зменшенням тиску в шині від 0,3 до 0,1 МПа коефіцієнт опору збільшився від 0,009 до 0,015. Водночас розраховані за залежностями (24), (26) значення коефіцієнта опору коченню  $f$  різняться між собою та відрізняються від експериментальних.

2. Наведені емпіричні залежності для визначення коефіцієнта опору коченню (13), (15), (17), (20), (21) включають у себе його експериментальне значення при швидкості руху, наближеної до нуля, а вплив швидкості руху за цими залежностями беруть за параболічними законами. Згідно з емпіричними залежностями (7), (9), (11) вплив швидкості визначають за лінійним законом, однак, на відміну від вищенаведених залежностей, ці залежності не враховують експериментальне значення коефіцієнта опору коченню при малій швидкості руху.

3. Експериментально коефіцієнт опору коченню визначають під час руху колеса у веденому режимі, оскільки підведений до колеса крутний момент зменшує радіус кочення колеса.

4. Зі збільшенням швидкості руху коефіцієнт опору коченню збільшується, а величина цього збільшення залежатиме від пружних і демпфувальних властивостей шини та для конкретних шин на сьогодні може бути визначена експериментально.

5. Оскільки шина автомобіля є складним механізмом, що характеризується пружними та демпфувальними властивостями, які на цьому етапі описати аналітично неможливо, тому коефіцієнт опору коченню колеса з еластичною шиною залежно від швидкості руху та тиску повітря у шині можна визначити експериментально або з певною точністю згідно з вищенаведеними рекомендаціями.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Солтус А. П., Тарандушка Л. А., Клімов Е. С., Черненко С. М. Особливості руху еластичного колеса по криволінійній та прямолінійній траєкторії з відведенням. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2021. № 2 (14). С. 121–130. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-14-2-121-130>.
2. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Київ : Арістей, 2010. 155 с.
3. Wong J. Y. *Theory of Ground Vehicles* – 3rd ed. John Wiley & Sons, Inc., 2001. 528 p.
4. Чудаков Е. А. Теория автомобиля: учеб. для высш. учеб. заведений. Москва: Машгиз, 1950. 343с.
5. Теория и конструкция автомобиля: учебник для автотранспортных техникумов / Иларионов В. А. и др. Москва : Машиностроение, 1985. 368 с.
6. Вахламов В. К. Автомобили: эксплуатационные свойства: учебник для студ. высш. учеб. заведений. Москва : Издательский центр «Академия», 2006. 240 с.
7. Taborek J. J. «Mechanics of Vehicles», *Machine Design*, May 30 – Dec. 26, 1957.
8. Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. Автомобілі: тягово-швидкісні властивості та паливна економічність: навч. посібник. Київ : В-во «КВІЦ», 2004. 174 с.
9. Гришкевич А. И. Автомобили: теория: учебник для вузов. Минск : Выш. шк., 1986. 208 с.
10. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин: учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов. Москва : Машиностроение, 1990. 352 с.
11. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств / пер. с англ. Москва : Машиностроение, 1982. 284 с.
12. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». Москва : Машиностроение, 1989. 240 с.
13. Petrushov V. A. Coast Down Method in Time-Distance Variables. *SAE Transactions*, vol. 106, 1997, pp. 663–685.
14. Jazar R. N. *Vehicle dynamics (Vol. 1)*. New York : Springer, 2008. 1022 p.
15. Gillespie T. (Ed.). *Fundamentals of vehicle dynamics*. SAE international, 1992.
16. К оценке величины коэффициента сопротивления кочению колеса автомобиля / Сунцов Н. В. и др. *Вісник Донецького інституту автомобільного транспорту*. 2009. Вип. 2. С. 75–79.
17. Работа автомобильной шины / под ред. В. И. Кнороза. Москва : Транспорт, 1976. 238 с.
18. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. Москва : Машгиз, 1963. 239 с.

### REFERENCES

1. Soltus, A. P., Tarandushka, L.A., Klimov, E.S., Chernenko, S.M. (2021). Osoblyvosti ruhu elastychnogo kola po kryvolinijnij ta prjamolinijnsj trajektorii' z vidvedennjam [Features of an elastic wheel motion along a curvilinear and rectilinear trajectory with a slip]. *Journal of Mechanical Engineering and Transport*, 2 (14), 121-130 [in Ukrainian]. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-14-2-121-130>.

2. Soltus, A.P. (2010). Teorija eksploataciynih vlastyvostej avtomobilja [Theory of operational properties of the vehicle]. Kyi'v : Aristej [in Ukrainian].
3. Wong, J.Y. (2001). Theory of Ground Vehicles – 3rd ed., John Wiley & Sons, Inc.
4. Chudakov, E.A. (1950). Teoriya avtomobilya: Ucheb. dlya vyssh. ucheb. zavedeniy [Vehicle theory]. Moscow : Mashgiz [in Russian].
5. Illarionov, V.A., Morin, M.M., Sergeev, N.M., Faraboin, Ya. E. (1985). Teoriya i konstruktsiya avtomobilya [Theory and design of the vehicle]. Moscow : Mashinostroenie [in Russian].
6. Vakhlamov, V.K. (2006). Avtomobili: eksploatacionnyie svoystva [Vehicles: operational properties]. Moscow: Publishing Center «Akademiya» [in Russian].
7. Taborek J. J. (1957 ). Mechanics of Vehicles, *Machine Design*, May 30 – Dec. 26.
8. Sakhno, V.P., Bezborodova, H.B., Maiak, M.M., Sharai, S.M. (2004). Avtomobili: tiahovo-shvydkisni vlastyvosti ta palyvna ekonomichnist [Vehicles: traction and speed properties and fuel efficiency]. Kyi'v : «KVIC» [in Ukrainian].
9. Grishkevich, A.I. (1986). Avtomobili: teoriya [Vehicle: theory]. Minsk : Vyshcha shkola [in Russian].
10. Smirnov, G.A. (1990). Teoriya dvizheniya kolesnyih mashin [Theory of the movement of wheeled vehicles]. Moscow : Mashinostroenie [in Russian].
11. Wong, J.Y. (1982). Teoriya nazemnyih transportnyih sredstv [Theory of Ground Vehicles]. Moscow : Mashinostroenie [in Russian].
12. Litvinov A.S., Farobin Ya.E. (1989). Avtomobil: teoriya eksploatacionnyih svoystv [Vehicles: theory of operational properties]. Moscow : Mashinostroenie [in Russian].
13. Petrushov, V. A. (1997). Coast down method in time-distance variables. SAE transactions, 663-685.
14. Jazar, R. N. (2008). Vehicle dynamics (Vol. 1). New York : Springer.
15. Gillespie, T. (Ed.). (1992). Fundamentals of vehicle dynamics. SAE international.
16. Suntsov, N. V., Shamota, V. P., Makarov, V. A., Suntsov, A. N., & Efimenko, A. N. (2009). K otsenke velichinyi koeffitsienta soprotivleniya kocheniyu kolesa avtomobilya [On the estimation of the rolling resistance coefficient of a car wheel]. *Vestnik Donetskogo instituta avtomobilnogo transporta*, (2), 75-79.
17. Knoroz, V. I., Klennikov, E. V., Petrov, I. P., Sheluhin, A. S., & Yurev, Yu. M. (1976). Rabota avtomobilnoy shinyi [The operation of a car tire]. Moscow : Transport [in Russian].
18. Falkevich, B.S. (1963). Teoriya avtomobilya [The theory of the car]. Moscow : Mashgiz [in Russian].

### **Soltus A.P., Klimov E.S., Tarandushka L.A., Puzyr R.G. Rolling resistance of an elastic wheel during rectilinear movement on an undeformed surface**

The paper presents the results of studying the rolling resistance coefficient of the elastic wheel during rectilinear movement on an undeformed bearing surface. Considering the elastic wheel as a complex integral mechanism, the forces and moments acting on the wheel during overcoming the rolling resistance are analyzed for two cases: the driven wheel and the driving wheel. It is established that the rolling resistance of the driven elastic wheel is overcome by an active pushing force applied to the wheel axis from the vehicle body and directed along the wheel motion vector. It is balanced by the reaction of the bearing surface, which is equal in magnitude and opposite in direction. The reaction of the bearing surface and the pushing force creates a moment relative to the wheel axis which is equal in absolute value to the rolling resistance torque. Rolling of the driving wheel is ensured by the torque applied from the vehicle transmission to the wheel hard disk which causes an active force in tire contact with the bearing surface, directed in the opposite direction to the wheel speed vector. This active force is counterbalanced by a pushing force applied to the wheel rotation axis and directed in the direction of the wheel motion vector. The rolling resistance of an elastic wheel during rectilinear motion is determined by the rolling resistance coefficient, which is the ratio of the displacement of the equivalent normal reaction to the wheel's dynamic radius during its motion. It is stated that with increasing speed and decreasing air pressure in the tire, the rolling resistance coefficient increases, and the magnitude of this increase depends on the elastic and damping properties of the tire and can currently be determined for specific tires only experimentally.

The results of the research can be useful for experts working to improve the fuel efficiency and mileage of car tires.

**Key words:** elastic wheel, rolling resistance coefficient, undeformed surface, rectilinear movement, speed, air pressure in the tire.

*СОЛТУС* *Анатолій Петрович*, доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, Черкаський державний технологічний університет, e-mail: auto.soltus@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-6010-1124>

*КЛІМОВ* *Едуард Сергійович*, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів і тракторів, Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського, e-mail: edward.klimov@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-2662-2401>

*ТАРАНДУШКА* *Людмила Анатоліївна*, доктор технічних наук, професор, завідувачка кафедри автомобілів та технологій їх експлуатації, Черкаський державний технологічний університет, e-mail: tarandushkal@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-1410-9088>

*ПУЗИР* *Руслан Григорович*, доктор технічних наук, професор, Відокремлений структурний підрозділ «Фаховий коледж Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського», e-mail: puzyruslan@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0001-9791-9002>

*Anatolii SOLTUS*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Cars and Technologies of their Operation Department, Cherkasy State Technological University, e-mail: auto.soltus@ukr.net. <https://orcid.org/0000-0002-6010-1124>

*Eduard KLIMOV*, PhD in Engineering, Associate Professor, Head of Automobiles and Tractors Department, Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, e-mail: edward.klimov@gmail.com. <https://orcid.org/0000-0002-2662-2401>

*Ludmyla TARANDUSHKA*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Cars and Technologies of their Operation Department, Cherkasy State Technological University, e-mail: tarandushkal@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-1410-9088>

*Ruslan PUZYR*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Separate Structural Subdivision Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University Vocational College, e-mail: puzyruslan@gmail.com. <http://orcid.org/0000-0001-9791-9002>

DOI 10.36910/automash.v1i20.1054

Таран І.О., Литвин В.В., Клименко І.Ю.  
*Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна*

## ОПТИМІЗАЦІЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ СКЛАДСЬКОГО КОМПЛЕКСУ З ФРОНТАЛЬНИМИ СТЕЛАЖАМИ У СЕРЕДОВИЩІ ANYLOGIC

Робота присвячена розв'язанню актуального наукового завдання щодо підвищення ефективності функціонування складських комплексів засобами імітаційного моделювання. На підставі аналізу останніх досліджень було встановлено, що основним критерієм ефективної роботи будь-якого складу є забезпечення необхідного вантажообігу при оптимальних витратах на обробку та зберігання товарів. Було доведено, що склади відносяться до складних систем, в яких можливість застосування традиційних методів пошуку оптимальних рішень є обмеженою, тому для обґрунтування управлінських рішень під час розробки або модернізації роботи складу необхідно використовувати сучасні методи досліджень. Одним із таких методів є імітаційне моделювання.

У якості об'єкта дослідження був обраний сучасний складський комплекс, який розташований у м. Дніпро. Для аналізу можливостей щодо підвищення надійності його роботи та зменшення капітальних та поточних витрат під час експлуатації була розроблена імітаційна модель у середовищі AnyLogic (розробник The AnyLogic Company). Розроблена модель складається з двох елементів. 1. Транспортна мережа для руху автомобілів, навантажувачів та розміщення стелажів у зонах складу відповідно до його компонувальної схеми. 2. Діаграма процесів, яка представляє собою послідовність 114 блоків бібліотеки моделювання процесів AnyLogic, що задають логіку роботи складу.

Представлення розробленої імітаційної моделі у вигляді чорної скрині дозволяє досліджувати вплив вхідних та вихідних параметрів складу на ефективність використання його ресурсів. Був запропонований алгоритм імітаційного експерименту, який складається із потрійного вкладеного циклу варіювання основних параметрів складу: кількості доків для навантаження та розвантаження, а також кількості навантажувачів у зоні зберігання. Загальна кількість прорахунків моделі становила 63 варіанти. За результатами виконаного моделювання були встановлені 4 варіанти роботи складу, які забезпечують виконання його добового вантажообігу. Для підсумкової оцінки отриманих результатів запропоновано структуру комплексного критерію, який враховує загальну кількість навантажувачів, які експлуатуються на складі; середній коефіцієнт використання навантажувачів; середню тривалість завантаження та розвантаження автомобілів; середню тривалість очікування автомобілів під завантаженням та розвантаженням.

**Ключові слова:** склад, навантажувач, фронтальний стелаж, док, AnyLogic, імітаційна модель, постановка експерименту, критерій ефективності.

### ВСТУП

Згідно з основною концепцією логістики, між виробництвом, транспортом і споживачами завжди повинні існувати складські об'єкти, які призначені для згладжування нерівномірних циклів виробництва, споживання і функціонування різних видів транспорту [1]. Сучасний склад – це складне технічне спорудження, яке складається із великої кількості взаємозалежних елементів, має певну структуру і виконує ряд функцій по перетворенню матеріальних потоків, а також накопиченню, переробці і розподілу вантажів між споживачами.

Проектування та організація роботи сучасного складського господарства це складний комплексний процес, який потребує системного підходу, залучення кваліфікованих спеціалістів та врахування багатьох факторів, які впливають на визначення параметрів території та складу, підбір обладнання та програмного забезпечення, розробку та впровадження технології переробки вантажів, тощо [2]. Тому для обґрунтування управлінських рішень під час розробки або модернізації роботи складу необхідно використовувати сучасні методи досліджень. Одним із таких методів є імітаційне моделювання. Робота присвячена аналізу впливу об'ємно-планувальних рішень та основних виробничих і технологічних параметрів сучасного складу на ефективність його функціонування.

### АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Критерієм ефективної роботи будь-якого складу є забезпечення необхідного вантажообігу товарів при оптимальних витратах на обробку та зберігання товарів. Слід пам'ятати, що склад кожної конкретної компанії покликаний вирішувати різні проблеми: в одному випадку це розміщення максимальної кількості вантажу в конкретному приміщенні [3], в іншому – забезпечення максимально вантажообігу [4], в третьому – оптимізація структури складських приміщень [5], в четвертому – скорочення операційних витрат [6]. Тому важливе місце у дослідженнях систем управління складом належить розробці ключових показників ефективності [7] та систем підтримки прийняття рішень для проектування та управління складськими системами [8].

У складських об'єктах матеріальні потоки перетворюються з динамічних в статичні і навпаки. Крім того, в системи зберігання і переробки матеріальні потоки входять з одними параметрами, а виходять з іншими. Під параметрами слід розуміти напруженість, потужність, ритмічність, структуру цих потоків, а також тип і спосіб упаковки продукції, час прибуття і відправлення транспортних партій і т.д. Якщо параметри матеріальних потоків на деяких ділянках транспортних мереж не потребують змін, то відпадає необхідність створення складів або трансформаційних центрів (які включають в себе кілька складських комплексів). По суті, не тільки трансформаційні центри, а й окремі склади утворюють своєрідні системи зберігання і переробки різного ступеня складності. Нерозуміння їх ролі і значення в управлінні потоковими процесами призводить до неефективної організації транспортних мереж [9], до недоліків в загальній системі виробництва, розподілу, фізичного переміщення і споживання продукції [10]. Еволюція логістики призвела також до того, що на додаток до традиційних функцій зберігання товарно-матеріальних запасів склади використовуються як пункти крос-докінгу [11].

Однією із головних задач під час проектування складського комплексу є організація оптимальної системи зберігання. Автори [12] стверджують, що незважаючи на важливість складування для обслуговування клієнтів та підтримання необхідного рівня витрат, комплексної універсальної методології проектування складів не існує. На етапі проведення аналізу літератури було встановлено, що сучасні дослідження складської логістики в основному спрямовані на: процес комплектації заказів та визначення місцезнаходження елемента [13], оптимізацію складських процесів [14], маршрутизацію збирачів замовлень [15], мінімізацію кількості навантажувачів та визначення розмірів парку транспортних засобів [16] для обслуговування складських операцій.

Для прийняття остаточного рішення під час переобладнання вже існуючих приміщень, або проектування нового необхідно сумісно враховувати особливості асортименту продукції та область застосування, переваги та недоліки існуючих схем організації зони зберігання. Прикладом такого підходу є робота [17], у якій проведено порівняльний аналіз складських процесів на вибраних кейсах трьох компаній. В основу покладено наступний алгоритм: аналізується поточний стан складської системи, вносяться пропозиції щодо оптимізації відповідно до виявлених вузьких місць і нарешті, проводиться порівняльний аналіз запропонованих пропозицій щодо оптимізації.

Виконаний аналіз свідчить, що сучасний складський комплекс відноситься до складних систем, оскільки включає в себе багато різних технологічних процесів, які суттєво відрізняються між собою. У складних системах можливість застосування традиційних методів пошуку оптимального рішення обмежена, оскільки слабо структуровані між собою задачі поєднують як кількісні, так і якісні залежності. Тому для пошуку та обґрунтування управлінських рішень під час розробки або модернізації роботи складу необхідно використовувати сучасні методи досліджень. Одним із таких методів є імітаційне моделювання.

### **ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Метою роботи є підвищення надійності роботи сучасних складських комплексів та зменшення капітальних та поточних витрат під час їх експлуатації, за рахунок розробки імітаційних моделей у середовищі AnyLogic.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні завдання:

1. Розробити імітаційну модель складського комплексу, який було обрано для дослідження у середовищі AnyLogic.
2. Представити розроблену імітаційну модель у вигляді чорної скрині для оцінки можливості дослідження впливу вхідних та вихідних параметрів складу на ефективність використання його ресурсів.
3. Розробити алгоритм імітаційного експерименту та представити основні результати моделювання роботи складу.
4. Запропонувати структуру комплексного критерію для підсумкової оцінки отриманих результатів.

### **РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ**

У якості об'єкта дослідження був обраний складський комплекс класу А, який розташований у м. Дніпро. Склад обладнаний фронтальними стелажками у зоні зберігання. Має по три доки навантаження та розвантаження. Протягом доби (з 8<sup>00</sup> до 18<sup>00</sup>) на складі розвантажуються 24 єврофури місткістю 33 палети та навантажуються 48 автомобілів місткістю 16 палет, з середньою інтенсивністю прибуття та відправлення 3 і 6 авто/год. відповідно. Основні параметри об'єкту дослідження та його компоновальна схема наведена у табл. 1 та на рис. 1 відповідно.

Таблиця 1 – Основні параметри об'єкту дослідження

Показник	Значення
Середні добові зовнішні вантажопотоки по прибуттю та відправленню, т	273,44
Середня добова величина переробки вантажів на склад, т	1421,88
Годинна інтенсивність внутрішніх вантажопотоків, т/год.	66,65
Площа складського приміщення, м <sup>2</sup>	6 927,06
Число піддонів з вантажем, що зберігаються на складі, од.	11 020,00
Кількість навантажувачів, од.	20
Кількість доків розвантаження, од.	3
Середня кількість автомобілів, які розвантажуються протягом доби	24
Кількість доків навантаження, од.	3
Середня кількість автомобілів, які навантажуються протягом доби	48

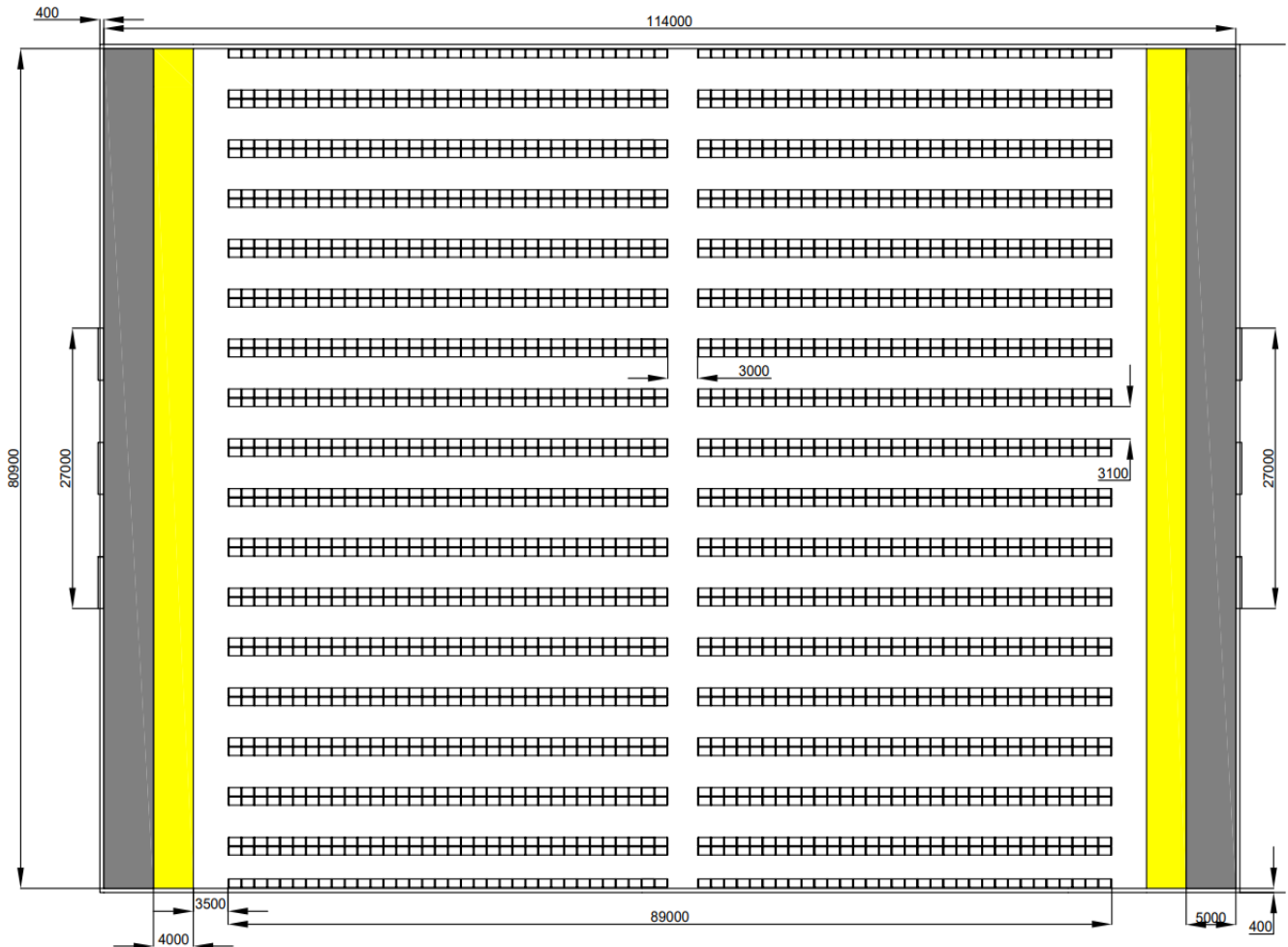


Рисунок 1 – Компонувальна схема об'єкта дослідження

За результатами технологічного аудиту складу, який був виконаний шляхом хронометражних спостережень були визначені коефіцієнти використання навантажувачів для відповідних зон (рис. 2).

Аналіз рис. 2 дозволяє зробити наступні висновки:

- значення коефіцієнтів використання навантажувачів розподіляються у діапазоні 0,41...0,92;
- середні значення коефіцієнтів використання навантажувачів у зоні зберігання становлять 0,76; у зоні розвантаження – 0,49; у зоні навантаження – 0,56;
- середньозважене значення коефіцієнтів використання навантажувачів загалом по складу становить 0,69.

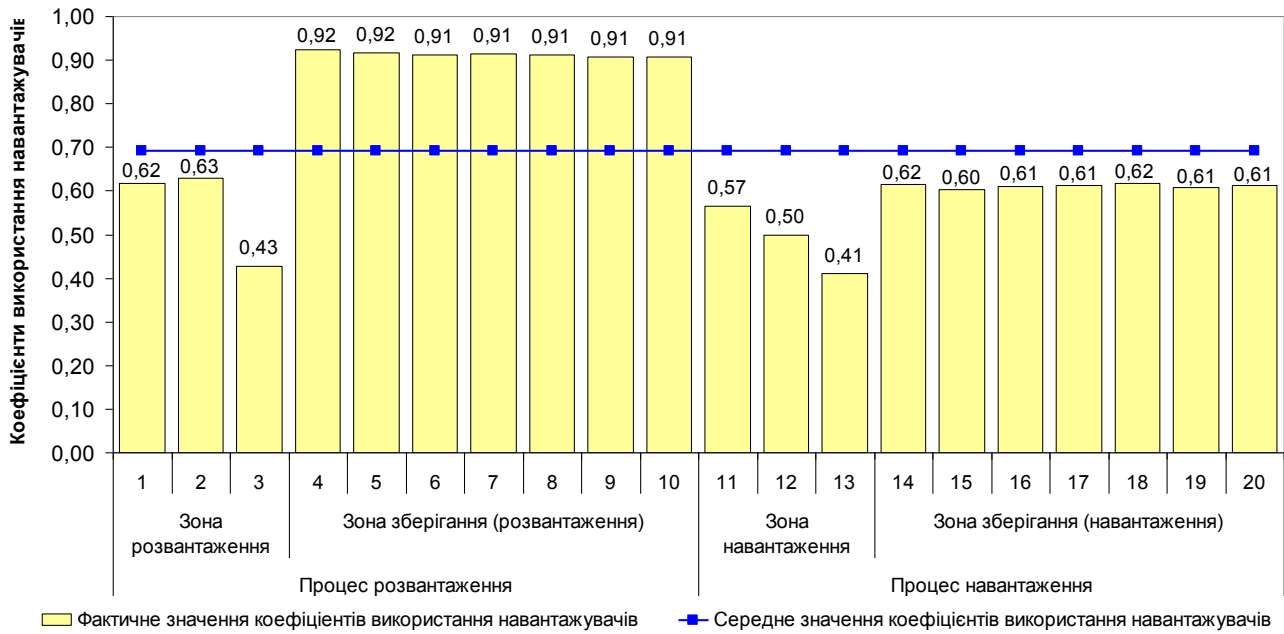


Рисунок 2 – Значення коефіцієнтів використання навантажувачів для відповідних зон складу

Таким чином, на об’єкті дослідження спостерігається недовикористання 31% основних виробничих потужностей, що призводить до підвищення витрат на їх експлуатацію та обслуговування та збільшення необхідної кількості обслуговуючого персоналу складу.

З огляду на стохастичний характер основних технологічних операцій, які відбуваються на складі (прибуття автомобілів та їх навантаження (розвантаження), розташування палет із вантажами у зоні зберігання, комплектація замовлень, тощо) керівництвом терміналу було прийнято рішення розробити імітаційну модель складського комплексу у середовище AnyLogic, яка дозволить у сьогоденних та майбутніх умовах:

- виявляти «вузькі» ділянки в роботі складу і знаходити рішення щодо їх ліквідації;
- оцінювати ефективність різних політик складування і зберігання товарів на складі;
- визначити оптимальний штат навантажувачів та інших складських ресурсів для ефективного функціонування складу в умовах нерівномірного графіка прибуття (відправлення) транспортних засобів.
- без ризику тестувати будь-яку гіпотезу, яка планується до реалізації.

Авторами був розроблений узагальнений алгоритм для створення імітаційних моделей складських комплексів, які обладнані фронтальними стелажми, у середовище AnyLogic (рис. 3).

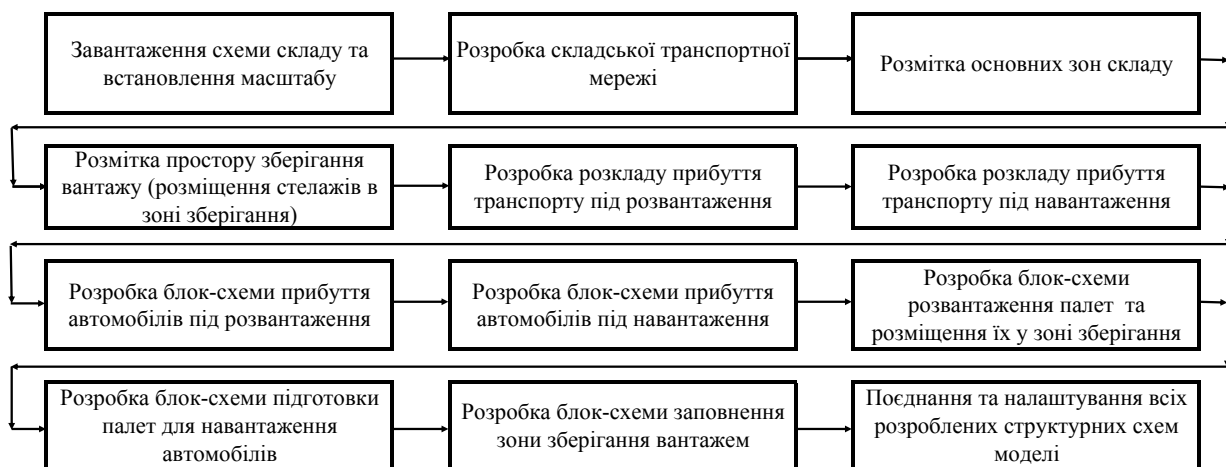


Рисунок 3 – Узагальнений алгоритм для створення імітаційних моделей складських комплексів, які обладнані фронтальними стелажми, у середовище AnyLogic



Взагалі розробку імітаційної моделі складу у середовище AnyLogic можна поділити на два етапи:

- за допомогою елементів розмітки простору (*Space Markup*), таких як *Path*, *Point Node*, *Rectangular Node* створення транспортної мережі для руху автомобілів, навантажувачів та розміщення стелажів у зонах складу (рис. 4) відповідно до його компоновальної схеми (рис. 1) за допомогою елементу *Pallet Rack*;
- завдання логіки роботи моделі за допомогою послідовності блоків, що входять до складу бібліотеки моделювання процесів (*Process Modeling Library*), та їх налаштування.

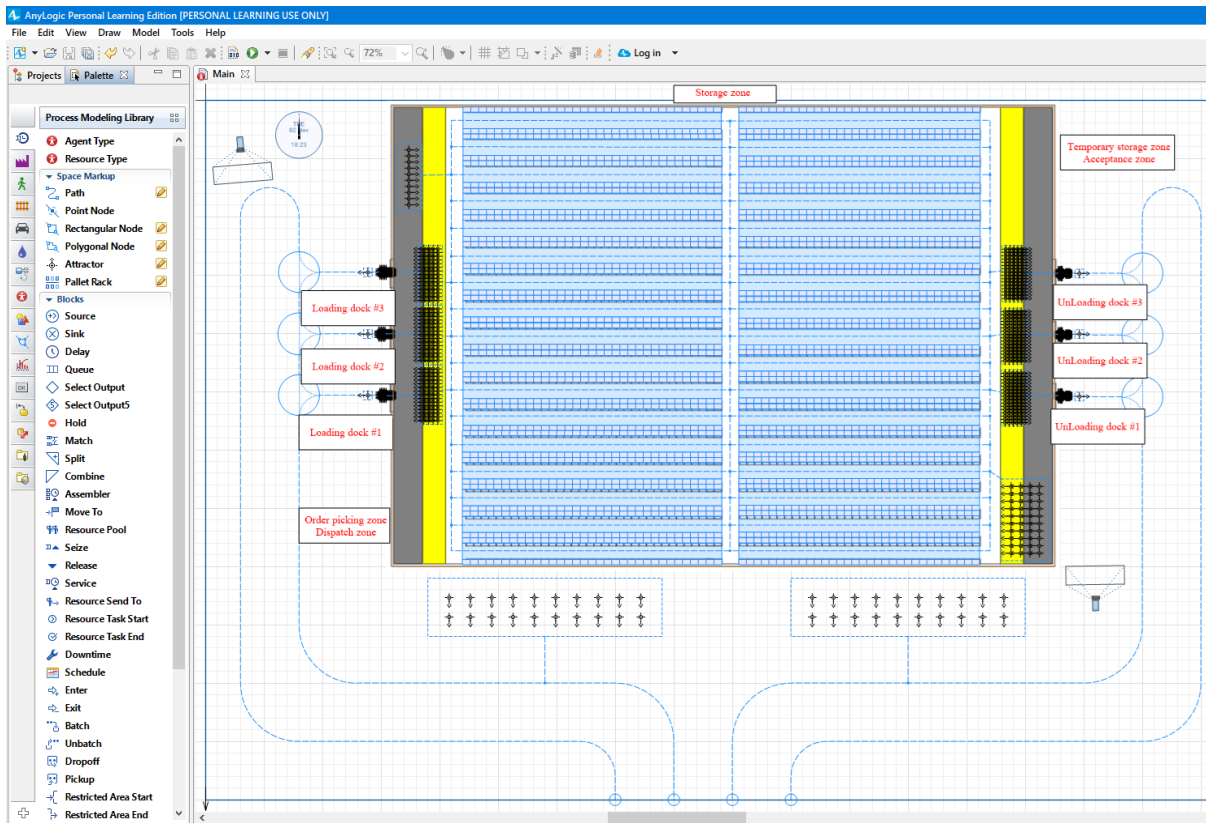


Рисунок 4 – Транспортна мережа для руху автомобілів, навантажувачів та розміщення стелажів

Аналіз структури технологічних процесів, які відбуваються на складах в результаті обробки зовнішніх та внутрішніх вантажопотоків дозволяє зробити висновок, що процес, який моделюється, можна представити у вигляді стохастичної багатофазної багатоканальної системи масового обслуговування замкнутого типу з обмеженою входною ємністю. Логіка моделі у середовище AnyLogic задається графічно у вигляді послідовності блоків (що утворюють певний технологічний процес), кожен з яких являє собою окрему операцію, яка виконується відповідними агентами. Розроблена імітаційна модель складу з фронтальними стелажми складається з 114 блоків представлена на рис. 5. Основними блоками, що були використані є:

- *Source* – генерує агентів, цей блок зазвичай є початковою точкою блок-схеми процесу;
- *Move To* – переміщує агента на нове місце;
- *Queue* – черга (буфер) агентів, які очікують на прийняття наступним блоком у блок-схемі;
- *Delay* – затримує агентів на певний час.

У назвах блоків були використані скорочення «U» «L», які відповідають процесам, що пов'язані із процесами *Unloading* та *Loading*. Таких підхід надає наочної можливості представити структуру технологічного процесу, який моделюється. Модуль №1 описує процес розвантаження автомобілів; модуль №2 – їх завантаження; модуль №3 – розвантаження палет та їх переміщення у зону зберігання; модуль №4 – переміщення палет з зони зберігання у зону навантаження; модуль №5 відповідає за створення палет, які формують страховий запас; а модуль №6 формує основні ресурси складу – навантажувачі та зону зберігання.

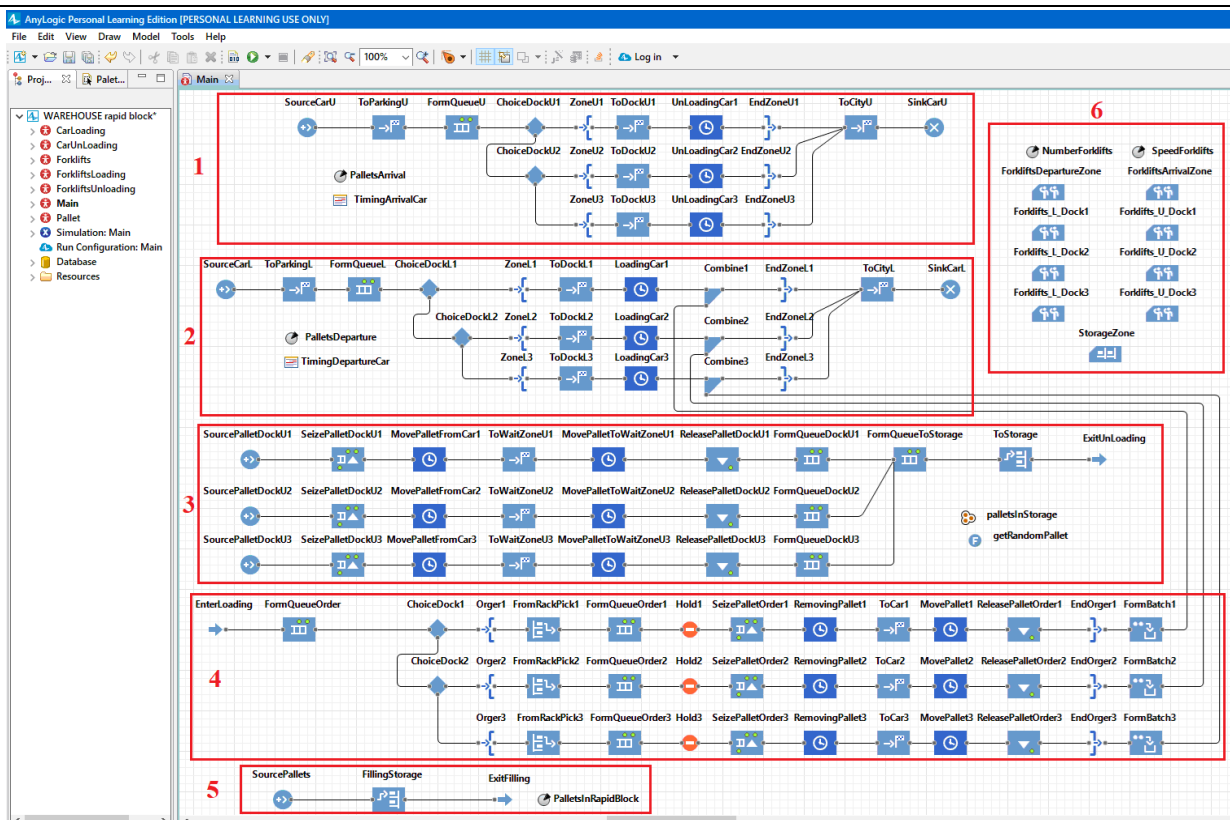


Рисунок 5 – Завдання логіки роботи складу з фронтальними стелажми у середовище AnyLogic

В розробленій моделі у якості агентів виступають наступні об’єкти (рис. 5): *CarLoading* – автомобілі, що прибувають під навантаження; *CarUnLoading* – автомобілі, що прибувають під розвантаження; *Forklifts* – навантажувачі, які обслуговують зону зберігання; *ForkliftsLoading* – навантажувачі, які обслуговують зону навантаження; *ForkliftsUnloading* – навантажувачі, які обслуговують зону розвантаження; *Pallet* – палети із вантажем.

Розроблена імітаційна модель дозволяє виявляти та встановити кореляційні відношення та взаємини між вхідними і вихідними параметрами складу, а також його ресурсами, наприклад, між кількістю навантажувачів (або доків) та тривалістю розвантаження (навантаження) транспортних засобів, часом їх очікування, коефіцієнтами використання навантажувачів, тощо. З огляду на це розроблена імітаційна модель роботи складу з фронтальними стелажми (рис. 5) може бути, представлена у вигляді наступної моделі чорної скрині (рис. 6).

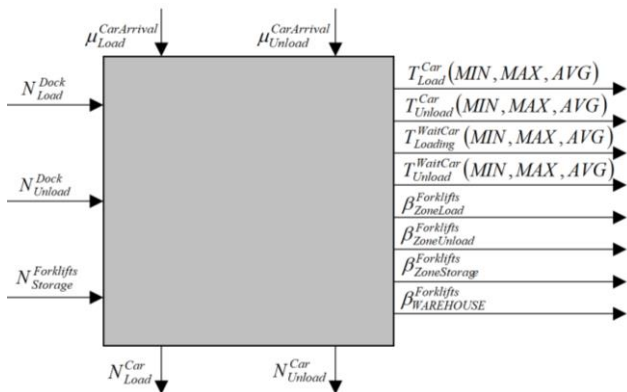


Рисунок 6 – Модель чорної скрині функціонування складського комплексу

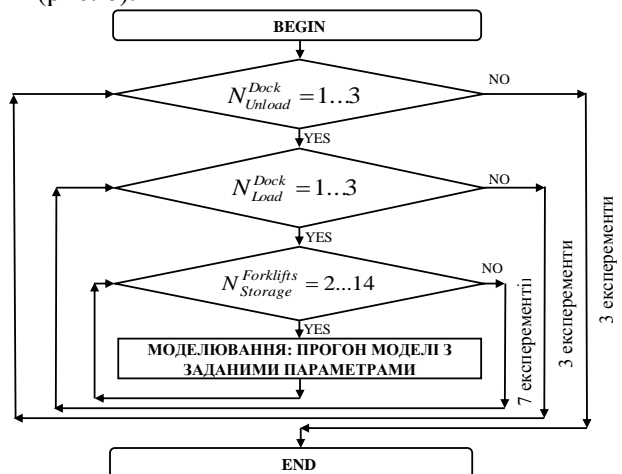


Рисунок 7 – Алгоритм постановки імітаційного експерименту

Умовні позначення, які наведені на рис. 6:  $N^{Dock Load}$  – кількість доків навантаження на складі, од.;  $N^{Dock Unload}$  – кількість доків розвантаження на складі, од.;  $N^{Forklifts Storage}$  – кількість навантажувачів у зоні

зберігання, од.;  $\mu_{Load}^{CarArrival}$  – добова інтенсивність прибуття автомобілів під навантаження, од.;  $\mu_{Unload}^{CarArrival}$  – добова інтенсивність прибуття автомобілів під розвантаження, од.;  $N_{Load}^{Car}$  – кількість завантажених автомобілів протягом доби, од.;  $N_{Unload}^{Car}$  – кількість розвантажених автомобілів протягом доби, од.;  $T_{Load}^{Car}(MIN, MAX, AVG)$  – тривалість завантаження автомобілів (мінімальне, максимальне та середнє значення), хв.;  $T_{Unload}^{Car}(MIN, MAX, AVG)$  – тривалість розвантаження автомобілів (мінімальне, максимальне та середнє значення), хв.;  $T_{Load}^{WaitCar}(MIN, MAX, AVG)$  – тривалість очікування завантаження автомобілів (мінімальне, максимальне та середнє значення), хв.;  $T_{Unload}^{WaitCar}(MIN, MAX, AVG)$  – тривалість очікування розвантаження автомобілів (мінімальне, максимальне та середнє значення), хв.;  $\beta_{ZoneLoad}^{Forklifts}$ ,  $\beta_{ZoneUnload}^{Forklifts}$ ,  $\beta_{ZoneStorage}^{Forklifts}$ ,  $\beta_{WAREHOUSE}^{Forklifts}$  – коефіцієнти використання навантажувачів відповідно у зонах завантаження, розвантаження, зберігання та в середньому по складу.

Аналіз моделі чорної скрині дозволяє зробити наступні висновки:

- $\mu_{Load}^{CarArrival}$  та  $\mu_{Unload}^{CarArrival}$  є вхідними параметрами моделі;
- $N_{Load}^{Car}$  та  $N_{Unload}^{Car}$  є вихідними параметрами моделі;
- $N_{Load}^{Dock}$ ,  $N_{Unload}^{Dock}$  та  $N_{Storage}^{Forklifts}$  є параметрами, що варіюються;
- $T_{Load}^{Car}(MIN, MAX, AVG)$ ,  $T_{Unload}^{Car}(MIN, MAX, AVG)$ ,  $T_{Loading}^{WaitCar}(MIN, MAX, AVG)$ ,

$T_{Unload}^{WaitCar}(MIN, MAX, AVG)$ ,  $\beta_{ZoneLoad}^{Forklifts}$ ,  $\beta_{ZoneUnload}^{Forklifts}$ ,  $\beta_{ZoneStorage}^{Forklifts}$  та  $\beta_{WAREHOUSE}^{Forklifts}$  є параметрами, які дозволяють оцінити ефективність системи.

Враховуючи особливості реалізації логіки моделі у *AnyLogic*, під час підготовки до імітаційного експерименту були зроблені (а потім і програмно реалізовані у моделі) наступні припущення: кількість навантажувачів зони розвантаження (навантаження) залежить від кількості доків даної зони (за кожним доком закріплюється 1 навантажувач); при зменшенні кількості доків навантажувачі, які закріплені за доком видаляються з системи; кількість навантажувачів у зоні зберігання розподіляється на дві групи, які закріплюються за зонами розвантаження та навантаження відповідно; кількість навантажувачів у зоні зберігання змінюється парно; інтенсивність прибуття автомобілів під навантаження та розвантаження складає 6 та 3 авто/год. відповідно.

Числові параметри розробленого імітаційного експерименту наведено у табл. 2, а алгоритм його реалізації на рис. 7. Враховуючи структуру запропонованого алгоритму, який складається із потрійного вкладеного циклу (рис. 7) та числових параметрів імітаційного експерименту (табл. 2) кількість прорахунків моделі становила 63 варіанти. Основні результати моделювання представлені на рис. 8-9.

Таблиця 2 – Числові параметри імітаційного експерименту

ВХІДНІ ПАРАМЕТРАМИ МОДЕЛІ			
Показник	Позначення	Значення	
Добова інтенсивність прибуття автомобілів під розвантаження	$\mu_{Unload}^{CarArrival}$	24	
Добова інтенсивність прибуття автомобілів під навантаження	$\mu_{Load}^{CarArrival}$	48	
ПАРАМЕТРАМИ, ЩО ВАРІЮЮТЬСЯ			
Показник	Позначення	Значення	
		MIN	MAX
Кількість доків розвантаження	$N_{Unload}^{Dock}$	1	3
Кількість доків навантаження	$N_{Load}^{Dock}$	1	3
Кількість навантажувачів у зоні зберігання (дві групи)	$N_{Storage}^{Forklifts}$	2(1+1)	14(7+7)

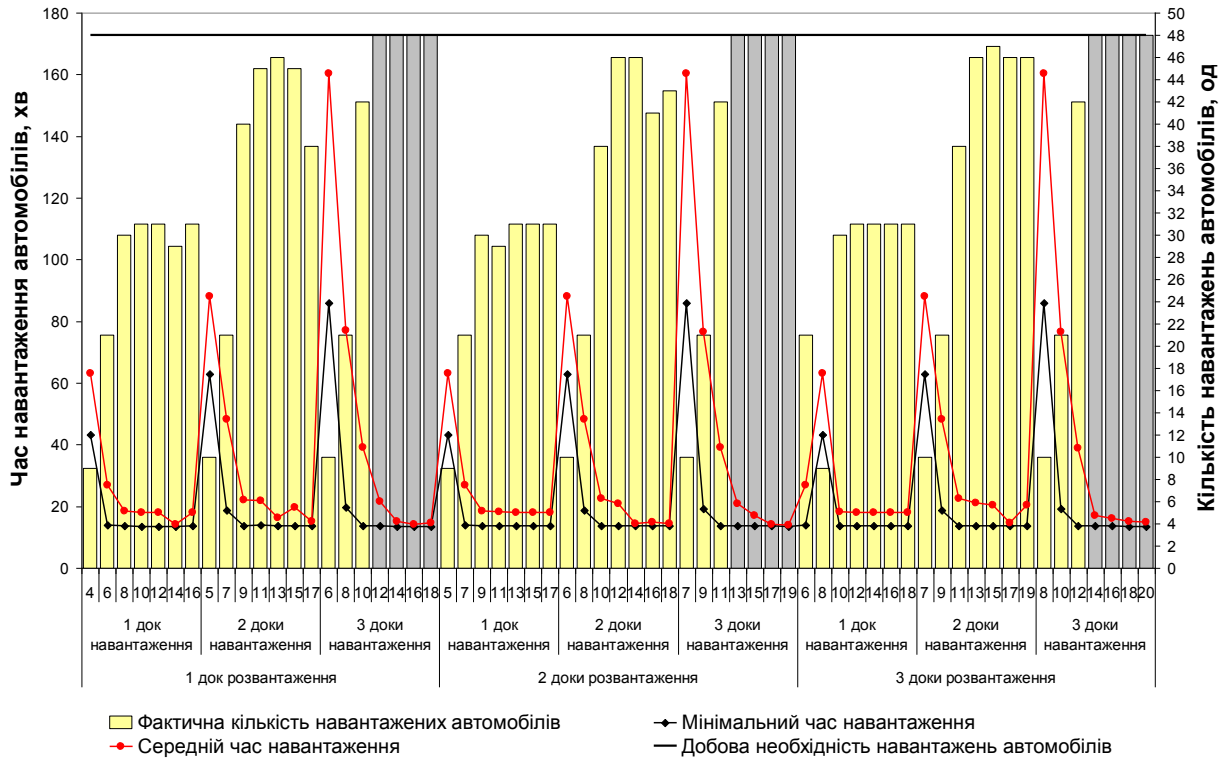


Рисунок 8 – Сумісний аналіз розподілу кількості завантажених автомобілів та тривалості завантаження

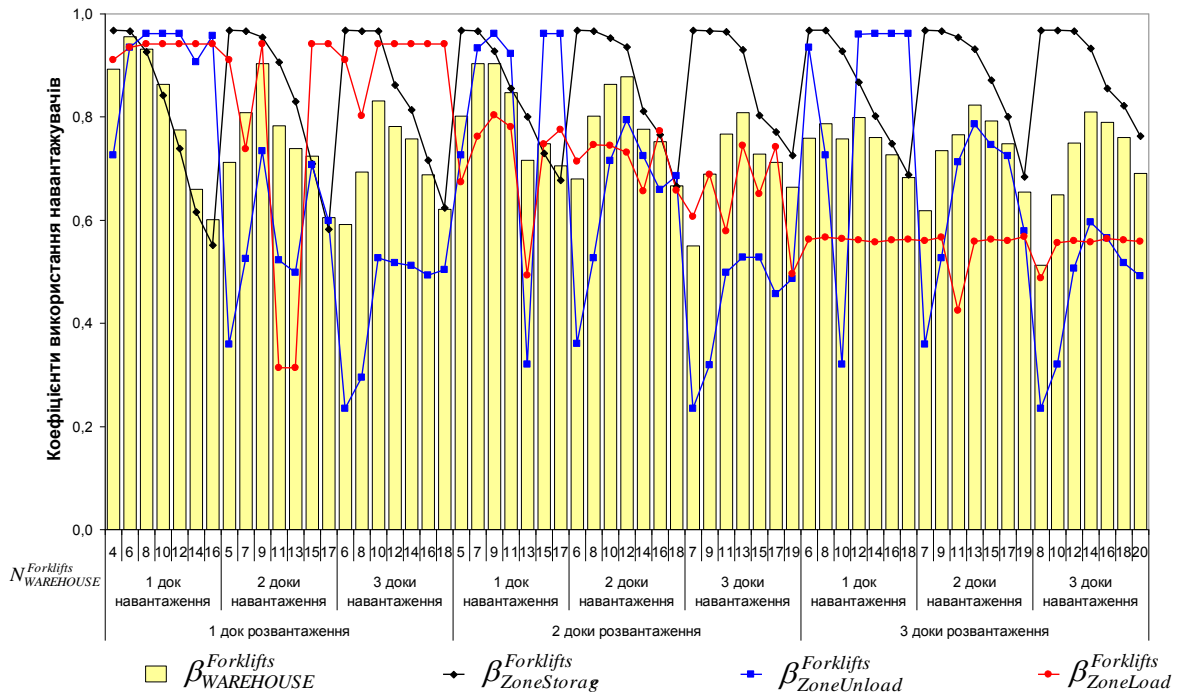


Рисунок 9 – Аналіз розподілу коефіцієнтів використання навантажувачів у відповідних зонах

Також на рис. 8-9 наведені результати розрахунків загальної кількості навантажувачів, які експлуатуються на складі протягом відповідного прорахунку моделі:

$$N_{\text{WAREHOUSE}}^{\text{Forklifts}} = N_{\text{Storage}}^{\text{Forklifts}} + N_{\text{Unload}}^{\text{Dock}} + N_{\text{Load}}^{\text{Dock}} \quad (1)$$

Аналіз отриманих результатів моделювання дозволяє зробити наступні висновки:

- опанувати добовий вантажопотік по прибуттю дозволили 19 варіантів прорахунків;
- опанувати добовий вантажопотік по відправленню дозволили 12 варіантів прорахунків;

• об'єднання цих отриманих варіантів свідчить що існує лише 4 варіанти стану системи, що досліджувалася, які забезпечують функціонування складського комплексу відповідно до вхідних параметрів  $\mu_{Unload}^{CarArrival} = 24$  автомобілів та  $\mu_{Load}^{CarArrival} = 48$  автомобілів; це прогони моделі №60-63.

Для вибору оптимального варіанту експлуатації складського комплексу були обрані наступні показники роботи системи: загальна кількість навантажувачів, які експлуатуються на складі  $N_{WAREHOUSE}^{Forklifts}$ ; коефіцієнт використання навантажувачів в середньому по складу  $\beta_{WAREHOUSE}^{Forklifts}$ ; середня тривалість завантаження та розвантаження автомобілів  $T_{Load}^{Car}(AVG)$ ,  $T_{Unload}^{Car}(AVG)$ ; середня тривалість очікування автомобілів під завантаженням та розвантаженням  $T_{Load}^{WaitCar}(AVG)$ ,  $T_{Unload}^{WaitCar}(AVG)$ . Числові значення показників, які були обрані для визначення оптимального варіанту складського комплексу наведені у табл. 3.

Таблиця 3 – Числові значення показників, які були обрані для визначення оптимального варіанту функціонування складського комплексу

Показник	Значення показника				$\omega^j$	Найкращий показник	
	60	61	62	63		Напрямок	Значення
Номер прогону	60	61	62	63			
Шифр прогону	3DU3DL14 F	3DU3DL16 F	3DU3DL18 F	3DU3DL20 F			
$N_{WAREHOUSE}^{Forklifts}$	14	16	18	20	0,3 0	MIN	14
$\beta_{WAREHOUSE}^{Forklifts}$	0,81	0,79	0,76	0,69	0,3 0	MAX	0,81
$T_{Load}^{Car}(AVG)$	17,14	16,03	15,14	14,82	0,1 5	MIN	14,82
$T_{Unload}^{Car}(AVG)$	36,18	34,87	34,86	34,08	0,1 5	MIN	34,08
$T_{Load}^{WaitCar}(AVG)$	11,24	10,67	9,08	8,80	0,0 5	MIN	8,80
$T_{Unload}^{WaitCar}(AVG)$	15,49	14,38	12,78	12,06	0,0 5	MIN	12,06

Кодування шифру прорахунку: «3DU3DL14F»: на складі функціонують 3 доки розвантаження, 3 доки навантаження та експлуатуються 14 навантажувачів. Для оцінки ефективності варіантів функціонування складу автори пропонують структуру комплексного показника у вигляді функціоналу наступного виду:

$$K_i = \sum_{j=1}^n \omega^j \cdot k_i^j \rightarrow \max, \quad (2)$$

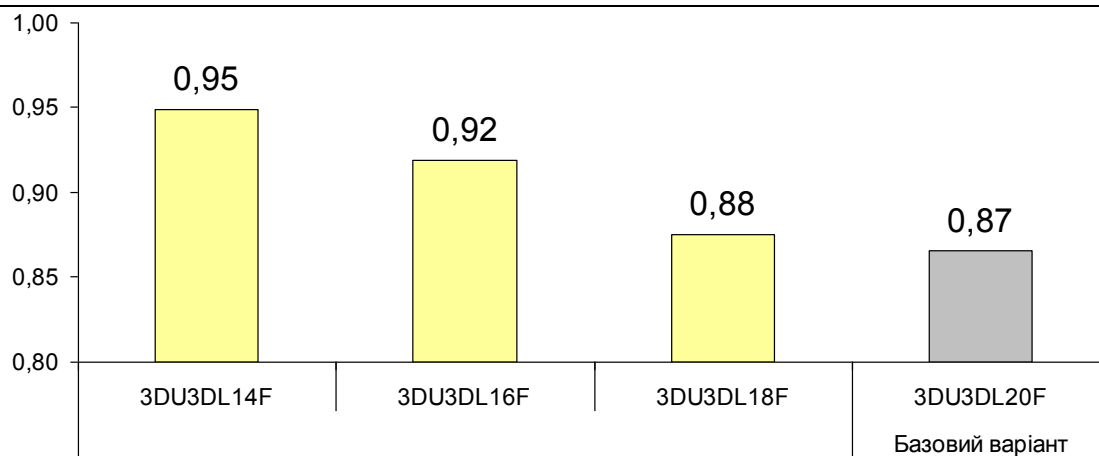
де  $k_i^j$  – відносна величина  $j$ -го показника на  $i$ -му прогоні;  
 $n$  – кількість показників, що враховуються;  
 $\omega^j$  – питома вага  $j$ -го показника.

Відносні величини  $k_i^j$  будуть відображати ступінь погіршення значення кожного показника, який розглядається у порівнянні з найкращим значенням у групі, що досліджується:

$$k_i^j = \begin{cases} \frac{X_i^{j(best)}}{X_i^j}, & \text{якщо } X_i^{j(best)} = \min(X_i^j) \\ \frac{X_i^j}{X_i^{j(best)}}, & \text{якщо } X_i^{j(best)} = \max(X_i^j) \end{cases}, \quad (3)$$

де  $X_i^j$  – абсолютне значення  $j$ -го показника для  $i$ -го прогону (табл. 3);  
 $X_i^{j(best)}$  – найкраще значення  $j$ -го показника для  $i$ -го прогону (табл. 3);

Також у табл. 3 також наведені результати опитування, щодо визначення питомої ваги  $j$ -го показника  $\omega^j$ . Опитування було проведено серед провідних фахівців м. Дніпро, що спеціалізуються на питаннях складської логістики. На підставі виконаних розрахунків за (2) були визначені значення комплексного показника  $K_i$ , які представлені на рис. 10.

Рисунок 10 – Результати розрахунків значення комплексного показника  $K_i$ 

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Аналіз рис. 10 дозволяє зробити висновок, що експлуатація складу у варіанті «3DU3DL14F» дозволить вивільнити з роботи 6 навантажувачів, підвищити ефективність його роботи на 8% за запропонованим комплексним критерієм, забезпечуючи при цьому опанування добових вантажопотоків без критичного підвищення витрат часу на навантаження, розвантаження та очікування транспортних засобів.

### ВИСНОВКИ

Авторами був розроблений узагальнений алгоритм для створення імітаційних моделей складських комплексів у середовищі AnyLogic, який складається із створення транспортної мережі для руху автомобілів, навантажувачів та розміщення стелажів у зонах складу за допомогою елементів розмітки простору; та завдання логіки роботи складу за допомогою послідовності 114 блоків, що входять до складу бібліотеки моделювання процесів. Була виконана постановка імітаційного експерименту, який складається з 63 прорахунків моделі. У якості параметрів, що варіюються було обрано  $N_{Load}^{Dock}$ ,  $N_{Unload}^{Dock}$  та  $N_{Storage}^{Forklifts}$ . Наведені результати виконаного моделювання за результатами якого були встановлені 4 варіанти функціонування складу, які забезпечують розвантаження та завантаження необхідної кількості автомобілів протягом доби. Оптимальний варіант функціонування складського комплексу обрано на підставі запропонованого комплексного критерію.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Крикавський Є. Логістика та управління ланцюгами поставок / Є. Крикавський, О. Похильченко, М. Фертч – Львів: Вид-во Львів. політехніка, 2017.– 801 с.
2. Тридід О. М. Логістика: навч. посібник / О.М. Тридід [та ін.] – К.: Знання, 2008.– 566 с.
3. Silva, A. & Roodbergen, K.J. & Coelho, L. C. & Darvish, Maryam. Estimating optimal ABC zone sizes in manual warehouses. *International Journal of Production Economics*. 2022. Vol. 252. 108579.
4. Celik, M. & Archetti, C & Süral, H. Inventory routing in a warehouse: The storage replenishment routing problem. *European Journal of Operational Research*. 2022. Vol. 301(3). P.1117-1132. DOI 10.1016/j.ejor.2021.11.056.
5. Oliveira, R.L.M.De. & Dabanc, L. & Schorung, M. Changes in warehouse spatial patterns and rental prices: Are they related? Exploring the case of US metropolitan areas. *Journal of Transport Geography*. 2022. Vol. 104. 103450. DOI 10.1016/j.jtrangeo.2022.103450.
6. de Jesus Pacheco, D.A. & Møller Clausen, D. & Bumann, J. A multi-method approach for reducing operational wastes in distribution warehouses. *International Journal of Production Economics*. 2023. Vol. 256. 108705. DOI 10.1016/j.ijpe.2022.108705.
7. Faveto, A. & Traini, E. & Bruno, G. & Lombardi, F. Development of a key performance indicator framework for automated warehouse systems. *IFAC-PapersOnLine*. 2021. Vol. 54 (1). P. 116-121.
8. Accorsi, R. & Manzini, R. & Maranesi, F. A decision-support system for the design and management of warehousing systems. *Computers in Industry*. 2014. Vol. 65 (1). P. 175-186. DOI 10.1016/j.compind.2013.08.007.
9. Nugymanova, G. & Nurgaliyeva, M. & Zhanbirov, Zh. & Naumov, V., & Taran, I. Choosing a servicing company's strategy while interacting with freight owners at the road transport market. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2021. Vol. 1. P. 204-210. DOI 10.33271/nvngu/2021-1/204.

10. Ramazan, B. & Mussaliyeva, R. & Bitileuova, Z. & Naumov, V. & Taran, I. Choosing the logistics chain structure for deliveries of bulk loads: Case study of the Republic Kazakhstan. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2021. Vol. 3. P. 142–147. DOI 10.33271/nvngu/2021-3/142.
11. Fabry, Q. & Agnetis, A. & Berghman, L & Briand, C. Complexity of flow time minimization in a crossdock truck scheduling problem with asymmetric handover relations. *Operations Research Letters*. 2022. Vol. 50 (1). P. 50-56. DOI 10.1016/j.orl.2021.12.004.
12. Baker, P & Canessa, M. Warehouse design: A structured approach. *European Journal of Operational Research*. 2009. Vol. 193 (2). P. 425-436. DOI 10.1016/j.ejor.2007.11.045.
13. Onal, S & Zhu, W. & Das, S.K. Order picking heuristics for online order fulfillment warehouses with explosive storage. *International Journal of Production Economics*. 2023. Vol. 256. 108747.
14. Dotoli, M. & Epicoco, N. Falagario, M. & Costantino, N. & Turchiano, B. An integrated approach for warehouse analysis and optimization: A case study. *Computers in Industry*. 2015. Vol. 70. P. 56-69. DOI 10.1016/j.compind.2014.12.004.
15. Bolu, A. & Korcak, O. Path Planning for Multiple Mobile Robots in Smart Warehouse. *IEEE 7th International Conference on Control, Mechatronics and Automation, ICCMA*. 2019. 8988635. P. 144-150.
16. Ferrara, A. & Gebennini, E. & Grassi, A. Fleet sizing of laser guided vehicles and pallet shuttles in automated warehouses. *International Journal of Production Economics*. 2014. Vol. 157. P. 7-14.
17. Živičnjak, M. & Rogić, K. & Bajor, I. Case-study analysis of warehouse process optimization. *Transportation Research Procedia*. 2022. Vol. 64. P. 215-223. DOI 10.1016/j.trpro.2022.09.026.
18. Zhang, Y. & Wang, Y. & Wu, L. Research on Demand-driven Leagile Supply Chain Operation Model: A Simulation Based on AnyLogic in System Engineering. *Systems Engineering Procedia*. 2012. Vol. 3. P. 249-258. DOI 10.1016/j.sepro.2011.11.027.

## REFERENCES

1. Krykavskiy Ye. & Pokhylchenko O. & Fertch M. (2017). Lohistyka ta upravlinnia lantsiuhamy postavok. Lviv: Vyd-vo Lviv. Politekhnik, 801. [in Ukrainian].
2. Trydid O. M. ta in. (2008). Lohistyka: navch. Posibnyk. K.: Znannia, 566. [in Ukrainian].
3. Silva, A. & Roodbergen, K.J. & Coelho, L. C. & Darvish, Maryam. (2022). Estimating optimal ABC zone sizes in manual warehouses. *International Journal of Production Economics*, 252, 108579.
4. Celik, M. & Archetti, C & Süral, H. (2022). Inventory routing in a warehouse: The storage replenishment routing problem. *European Journal of Operational Research*, 301(3), 1117-1132. DOI 10.1016/j.ejor.2021.11.056.
5. Oliveira, R.L.M.De. & Dablanc, L. & Schorung, M. (2022). Changes in warehouse spatial patterns and rental prices: Are they related? Exploring the case of US metropolitan areas. *Journal of Transport Geography*, 104, 103450. DOI 10.1016/j.jtrangeo.2022.103450.
6. de Jesus Pacheco, D.A. & Møller Clausen, D. & Bumann, J. (2023). A multi-method approach for reducing operational wastes in distribution warehouses. *International Journal of Production Economics*, 256, 108705. DOI 10.1016/j.ijpe.2022.108705.
7. Faveto, A. & Traini, E. & Bruno, G. & Lombardi, F. (2021). Development of a key performance indicator framework for automated warehouse systems. *IFAC-PapersOnLine*, 54 (1), 116-121.
8. Accorsi, R. & Manzini, R. & Maranesi, F. (2014). A decision-support system for the design and management of warehousing systems. *Computers in Industry*, 65 (1), 175-186. DOI 10.1016/j.compind.2013.08.007.
9. Nugymanova, G. & Nurgaliyeva, M. & Zhanbirov, Zh. & Naumov, V., & Taran, I. (2021). Choosing a servicing company's strategy while interacting with freight owners at the road transport market. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 1. 204-210. DOI 10.33271/nvngu/2021-1/204.
10. Ramazan, B. & Mussaliyeva, R. & Bitileuova, Z. & Naumov, V. & Taran, I. (2021). Choosing the logistics chain structure for deliveries of bulk loads: Case study of the Republic Kazakhstan. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 3, 142–147. DOI 10.33271/nvngu/2021-3/142.
11. Fabry, Q. & Agnetis, A. & Berghman, L & Briand, C. (2022). Complexity of flow time minimization in a crossdock truck scheduling problem with asymmetric handover relations. *Operations Research Letters*, 50 (1), 50-56. DOI 10.1016/j.orl.2021.12.004.
12. Baker, P & Canessa, M. (2009). Warehouse design: A structured approach. *European Journal of Operational Research*, 193 (2), 425-436. DOI 10.1016/j.ejor.2007.11.045.
13. Onal, S & Zhu, W. & Das, S.K. (2023). Order picking heuristics for online order fulfillment warehouses with explosive storage. *International Journal of Production Economics*, 256, 108747..
14. Dotoli, M. & Epicoco, N. Falagario, M. & Costantino, N. & Turchiano, B. (2015). An integrated approach for warehouse analysis and optimization: A case study. *Computers in Industry*, 70. 56-69. DOI 10.1016/j.compind.2014.12.004.
15. Bolu, A. & Korcak, O. (2019). Path Planning for Multiple Mobile Robots in Smart Warehouse. *IEEE 7th International Conference on Control, Mechatronics and Automation, ICCMA*, 8988635, 144-150.

16. Ferrara, A. & Gebennini, E. & Grassi, A. (2014). Fleet sizing of laser guided vehicles and pallet shuttles in automated warehouses. *International Journal of Production Economics*, 157, 7-14.
17. Živičnjak, M. & Rogić, K. & Bajor, I. (2022). Case-study analysis of warehouse process optimization. *Transportation Research Procedia*, 64, 215-223. DOI 10.1016/j.trpro.2022.09.026.
18. Zhang, Y. & Wang, Y. & Wu, L. Research on Demand-driven Leagile Supply Chain Operation Model: A Simulation Based on AnyLogic in System Engineering. *Systems Engineering Procedia*. 2012. Vol. 3. P. 249-258. DOI 10.1016/j.sepro.2011.11.027.

**I. Taran, V. Litvin, I. Klymenko. Optimization of the functioning of a warehouse complex with front shelves in the anylogic environment.**

The paper is devoted to the solution of the actual scientific task of increasing the efficiency of the warehouse complexes functioning by means of simulation modeling. On the basis of the analysis of recent studies, it was established that the main criterion for the effective operation of any warehouse is providing necessary cargo circulation with optimal costs for processing and storing goods. It has been proven that warehouses belong to complex systems, in which the possibility of applying traditional methods of finding optimal solutions is limited, therefore, modern research methods must be used to justify management decisions during the development or modernization of warehouse operations. One of these methods is simulation modeling.

A modern warehouse complex located in the city of Dnipro was chosen as the object of the study. To analyze the possibilities of increasing the reliability of its operation and reducing capital and current costs during operation, a simulation model was developed in the AnyLogic environment (developer The AnyLogic Company). The developed model consists of two elements. 1. The transport network for the movement of cars, forklifts and racks placement in warehouse areas in accordance with its layout scheme. 2. Process diagram, which represents a sequence of 114 blocks of the AnyLogic process modeling library, which cause the logic of warehouse operation. 2. Process diagram, which represents a sequence of 114 blocks of the AnyLogic process modeling library, which cause the logic of warehouse operation.

The presentation of the developed simulation model in the form of a black box allows studying the influence of the input and output parameters of the warehouse on the efficiency of using its resources. A simulation experiment algorithm was proposed, it consists of a triple nested cycle of varying the main warehouse parameters: the number of loading and unloading docks, as well as the number of forklifts in the storage area. The total number of model calculations was 63 variants. According to the results of the performed simulation, 4 variants of the warehouse operation were established, which ensure the fulfillment of its daily cargo turnover. For the final assessment of the obtained results, the structure of a complex criterion was proposed, which takes into account the total number of forklifts operated in the warehouse; the average utilization rate of forklifts; the average duration of loading and unloading cars; the average waiting time for cars being loaded and unloaded.

**Keywords:** warehouse, forklift, rapid block, dock, AnyLogic, simulation model, setting up the experiment efficiency criterion.

*ТАРАН Ігор Олександрович*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Управління на транспорті», Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», e-mail: [taran7077@gmail.com](mailto:taran7077@gmail.com). <http://orcid.org/0000-0002-3679-2519>.

*ЛИТВИН Вадим Вікторович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Управління на транспорті», Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», e-mail: [litvin.v.v.79@gmail.com](mailto:litvin.v.v.79@gmail.com). <http://orcid.org/0000-0002-1572-9000>.

*КЛИМЕНКО Ірина Юріївна*, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Управління на транспорті», Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», e-mail: [klymenkoiy@gmail.com](mailto:klymenkoiy@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0002-6263-0951>

*Igor TARAN*, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of Transport Management Department, Dnipro University of Technology, e-mail: [taran7077@gmail.com](mailto:taran7077@gmail.com). <http://orcid.org/0000-0002-3679-2519>.

*Vadim LITVIN*, Candidate of Technical Science, associate professor of Transport Management Department Dnipro University of Technology, e-mail: [litvin.v.v.79@gmail.com](mailto:litvin.v.v.79@gmail.com). <http://orcid.org/0000-0002-1572-9000>.

*Iryna KLYMENKO*, Candidate of Technical Science, associate professor of Transport Management Department, Dnipro University of Technology, e-mail: [klymenkoiy@gmail.com](mailto:klymenkoiy@gmail.com), <https://orcid.org/0000-0002-6263-0951>.

DOI 10.36910/automash.v1i20.1055



УДК 656.051  
UDC 656.051

Холодова О.О., Левченко О.С., Наглюк І.С.

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, Україна*

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТРИВАЛОСТІ ПРОМІЖНОГО ТАКТУ НА БЕЗПЕКУ ДОРОЖНЬОГО РУХУ**

Статистика дорожньо-транспортних пригод в Україні доводить необхідність приділення уваги заходам, спрямованим поліпшити ситуацію з аварійністю саме на перехресті – найбільш небезпечному елементі вулично-дорожньої мережі, де найбільш розповсюдженим видом пригоди є зіткнення транспортних засобів. Аналіз причин дорожньо-транспортних пригод показав, що порушення правил проїзду перехресть є однією з розповсюджених причин. Причому вирішення питання порушення водіями правила проїзду перехрестя на жовтий сигнал світлофора в останні роки набуло особливої актуальності.

Вивчення досвіду вирішення даної проблеми свідчить про кардинально різні шляхи. Повна заборона жовтого сигналу в світлофорному циклі вимагає в нашій країні значних витрат. Тим більше в деяких країнах ЄС наявність жовтого сигналу є запорукою безпеки дорожнього руху на перехресті.

В статті пропонується навести обґрунтування доцільності використання в структурі циклу світлофорного регулювання одночасної роботи забороняючих сигналів світлофора в обох конфліктуючих напрямках. Статистика дорожньо-транспортних пригод на перехрестях м. Харків, причиною яких було порушення правил проїзду перехрестя на жовтий сигнал світлофора, доводить доцільність застосування саме даного прийому, оскільки після його впровадження спостерігається зменшення кількості та тяжкості наслідків дорожньо-транспортних пригод майже на 70%.

**Ключові слова:** світлофорний об'єкт, проміжний такт, статистика дорожньо-транспортних пригод, перехрестя, циклограма.

### **ВСТУП**

За даними Департаменту патрульної поліції у 2022 році кількість дорожньо-транспортних пригод (ДТП) в Україні зменшилася одразу на третину, що пов'язано із зниженням інтенсивності дорожнього руху під час війни. Загалом на дорогах України майже на 10% скоротилась кількість загиблих та на 32% кількість травмованих. Водночас зазначається, що через зняті дорожні знаки, відключення світла та появи штучних перешкод на дорогах збільшилась кількість ДТП з тяжкими наслідками [1]. За даними патрульної поліції [2] основними причинами ДТП в Україні в 2022 році є перевищення безпечної та дозволеної швидкості руху - 45% ДТП із загиблими та травмованими, порушення правил маневрування - 20%, порушення правил проїзду перехресть, порушення правил проїзду пішохідних переходів, недотримання безпечної дистанції, управління транспортним засобом (ТЗ) у нетверезому стані. Причому перші три із зазначених причин займають лідируючі позиції протягом останніх 7 років. Для підвищення безпеки руху та зменшення заторів, навіть під час війни, постійно проводять відповідні заходи: відновлюють роботу камер автоматичної фіксації, підтримують контроль за швидкісним режимом, впорядковують блокпости тощо.

І хоча, згідно зі статистикою, кількісний показник ДТП в Україні має тенденцію до зниження, шпальти засобів масової інформації мало не щодня рясніють новинами про ДТП на дорогах, часто з фатальними наслідками, де причиною є порушення правил проїзду перехресть. Недаремно перехрестя вважаються одними з найнебезпечніших елементів вулично-дорожньої мережі (ВДМ). Висока концентрація ТЗ на перетинанні доріг вимагає дотримання усіма учасниками дорожнього руху сигналів засобів регулювання і спеціальних правил роз'їзду, а від спеціалістів в області організації дорожнього руху (ОДР) - ефективних рішень, спрямованих на виключення ймовірності виникнення ДТП саме з цієї причини.

В свою чергу вирішення загальних завдань беззаторового та безпечного проходження ТЗ елементів ВДМ - одна з найважливіших проблем, пов'язаних з експлуатаційними втратами у транспортному русі. Підвищення ефективності роботи світлофорного об'єкта (СО) нерозривно пов'язане з оптимізацією пропускної спроможності всього регульованого вузла ВДМ, що включає раціональне та повне використання роботи СО [3].

### **АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

Технічні засоби ОДР служать для регулювання руху транспортних і пішохідних потоків. Регулювання дорожнього руху полягає у підтримці на певному рівні параметрів транспортних та пішохідних потоків, які б забезпечували виконання головних вимог, що висуваються до ОДР - ефективність та безпека.

Впровадження світлофорів підвищує безпеку дорожнього руху, усуваючи найнебезпечніші місця зіткнень. Водночас, встановлення світлофорів на перехрестях спричиняє затримки в русі, а пов'язані з цим втрати аналізуються перед тим, як перевіряти, чи можна використовувати світлофори чи ні. Необхідність запровадження світлофорного регулювання на конкретному перехресті визначається низкою критеріїв, що базуються на транспортних потоках (ТП), що перетинаються, і (або) наявністю на даному перехресті 3-х та більше ДТП за рік. Крім того, світлофорне регулювання може бути запроваджено при великих інтенсивних пішохідних потоків до таких центрів тяжіння як торговельні центри, ринки, стадіони тощо або при перетині дороги школярами в зоні розміщення шкіл.

Режими роботи систем світлофорної сигналізації характеризуються циклами, фазами та тактами. Циклом є проміжок часу, протягом якого відбувається повна зміна послідовних фаз. Фаза – це поєднання основного та проміжного тактів. Такт – це проміжок часу, протягом якого комбінація сигналів, що перемикається, залишається незмінною. Розрізняють основні та проміжні такти. Час, протягом якого горять сигнальні комбінації, що дозволяють або забороняють рух – це основний такт (зелений/червоний сигнал світлофору), а час, протягом якого горять сигнальні комбінації, що передають право на рух наступній групі ТЗ - проміжний такт (жовтий сигнал світлофору). Згідно пункту 8.7.3 правил дорожнього руху (ПДР) [4] жовтий сигнал світлофора забороняє рух і попереджає про наступну зміну сигналів. Варто відзначити, що проміжні такти корисні для безпеки дорожнього руху в перехідний період, коли рух попередньої групи ТЗ вже заборонений, а наступній групі ТЗ ще не дозволено рухатись. Саме тому за об'єкт дослідження нами обрано проміжний такт. На жовтий сигнал, не вдаючись до екстреного гальмування, дозволяється рухатися далі за умови забезпечення безпеки дорожнього руху водіям, які у разі ввімкнення жовтого сигналу або підняття регулювальником руки вгору не можуть зупинити ТЗ у місці, передбаченому пунктом 8.10 ПДР. Але, нажаль, статистика ДТП говорить, що порушення ПДР для водіїв в Україні є нормою.

Про ймовірність скасування жовтого сигналу світлофора в Україні заговорили після масштабної ДТП у квітні 2018 році в Кривому Розі, в якій загинули 9 людей, а 25 були травмовані [5]. У той час багато водіїв в Україні неправильно трактували жовтий сигнал світлофора, що спричинило аварії з людськими жертвами, тому уряд спочатку вирішив розглянути питання можливості його скасування. МВС Національної поліції та Укравтодору було доручено опрацювати питання щодо скасування жовтого сигналу світлофора, посилаючись на досвід багатьох країн, які відмовились від нього [6]. Тоді уряд мав намір лише вивчити питання використання миготливого жовтого сигналу світлофора і вирішити, чи варто від нього відмовлятися.

Жовтий сигнал світлофору відсутній в Румунії, Нідерландах, Франції, Китаї, Індії, Таїланді. Окрім того, що там світлофори мають лише червоне та зелене світло, на них встановлений таймер відліку зміни сигналу. До речі, практика проїзду перехрестя за відсутністю жовтого сигналу та таймеру відліку часу свідчить, що швидко зреагувати на зміну сигналів світлофора найчастіше буває неможливо і це провокує виникнення великої кількості конфліктних ситуацій на перехресті. В Україні таке переобладнання світлофорів потребує значних витрат.

Однак не всі країни готові відмовитись від жовтого сигналу світлофора. Хоча, наприклад, в Англії замість жовтого використовується помаранчевий сигнал, а зелений містить відтінок синього. Ці кольори призначені для людей з вадами зору і несуть ті ж самі функції, що і класичні жовтий та зелений.

Робоча група з безпеки дорожнього руху (WP.1) ЄЕК ООН займається вивченням питання застосування світлофорів у різних країнах ЄС. І в своїх щорічних звітах не згадує про відмову від миготливого жовтого, як способу для запобігання ДТП на перехрестях. Наприклад, у Бельгії, Болгарії, Чехії, Естонії та Угорщині водій повинен зупинитися на жовтий сигнал світлофора за винятком ситуації, коли він перебуває вже надто близько до обмежувальної лінії та раптова зупинка не є безпечним маневром. Є країни (зокрема, Ірландія), де водій може проїхати на миготливий жовтий, але якщо це не буде заважати безпеці дорожнього руху, в іншому випадку йому доведеться поступитися дорогою.

У Німеччині миготливий жовтий сигнал світлофора на перехрестях прирівнюється до червоного, тобто водій обов'язково повинен зупинитися. При перемиканні світлофора з червоного на зелений, тривалість жовтого сигналу становить 1 с. А при перемиканні світлофора з зеленого на червоний, тривалість жовтого сигналу світлофора залежить від максимально дозволеної швидкості. При швидкості руху 50 км/год. тривалість становить 3 с, при 60 км/год. - 4 с, при 70 км/год. - 5 с. За умови раптової зміни із зеленого на червоний сигнал світлофора підвищується ймовірність зіткнення

з ТЗ, який їде попереду. На думку експертів, збільшення тривалості проміжного такту має усунути ймовірність виникнення ДТП на перехресті, саме тому скасування жовтого сигналу світлофора є недоцільним.

Слід також звернути увагу, що для низки європейських експертів, жовтий сигнал світлофора є гарантією безпеки на дорогах. Зокрема, за даними останнього дослідження консалтингових фірм, що спеціалізуються у сфері громадського транспорту у Нідерландах, збільшення тривалості жовтого сигналу світлофора має підвищити безпеку дорожнього руху, оскільки існує така думка, що через надто коротку тривалість жовтого сигналу, чимало водіїв вважають, що встигнуть швидко проїхати перехрестя. Але потім маємо, що водій проїхав на червоний сигнал світлофора. Якщо ж тривалість жовтого сигналу збільшити, це надасть час водіям зреагувати правильно, тобто подумати та зробити безпечний маневр. Дослідження експертів підтверджуються і цифрами: завдяки додатковому часу кількість водіїв, які проїжджають на червоний сигнал, зменшилася на 50 %.

За останній час у м. Харкові відбулась значна кількість ДТП на регульованих перехрестях. Розглянемо найбільш резонансні з них, де причиною ДТП був виїзд на перехрестя на жовтий сигнал світлофора. 18 жовтня 2017 року, близько 20:45 на перехресті м-ну Конституції – вул. Сумської – пров. Мечникова сталася ДТП. Автомобіль Volkswagen під керуванням Геннадія Дронова врізався у позашляховик Lexus RX 350, який, за свідченнями очевидців, рухався на швидкості, що перевищує норму, за кермом якого була 20-ти річна Олена Зайцева. Lexus вилетів на тротуар перед рестораном «Пузата хата» (вул. Сумська, 2) та збив 11 людей: 5 загинули на місці, 6 опинилися у лікарні, одна з постраждалих невдовзі померла у лікарні [7]. Інша ДТП сталася 16 січня 2021 року. Автомобіль Mazda під керуванням 45-ти річного мешканця Харківської області їхав вул. Південнопроектною з боку вул. Південна у напрямку просп. Гагаріна. У цей час в нього в'їхав автомобіль KIA Optima, який рухався на жовтий сигнал світлофора по просп. Гагаріна з боку просп. Льва Ландау. Внаслідок зіткнення автомобіль KIA, яким керував 29-ти річний харків'янин, був відкинутий на острівець безпеки, де в цей час перебувала пішохід. Від травм 50-річна жінка загинула на місці [8]. Але з камер відеонагляду, що розташовані на даному перехресті можна було побачити, що водій автомобіля Mazda почав рух задалегідь до включення зеленого сигналу світлофора. В обох прикладах ДТП автомобілі, що завершували проїзд перехрестя рухались з перевищенням встановленої швидкості руху.

### ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Таким чином, з метою зменшення кількості такого виду ДТП як зіткнення, причинами яких є порушення правил проїзду перехресть, в роботі пропонується навести обґрунтування доцільності використання в структурі циклу світлофорного регулювання одночасної роботи забороняючих сигналів світлофора в обох конфліктуючих напрямках.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Тривалість проміжного такту  $t_{ni}$ , с  $i$ -ї фази регулювання розраховується за відомою формулою

$$t_{ni} = \frac{V_{ai}}{7,2 \cdot a_T} + \frac{3,6 \cdot (l_i + l_a)}{V_{ai}}, \quad (1)$$

Де  $V_{ai}$  - середня швидкість ТЗ на підході до перехрестя і в зоні перехрестя без гальмування, км/год.;  $a_T$  - середнє уповільнення автомобілів, м/с<sup>2</sup>;  $l_a$  – довжина ТЗ, що найбільш частіше зустрічаються у потоці, м (приймаємо рівною 5 м – середня довжина легкового автомобіля);  $l_i$  - відстань від стоп-лінії до самої дальньої конфліктної крапки (ДКТ) в  $i$ -ї фазі, м [3].

Тривалість проміжного такту повинна бути такою, щоб автомобіль, що наближається до перехрестя на дозвіл сигналу світлофора зі швидкістю вільного ТП, і правомірно в'їжджає на перехрестя при включенні забороняючого жовтого сигналу, встигав звільнити перехрестя (минати конфліктні точки перетину наступної фази). Мова в даному випадку йде про той ТЗ, водій якого не мав технічної можливості зупинитися в місці, регламентованому ПДР, не вдаючись при цьому до екстреного гальмування. Цим місцем може бути або «стоп-лінія», або найближча межа проїжджої частини, що перетинається, або найближча межа пішохідного переходу.

Тривалість часу руху ТЗ від «стоп-лінії» до найбільш віддаленої конфліктної точки залежить від конфігурації перехрестя, наявності елементів, що примушують знижувати швидкість (наприклад, трамвайні рейки), сторони перехрестя, з якого починає рух конфліктуючий напрям, дальності

віднесення «стоп-лінії» даного та конфліктуючого напрямів щодо краю проїжджої частини, що перетинається, наявності ухилів тощо.

У загальному випадку тривалість часу руху ТЗ від «стоп-лінії» до найбільш віддаленої конфліктної точки складається з самостійних відрізків часу, що витрачаються ТЗ при русі, наприклад, від «стоп-лінії» до трамвайних колій, перетин трамвайних колій на зниженій швидкості, зниження швидкості при виконанні на перехресті повороту на дорогу, що перетинається, набір швидкості при русі до ДКТ.

Разом з тим, у разі приведення до рівного значення проміжного такту та тривалості часу з моменту включення забороняючого жовтого сигналу світлофора для напрямку, що завершує проїзд перехрестя, та досягнення останнім, що має право в'їзду на перехрестя ТЗ, найбільш віддаленої конфліктної точки, отримана таким чином тривалість проміжного такту буде надмірно велика, з точки зору безпеки дорожнього руху. Пояснюється це тим, що червоний з жовтим забороняючі сигнали світлофора для напрямку, що починає рух, забороняє його до моменту включення зеленого сигналу. Відповідно, до зазначеного моменту потік ТЗ, що завершують проїзд перехрестя, вже подолає конфліктну точку. В результаті в ТП з'являється зайвий «запас міцності» з безпеки руху, і між ТЗ, що завершують проїзд перехрестя та починають рух, відбувається «розрив».

Тривалість проміжного такту буде тим меншою, чим далі від ДКТ розташовуватиметься ТП, який починає рух у наступній фазі. При розрахунку проміжного такту необхідно враховувати той факт, що в період проміжного такту закінчують рух і пішоходи, які раніше переходили проїжджу частину на сигнал світлофора. За цей час пішохід повинен або повернутися на тротуар, звідки він почав рух, або дійти до середини проїжджої частини (острівка безпеки, розділової смуги, лінії, що розділяє потоки зустрічних напрямків) [9].

Зазвичай новий такт позначається жовтим сигналом в напрямку, в якому раніше рухався ТП (під час основного такту). Враховуючи, що в період дії проміжного такту можливий рух ТЗ, водії яких, знаходячись близько до стоп-лінії, не змогли своєчасно зупинитися у момент його ввімкнення, тривалість жовтого сигналу не повинна становити менше 3 с. З міркувань безпеки руху (щоб водії не зловживали правом проїзду на жовтий сигнал) його тривалість не потрібно збільшувати понад 3 с. З цього можливо зробити висновок, що тривалість дії жовтого сигналу в усіх випадках повинна становити не менше 3 с.

Разом з тим, зустрічається випадок коли ТЗ, що проїхав стоп-лінію в момент виключення дозвільного сигналу необхідно для звільнення зони перехрестя більше ніж 3 с. Це пов'язано з широкою проїзною частиною в зоні перехрестя або низькою швидкістю ТЗ. У таких випадках після основного такту, зазвичай, вмикається послідовно два або більше проміжних: після закінчення 3 с на одному напрямі жовтий сигнал змінюється на червоний. У поперечному (конфліктуючому) продовжує діяти червоний сигнал, який змінюється на червоний з жовтим безпосередньо перед ввімкненням зеленого сигналу (наприклад, 1-2 с.) Таким чином на перехресті протягом визначеного часу може за всіма напрямками діяти червоний сигнал, що сприяє підвищенню безпеки руху.

Проміжні такти, що утворені описаними вище методами, отримали назву перехідних інтервалів. Для зменшення транспортних затримок тривалість перехідного інтервалу не повинна перевищувати 8 с. Якщо значення перехідного інтервалу високі, слід розглянути можливість розміщення проміжних стоп-ліній [10]. Наведемо приклади застосування таких заходів на аварійних перехрестях м. Харків.

По перше, це перехрестя м-н Конституції – вул. Сумська – пров. Мечникова. Наведемо пофазний роз'їзд та циклограму роботи СО у час скоєння ДТП (див. рис. 1). На даному СО цикл регулювання складається з трьох фаз. Тривалість циклу складає 65 с. Циклограма роботи СО наведена на рис. 2.

Розрахуємо значення проміжного такту для цього перехрестя за формулою (1)

$$t_n = \frac{40}{7,2 \cdot 4} + \frac{3,6 \cdot (60 + 5)}{40} = 7,24.$$

Після перерахунку тривалість проміжного такту між першою та другою фазою збільшуємо з 3 до 8 с. Час циклу світлофорного регулювання буде складати 70 с. Нова циклограма роботи СО на перехресті м-н Конституції – вул. Сумська – пров. Мечникова представлена на рис. 3.

Розглянемо друге перехрестя - просп. Гагаріна – вул. Південнопроектна. Наведемо пофазний роз’їзд та циклограму роботи СО під час скоєння ДТП. На даному СО цикл регулювання складається з трьох фаз. Тривалість циклу складає 87 с.

Циклограма роботи СО представлена на рис. 4, а схема пофазного роз’їзду на перехресті просп. Гагаріна – вул. Південнопроектна на рис. 5.

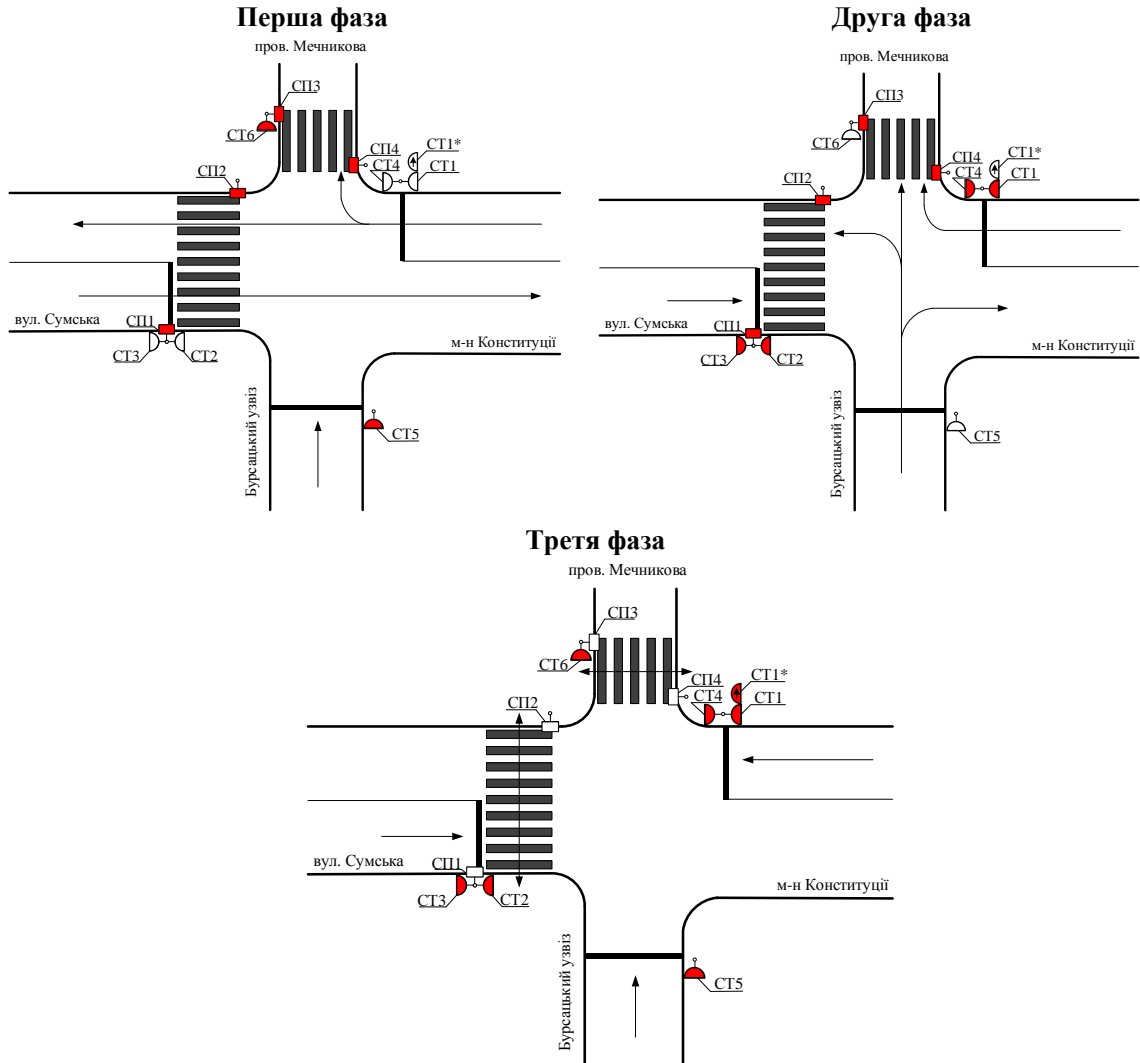


Рисунок 1 – Схема пофазного роз’їзду на перехресті м-н Конституції – вул. Сумська – пров. Мечникова

Позначення світлофору	Тривалість циклу, с	
СТ1, СТ2 СТ3, СТ4	21	37
СТ5, СТ6	26	24
СТ1*	35	3
СП1, СП2 СП3, СП4	41	18

Умовні позначення:

- червоний сигнал;
- зелений сигнал;
- жовтий сигнал;
- зелений миготливий сигнал;
- червоний з жовтим сигналом.

Рисунок 2 – Циклограма роботи СО на перехресті м-н Конституції – вул. Сумська – пров. Мечникова



Умовні позначення:

- червоний сигнал;
- зелений сигнал;
- жовтий сигнал;
- зелений миготливий сигнал;
- червоний з жовтим сигналом.

Рисунок 3 – Запропонована циклограма роботи СО на перехресті м-н Конституції – вул. Сумська – пров. Мечникова



Умовні позначення:

- червоний сигнал;
- зелений сигнал;
- жовтий сигнал;
- зелений миготливий сигнал;
- червоний з жовтим сигналом.

Рисунок 4 – Циклограма роботи СО просп. Гагаріна – вул. Південнопроектна

Проведемо розрахунок значень проміжного такту для цього перехрестя за формулою (1)

$$t_n = \frac{40}{7,2 \cdot 4} + \frac{3,6 \cdot (45 + 5)}{40} = 5,89.$$

Після перерахунку тривалість проміжного такту між кожною фазою збільшуємо з 3 до 6 с. Час циклу світлофорного регулювання буде складати 93 с. Нова циклограма роботи СО на перехресті просп. Гагаріна – вул. Південнопроектна представлена на рис. 6.

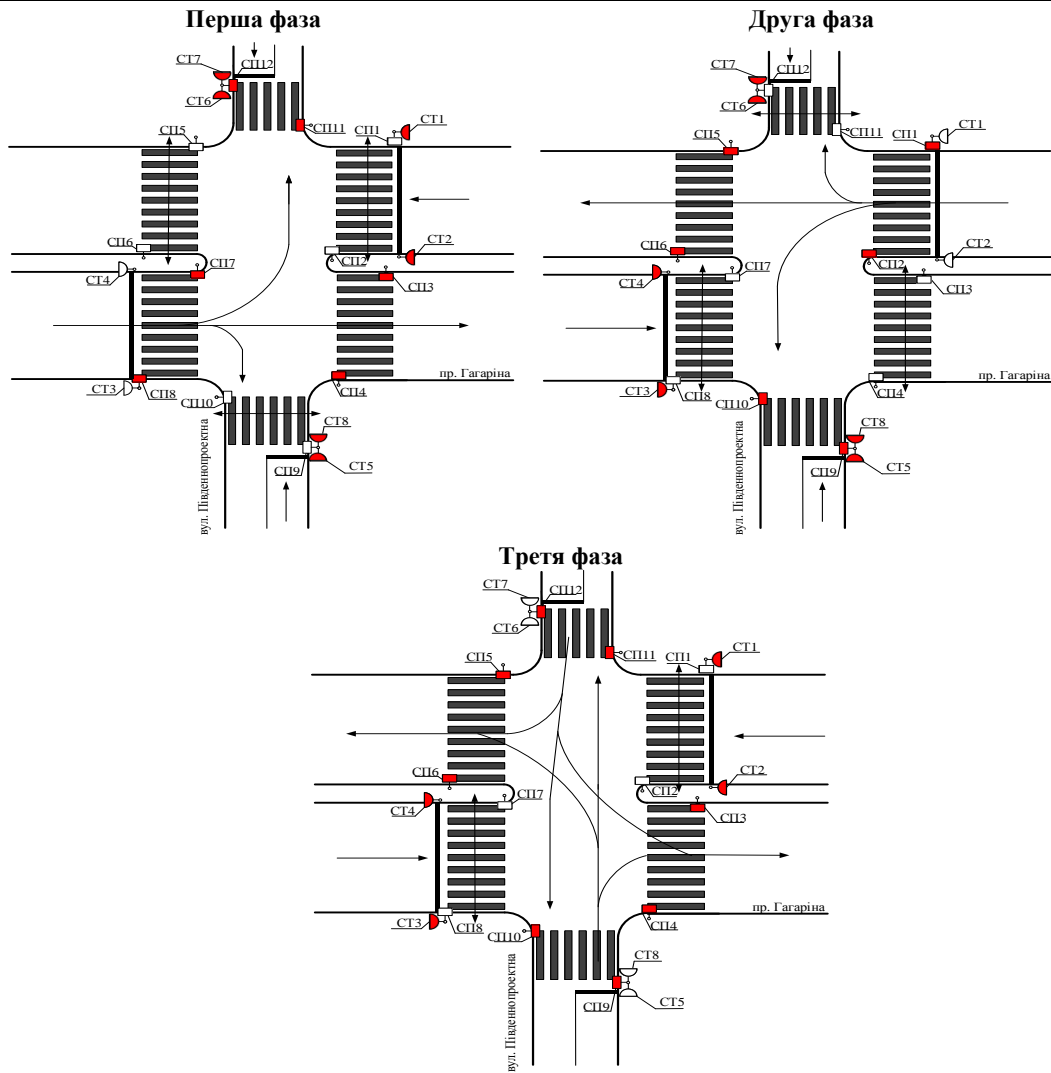


Рисунок 5 – Схема пофазного роз’їзду на перехресті просп. Гагаріна – вул. Південнопроектна

Позначення світлофору	Тривалість циклу, с	
СТ1, СТ2	30	25
СТ3, СТ4	22	64
СТ5, СТ6 СТ7, СТ8	64	22
СП5, СП6 СП9, СП10	22	68
СП3, СП4 СП11, СП12	31	34
СП1, СП2	22	28
СП7, СП8	31	56

Умовні позначення:

- червоний сигнал;
- зелений сигнал;
- жовтий сигнал;
- зелений миготливий сигнал;
- червоний з жовтим сигналом.

Рисунок 6 – Запропонована циклограма роботи СО на перехресті просп. Гагаріна – вул. Південнопроектна

## ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

Найбільш раціональним прийнято вважати тривалість проміжного такту 3-5 с. Пояснюється це достатністю 3 с для психологічної оцінки ситуації та прийняття рішення про завершення проїзду перехрестя або вжиття заходів до зупинки, а також психологічно достатніх 2 с на включення сигналу «червоний з жовтим» для підготовки водіїв до зміни забороняючого сигналу на дозвіл, дають у сумі 5 с. При необхідності більш тривалий період заборони руху може бути організований лише за рахунок одночасної заборони руху в обох конфлікуючих напрямках, тобто включення загального забороняючого червоного сигналу [11].

Аналіз статистичних даних, отриманих в Департаменті патрульної поліції управління патрульної поліції в Харківській області, свідчить про доцільність застосування даного прийому (див. табл. 1). З таблиці 1 можна побачити, що після впровадження відповідних заходів, кількість ДТП поступово скоротилась на 67%, а ДТП з загиблими та травмованими 5 років поспіль не фіксувались. Результати аналізу даних про ДТП на перехресті просп. Гагаріна – вул. Південнопроектна свідчать так само. Слід лише зауважити, що дані про загиблих в 2021 році, стосуються періоду, коли ще не було впроваджено одночасну заборону руху в обох конфлікуючих напрямках. Нажаль, війна в Україні поки що не дає можливості однозначно підтвердити ефективність даного заходу через зменшення інтенсивності руху ТП на ВДМ м. Харків в 2022 році.

Таблиця 1 – Дані про ДТП по роках на перехресті м-н Конституції – вул. Сумська – пров. Мечникова

Рік	Кількість ДТП	Кількість загиблих, чол.	Кількість, що отримали легкі тілесні ушкодження, чол.	Кількість, що отримали ушкодження середньої тяжкості, чол.	Кількість, що отримали тяжкі тілесні ушкодження, чол.
2017	6	5	3	-	6
2018	5	-	-	-	-
2019	5	-	-	-	-
2020	2	-	-	-	-
2021	2	-	-	-	-
2022	-	-	-	-	-

Таблиця 2 – Дані про ДТП по роках на перехресті просп. Гагаріна – вул. Південнопроектна

Рік	Кількість ДТП	Кількість загиблих, чол.	Кількість, що отримали легкі тілесні ушкодження, чол.	Кількість, що отримали ушкодження середньої тяжкості, чол.	Кількість, що отримали тяжкі тілесні ушкодження, чол.
2017	-	-	-	-	-
2018	2	-	-	-	-
2019	3	-	3	-	-
2020	-	-	-	-	-
2021	3	2	-	-	-
2022	-	-	-	-	-

## ВИСНОВКИ

В результаті дослідження вдалось з'ясувати, що для безпечного перетинання перехрестя слід брати до уваги не тільки психофізіологічні особливості водіїв, але і геометричні параметри перехрестя, а також не зменшувати тривалість проміжного такту до 3-5 с, а проектувати графіки роботи СО на перехрестях таким чином, щоб ТЗ уникали зіткнення за рахунок одночасної заборони руху в обох конфлікуючих напрямках. Застосування таких інтервалів в світлофорному циклі дозволяє досягати зниження аварійності майже на 70%.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. В Україні під час війни різко зменшилася аварійність на дорогах: основні причини ДТП. Фокус: веб-сайт. URL: <https://focus.ua/uk/auto/519811-v-ukraine-vo-vremya-voyny-rezko-snizilas-avarynost-na-dorogah-osnovnye-prichiny-dtp> (дата звернення: 22.02.2023).

2. Статистика ДТП в Україні. Патрульна поліція: веб-сайт. URL: <https://patrolpolice.gov.ua/statystyka/> (дата звернення: 23.02.2023).



3. Кучвара І.М. Автоматизована система управління на транспорті : конспект лекцій. Тернопіль: ТНТУ, 2018. 85 с.
4. Правила дорожнього руху 2023. *Дорожні знаки. Штрафи. Законодавство*: веб-сайт. URL: <https://vodiy.ua/pdr/> (дата звернення: 24.02.2023).
5. ДТП у Кривому Розі: кількість загиблих зростає. *Слово і діло. Аналітичний портал*: веб-сайт. URL: <https://www.slovoidilo.ua/2018/04/25/novyna/suspilstvo/dtp-kryvomu-rozi-kilkist-zahyblykh-zroslo> (дата звернення: 25.02.2023).
6. В Україні хочуть відмінити жовтий сигнал світлофора: як це вплине на безпеку дорожнього руху? *Охорона праці і пожежна безпека*: веб-сайт. URL: <https://oppb.com.ua/news/v-ukrayini-hochut-vidminyty-zhovtyy-sygnal-svitlofora-yak-ce-vplyne-na-bezpeku-dorozhnogo-ruhu> (дата звернення: 24.02.2023).
7. Кровавое ДТП в Харькове: Зайцева и Дронов получили по 10 лет. *BBC News Україна*: веб-сайт. URL: <https://www.bbc.com/ukrainian/features-russian-47376187> (дата звернення: 26.02.2023).
8. В Харькове в результате столкновения двух авто погибла пешеход, стоявшая на островке безопасности. *Весь Харьков*: веб-сайт. URL: <https://allkharkov.ua/news/crime/smertelnoe-dtp-na-ostrovke-bezopasnosti-novye-podrobnosti.html> (дата звернення: 26.02.2023).
9. Організація та безпека дорожнього руху: Підручник / Бакуліч О.О. та ін.; за заг. ред. В. П. Поліщука. Київ, 2016. 467 с.
10. Томашевський В.М., Печенежський Д.С. Концептуальні основи імітаційного моделювання автомобільного дорожнього руху. "Автоматика-98": праці П'ятої Української конференції з автоматичного управління. Київ: НТТУ "КПІ", 1998. С. 317 – 323.
11. Степанчук О. В. Методологія підвищення ефективності функціонування вулично-дорожньої мережі міст : дис... д-ра техн. наук: 05.23.20 / Київськ. нац. ун-т буд-ва і арх-ри. Київ, 2018. 444 с.

## REFERENCES

1. V Ukraini pid chas viiny rizko zmenshyasia avariinist na dorohakh: osnovni prychny DTP. Fokus: veb-sait. URL: <https://fokus.ua/uk/auto/519811-v-ukraine-vo-vremya-voyny-rezko-snizilas-avarynost-na-dorogah-osnovnye-prichyny-dtp> (data zvernennia: 22.02.2023).
2. Statystyka DTP v Ukraini. Patrolna politsiia: veb-sait. URL: <https://patrolpolice.gov.ua/statystyka/> (data zvernennia: 23.02.2023).
3. Kuchvara I.M. (2018). Avtomatyzovana systema upravlinnia na transporti: konspekt lektsii. Ternopil: TNTU, 85.
4. Pravya dorozhnogo rukhu 2023. Dorozhni znaky. Shtrafy. Zakonodavstvo: veb-sait. URL: <https://vodiy.ua/pdr/> (data zvernennia: 24.02.2023).
5. DTP u Kryvomu Rozi: kilkist zahyblykh zroslo. Slovo i dilo. Analitychnyi portal: veb-sait. URL: <https://www.slovoidilo.ua/2018/04/25/novyna/suspilstvo/dtp-kryvomu-rozi-kilkist-zahyblykh-zroslo> (data zvernennia: 25.02.2023).
6. V Ukraini khochut vidminyty zhovtyi syhnal svitlofora: yak tse vplyne na bezpeku dorozhnogo rukhu? Okhorona pratsi i pozhezhna bezpeka: veb-sait. URL: <https://oppb.com.ua/news/v-ukrayini-hochut-vidminyty-zhovtyy-sygnal-svitlofora-yak-ce-vplyne-na-bezpeku-dorozhnogo-ruhu> (data zvernennia: 24.02.2023).
7. Krovavoe DTP v Kharkove: Zaitseva y Dronov poluchyly po 10 let. BBC News Ukraina: veb-sait. URL: <https://www.bbc.com/ukrainian/features-russian-47376187> (data zvernennia: 26.02.2023).
8. V Kharkove v rezultate stolknoveniya dvukh avto pohyblya peshekhod, stoiavshaia na ostrovke bezopasnosti. Ves Kharkov: veb-sait. URL: <https://allkharkov.ua/news/crime/smertelnoe-dtp-na-ostrovke-bezopasnosti-novye-podrobnosti.html> (data zvernennia: 26.02.2023).
9. Polishchuk V. P. (Eds). (2016). Orhanizatsiia ta bezpeka dorozhnogo rukhu. Kyiv, 467.
10. Tomashevskiy V.M. & Pechenezhskiy D.S. (1998). Kontseptualni osnovy imitatsiinoho modeliuvannia avtomobilnogo dorozhnogo rukhu. "Avtomatyka-98": pratsi Piatoi Ukrainiskoi konferentsii z avtomatichnogo upravlinnia. Kyiv: NTU "KPI", 317 – 323.
11. Stepanchuk O. V. (2018). Metodolohiia pidvyshchennia efektyvnosti funktsionuvannia vulychno-dorozhnoi merezhi mist: dys... d-ra tekhn. nauk: 05.23.20 / Kyivsk. nats. un-t bud-va i arkh-ry. Kyiv, 444.

***O. Kholodova, O. Levchenko, I. Nahliuk. Study of the influence of the duration of the intermediate cycle on road safety***

Traffic accident statistics in Ukraine prove the need to pay attention to measures aimed at improving the accident situation precisely at the intersection - the most dangerous element of the street-road network, where the most common type of accident is the collision of vehicles. The analysis of the causes of traffic accidents showed that violation of the rules of crossing the intersection is one of the common causes. Moreover, in recent years, solving the issue of drivers violating the rules of passing through an intersection at a yellow traffic light has become particularly relevant.

Studying the experience of solving this problem shows radically different ways. The complete prohibition of the yellow signal in the traffic light cycle requires significant costs in our country. Moreover, in some EU countries, the presence of a yellow signal is a guarantee of traffic safety at the intersection.

The article proposes to justify the feasibility of using in the structure of the cycle of traffic light regulation the simultaneous operation of prohibiting traffic signals in both conflicting directions. The statistics of traffic accidents at intersections in Kharkiv, the cause of which was a violation of the rules for passing through the intersection at a yellow traffic light, prove the feasibility of using this method, since after its implementation, the number and severity of the consequences of traffic accidents is reduced by almost 70%.

**Key words:** traffic light object, intermediate beat, traffic accident statistics, intersection, cyclorama.

*ХОЛОДОВА Ольга Олександрівна*, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри організації та безпеки дорожнього руху, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [olgakholodova2807@ukr.net](mailto:olgakholodova2807@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0002-4217-0548>.

*ЛЕВЧЕНКО Олена Сергіївна*, старший викладач кафедри організації і безпеки дорожнього руху, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [levchenkoelena77@gmail.com](mailto:levchenkoelena77@gmail.com). <https://orcid.org/0000-0002-0507-2965>.

*НАГЛЮК Іван Сергійович*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри організації і безпеки дорожнього руху, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: [isnagluk@ukr.net](mailto:isnagluk@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0001-9411-4479>.

*Olga KHOLODOVA*, Ph.D. in Engineering, Associate Professor, Assoc. Professor of Department of Traffic Management and Road Safety, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: [olgakholodova2807@ukr.net](mailto:olgakholodova2807@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0002-4217-0548>.

*Olena LEVCHENKO*, senior lecturer of Department of Traffic Management and Road Safety, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: [levchenkoelena77@gmail.com](mailto:levchenkoelena77@gmail.com). <https://orcid.org/0000-0002-0507-2965>.

*Ivan NAHLIUK*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of Traffic Management and Road Safety, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: [isnagluk@ukr.net](mailto:isnagluk@ukr.net). <https://orcid.org/0000-0001-9411-4479>.

DOI 10.36910/automash.v1i20.1057

Хітров І.О., Швець М.Д.

*Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна*

## РОЛЬ ТРАНСПОРТУ У ВИРОБНИЧИХ СИСТЕМАХ

Еволюціонування виробничих систем, особливо за останні роки в умовах невизначеності, значною мірою сприяла зростанню транспортного попиту. Глобалізація торгівлі, необхідність доставки «точно у зазначений час», підвищення ефективності використання ресурсів, координація і розширення логістичної мережі постачань і збуту продукції, взаємодія видів транспорту, все це потребує швидкого переналаштовування, як окремих елементів так і системи в цілому за всіма галузями господарської діяльності і на транспорті зокрема.

Важливо, щоб система була чітко визначена, щоб її можна було легко зрозуміти і підтримувати. Виробничі системи є структурно складними і включають багато різних учасників та підсистем, особливе значення у взаємодії належить саме транспорту, у всіх сферах його прояву. Специфіка транспорту, як галузі господарства, полягає в тому, що він сам не виробляє продукцію, але бере участь у її створенні, забезпечує виробництво сировиною, матеріалами, обладнанням і перевозить готові вироби споживачу. Будь-яка система в своєму функціонуванні спирається на технологію.

Взаємозв'язок виробничих і транспортних систем передбачає інтеграцію різних виробничих і транспортних компонентів з метою оптимізації загальної ефективності процесу, яка може бути досягнута за допомогою різних методів, таких як використання спільних програмних комплексів, мереж взаємодії, розвитку спільної інфраструктури, поєднання різних систем, які є частиною виробничих і транспортних процесів.

Ефективний супровід в системі перевезень пасажирів та доставки вантажів, взаємодії видів транспорту і логістичного забезпечення досягається спрямованою дією систем управління і планування виробничих та транспортних процесів.

Метою цього дослідження є з'ясування поняття «система», розкриття взаємозв'язку виробничої системи з автомобільними перевезеннями, ролі систем управління і планування на транспорті.

**Ключові слова:** система, виробнича система, транспорт, взаємодія видів транспорту, управління, планування.

### ВСТУП

Розвиток продуктивних сил, підвищення ефективності виробництва вимагають вироблення довгострокових стратегій розвитку підприємств транспортної галузі. Особливо зростає значення цих питань в умовах ринкової економіки, адже від правильного вибору довгострокової стратегії розвитку залежить подальше його існування [1].

Питання підвищення організаційно-технічного рівня повинні вирішуватися з урахуванням мети (поточних і перспективних цільових вказівок розвитку і функціонування всієї системи). Загальні цільові вказівки можуть збігатися з локальними цілями окремих підсистем, а можуть вибиратися і цільові настанови, властиві лише розглянутій системі, виходячи з її ролі в господарчому механізмі [2].

### АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Розгляд теоретико-практичних аспектів виробничих систем на автомобільному транспорті, які включають загальні поняття системи як наукової категорії сучасності, трансформації систем на сучасному етапі досліджували науковці В. В. Аулін, М. Н. Бідняк, В. В. Біліченко, В. Є. Канарчук, І. П. Курніков [3-5]. За кордоном цій проблемі присвятили дослідження Р. Agre, Carlos F. Daganzo, J.-P. Rodrigue і багато інших фахівці, які займаються проблемами удосконалення, розвитку транспортних та виробничих систем [6-8].

Однак процес взаємодії виробничих систем і транспорту в організаційно-технічному відношенні не досить висвітлено та потребує подальших досліджень.

### ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Формування основоположних принципів розвитку виробничих систем, їх транспортної взаємодії, зв'язку всіх галузей виробництва, реалізації різного роду послуг в значній мірі визначається фундаментальними поняттями, від прийнятого означення яких вибудовуються подальша структура єдиної системи та умов її функціонування.

Дослідження базових положень «системи» в розрізі виробничого і транспортного процесу перевезень пасажирів і доставки вантажів є підґрунтям для подальшого аналізу обраних взаємопов'язаних структур системи, оцінки відповідності заявленим вимогам та розширення її меж.

## РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Фундаментальне поняття «система» утворене від грецького слова *συστήμα* і перекладається як ціле, складене з частин [9]. Іншими словами «система» – це набір компонентів, які взаємодіють один з одним для виконання певного завдання або досягнення певної мети (структура, яка визначає спосіб, у який компоненти взаємодіють для отримання бажаного результату). Вона включає процеси, дані та елементи, які необхідні для її роботи. Важливо, щоб система була чітко визначена, щоб її можна було легко зрозуміти і підтримувати.

Опис об'єкту, в означенні «системи», може розглядатися через поняття системного підходу, як «елементи», «відносини», «зв'язки», «ціле», «цілісність», або з позиції теорії регулювання через поняття «вхід», «вихід», «закон поведінки», «керування» [10].

За характером взаємозв'язків розрізняють просту і складну системи. Проста система – це система, що складається з кількох компонентів, які взаємодіють у прямий спосіб (призначена лише для виконання певних завдань), щоб виконати потрібне завдання. Складна система – це система, що складається з багатьох компонентів, які можуть взаємодіяти один з одним. Вони зазвичай використовуються для підвищення ефективності, зниження витрат і збільшення продуктивності.

Виробнича система – це не просто сукупність одиниць, де кожна частка керується законами причинного зв'язку, який діє на неї, а сукупність відносин між цими елементами (при дослідженні таких систем, при розробці проектів їхнього організаційно-технічного розвитку, необхідно враховувати їхню багатоступінчастість) [12].

Математичний опис такої системи  $V$  буде визначатися максимальною кількістю можливих зв'язків між її  $n$  елементами [3]:

$$V = n \cdot (n - 1). \quad (1)$$

Максимальна кількість можливих станів  $H$  такої системи описується виразом [3]:

$$H = 2 \cdot n^{(n-1)}. \quad (2)$$

Для оцінки функціонування систем, їх прогнозного розвитку, найчастіше застосовуються складні математичні підрахунки. Найкраще оцінювати виробничі системи шляхом їх моделювання, тобто вивчати реальний об'єкт через призму подібності, наприклад імітаційним моделюванням середовища у спів вимірному масштабі.

Виробничі системи використовуються в різних галузях промисловості, таких як автомобільна, аерокосмічна, електронна, харчова та ін. Наприклад, сучасна автомобільна складальна лінія є прикладом складної високоавтоматизованої виробничої системи для переміщення та складання деталей у готовий автомобіль з автоматизованою системою контролю якості та тестування готового продукту, а також з можливістю відслідковування процесу виробництва в режимі реального часу, що дозволяє швидко і ефективно коригувати виробничий процес. Водночас не менш важливою залежністю одних елементів від інших визначається логістичним управлінням ланцюгами постачань, системами і підсистемами такого процесу до реалізації кінцевому споживачеві.

Специфіка транспорту, як галузі господарства, полягає в тому, що він сам не виробляє продукцію, але бере участь у її створенні, забезпечує виробництво сировиною, матеріалами, обладнанням і перевозить готові вироби споживачу. Виробничі системи автомобільного транспорту є складними і включають багато різних учасників та систем.

Взаємозв'язок виробничих і транспортних систем – це процес, який передбачає інтеграцію різних виробничих і транспортних компонентів з метою оптимізації загальної ефективності процесу (рис. 1). Ця інтеграція може бути досягнута за допомогою різних методів, таких як використання спільних програмних комплексів, мереж взаємодії, розвитку спільної інфраструктури, поєднання різних систем, які є частиною виробничих і транспортних процесів.

Об'єднуючи виробничі та транспортні системи, підприємства можуть підвищити ефективність, знизити витрати та покращити обслуговування клієнтів. Крім того, такий тип інтеграції може допомогти бізнесу виявити можливості для оптимізації процесів. Зауважимо, що інфраструктура інституційна, соціальна, логістична є самостійними системами і повністю в транспорт не вбудовані [5, 11].

Матеріальна сфера виробництва і транспорт перебувають у постійній тісній взаємодії, що одночасно виступає як інфраструктура виробничої сфери, але також має свою складну організаційно-технічну інфраструктуру. Детальне планування виробничих систем, транспортного забезпечення перевезень, хоча і є двома різними модулями в загальній структурі, однак мають подібний і взаємозалежний часовий горизонт.

Недоліки транспорту можуть мати прямий вплив на виробництво (наприклад, своєчасного ресурсного забезпечення), а з іншого боку, виробництво може вплинути на ефективність транспорту. Функції транспортної компанії (підприємства) у виробничій системі полягають у забезпеченні перевезень, управлінні транспортом та наданням послуг.



Рисунок 1 – Автомобільний транспорт та його структурування [11]

В свою чергу ефективність виконання функцій переміщення (в складі транспортних систем) визначається:

- рівнем розвитку і розгалуженням транспортної мережі та комунікацій (дороги, мости, тунелі, аеропорти, залізниці, водні шляхи та інші споруди);
- типом обраного для перевезень рухомого складу (автомобільний транспорт, водний, повітряний, залізничний та ін.);
- наявністю транспортних вузлів для обслуговування пасажирів, передачі і зберігання вантажів (вокзали, вантажно-розвантажувальні термінали і склади тощо);
- гнучкістю системи управління транспортом;
- наявністю сервісних підприємств та засобів для технічної експлуатації транспорту та інших елементів інфраструктури;
- принципом фінансування (джерела фінансування, які використовуються для підтримки та вдосконалення транспортної системи);
- політичним баченням (включає в себе правила, стандарти безпеки та інші політики, які регулюють роботу транспортної системи).

Виробничі системи на транспорті – це комбіновані системи, які сприяють ефективному та економічно обґрунтованому управлінню ресурсами, виробничими процесами, транспортними мережами і сприяють:

1. Підвищенню ефективності і продуктивності процесів шляхом їх оптимізації.
2. Зменшенню впливу людського фактору (кількості людських помилок) завдяки програмному контролю процесів і завдань, пов'язаних з доставкою вантажів або пасажирських перевезень (підвищення точності та якості обслуговування).
3. Безпечності процесів і надання послуг завдяки гнучкості системи (зниження ризику в непередбачуваних умовах).
4. Підвищенню рівня задоволеності клієнтів і якості обслуговуючого персоналу (якісне обслуговування за всіма рівнями і сферами).

До головних недоліків впровадження єдиної виробничо-транспортної системи можна віднести:

1. Високі витрати на впровадження (їх необхідно враховувати при фінансовому плануванні).
2. Високі ризики при виході системи з ладу (виникнення непередбачуваних простоїв і потенційної втрати клієнтів).
3. Втрата гнучкості (обмеження здатності у швидкому реагуванні до потреб клієнтів, вимог законодавства, державного регулювання тощо).
4. Високі поточні витрати на обслуговування та оновлення.

Транспортне підприємство повинно розглядатися як складна багатоступінчаста виробнича система з поділом за структурними рівнями, що передбачають чітку взаємодію їх елементів

(організаційних, економічних відносин, поділом і використанням ресурсів тощо). Така система буде містити підсистеми з її відповідними елементами, кожен з яких визначає певний крок досягнення спільної мети (наприклад, виробничих та техніко-економічних показників).

На допомогу в організації виробничо-транспортного процесу, в розрізі транспортних підприємств, все більшого значення набувають програмно керовані системи функціонально орієнтованого призначення:

1. Система планування роботи транспорту – ця система допомагає складати своєчасні та оптимальні графіки роботи автотранспорту з урахуванням маршруту, наявного автопарку та вантажу, зокрема:

- планування фіксованих маршрутів (базується на заздалегідь визначених маршрутах і розкладах, де всі транспортні засоби слідують одним і тим же маршрутом і прибувають в один і той же пункт призначення у встановлений час). Ця система підходить для малих і середніх операцій, а також для перевезень на короткі відстані.

- динамічне планування маршрутів (передбачає використання комп'ютерного алгоритму для оптимізації маршруту для кожного транспортного засобу з урахуванням поточних умов руху та інших факторів). Ця система підходить для великомасштабних операцій і перевезень на великі відстані.

- планування за активністю (базується на часі, необхідному для виконання певного завдання (наприклад, завантаження або розвантаження пакунків). Ця система підходить для операцій, які передбачають часті зупинки, наприклад, для служб доставки.

До переваг системи можна віднести: підвищення ефективності (скорочення часу і витрати на транспортні операції, оптимізуючи маршрути та забезпечуючи використання транспортних засобів на повну потужність); зменшення «стресових» ситуацій за рахунок автоматизації цього процесу і швидкої адаптації до умов, підвищення безпечного рівня експлуатації (керування транспортними засобами у безпечний спосіб за всіма нормами); своєчасність надання послуг (покращення обслуговування клієнтів).

2. Система управління автопарком (допомагає управляти і контролювати роботу автопарку, відстежуючи стан транспортних засобів, їх місцезнаходження та використання). Принцип роботи такої системи полягає в моніторингу та контролі діяльності парку транспортних засобів, таких як легкові автомобілі, вантажівки, мікроавтобуси та інші комерційні транспортні засоби шляхом використання технологій GPS-навігації, телематики, електронного реєструючого пристрою та інших методів збору даних для відстеження місцезнаходження, швидкості, напрямку руху, активності тощо. Вона також збирає дані про споживання палива, поведінку водія та графіки технічного обслуговування.

3. Система обліку вантажів призначена для управління та відстеження вантажних відправлень (автоматизує процес відстеження вантажних відправлень від пункту відправлення до пункту призначення та забезпечує оновлення статусу в режимі реального часу включаючи його місцезнаходження, час транспортування і передбачувану дату доставки). Система також дозволяє власникам вантажу відстежувати свої відправлення для більш ефективного управління ланцюгом постачань.

Вона працює за допомогою цифрових датчиків і програмного забезпечення для виявлення та відстеження товарів під час їхнього руху за ланцюгом постачань. Програмне забезпечення реєструє та зберігає дані про товари, такі як джерело, пункт призначення, кількість, вартість та будь-яку іншу відповідну інформацію. Потім ця інформація використовується для створення звітів і статистики про товари, а також для моніторингу їх просування по всьому ланцюгу поставок. Система також допомагає автоматизувати процес виставлення рахунків і оплати, усуваючи ручне введення даних і зменшуючи ризик помилок, що дозволяє компаніям вести точний облік, підвищувати ефективність і знижувати витрати.

4. Система загальної диспетчеризації (допомагає оптимізувати процес обліку роботи транспортних засобів та призначення завдань водіям). Вона зазвичай використовується в транспортних, логістичних та аварійно-рятувальних службах. Система працює шляхом збору та аналізу даних про персонал, транспортні засоби та інші ресурси, а потім використовує ці дані для генерації оптимізованих маршрутів та графіків, виявляє, оцінює та реагує на запити обслуговування. У будь-який момент часу система може надати точне уявлення про місцезнаходження та стан кожного об'єкта, що дозволяє диспетчерам приймати кращі рішення про маршрутизацію персоналу та активів, а також допомагає забезпечити ефективне використання ресурсів.

5. Система управління запасами (дозволяє автотранспортним підприємствам відстежувати та управляти власними запасами на технічне обслуговування транспортних засобів або інших паливо-ресурсних потреб і дає змогу вчасно здійснювати закупівлі та уникати його дефіциту. Система використовує різноманітні технології, такі як сканери штрих-кодів, RFID-мітки та датчики для точного моніторингу рівня запасів. Вона також надає такі функції, як повторне замовлення, відстеження партій та виконання замовлень. Ця система дозволяє компаніям точно відстежувати свої запаси, виявляти тенденції та приймати обґрунтовані рішення з метою оптимізації рівня запасів.

Наприклад, впровадження системи управління паливом, сприятиме підвищенню ефективності перевезень завдяки контролю фактичного використання пального та його вартості в режимі реального часу, що в свою чергу може призвести до покращення планування маршрутів, кращого управління паливом та ефективнішого його використання. Вони допоможуть власникам транспорту контролювати роботу водіїв та використання пального, забезпечити дотримання відповідності транспортних засобів нормам безпеки та викидів шкідливих речовин (особливо для міжнародних перевезень), безпечно та ефективно їх експлуатацію.

6. Система технічного сервісу (дозволяє транспортним підприємствам контролювати та підтримувати у належному стані рухомий склад, скоротити часу неопераційного простою, розподіляти відповідні ресурси для обслуговування, включаючи механіків та обладнання).

Функціонування системи не можливе без ретельного планування, що полягає у виявленні, передбаченні та вирішенні потенційних проблем і питань, які можуть виникнути під час впровадження системи (або реалізації на стадії проекту), в цілому буде успішним і відповідатиме потребам зацікавлених сторін. В загальному планування підтримує прийняття рішень шляхом виявлення альтернатив майбутньої діяльності та вибору хороших або навіть найкращих і включає етапи: розпізнавання та аналіз проблеми прийняття рішення, визначення цілей, прогнозування майбутніх подій, ідентифікація та оцінка здійснених заходів (рішень), відбір альтернативних і прийняття кінцевого рішення [13].

Поєднання інтелектуальних транспортних систем з системами управління транспортом можна оптимізувати перевізні процеси всередині територіального простору (міста, регіону, країни) завдяки обміну інформацією між ними в реальному часі. До таких систем належать системи управління дорожнім рухом і поїздками, громадським і комерційним транспортом, електронного платежу, контролю за аварійними ситуаціями та багато інших [6].

Хоча більшість видів транспорту розвиваються незалежно, а перевізники, які їх обслуговують, намагаються використати свої переваги у вартості, сервісі, надійності та безпеці, прагнучи завоювати частку ринку і збільшити доходи, все це сприяло розвитку модальних (інтермодальних, мультимодальних, трансмодальних) перевезень у використанні послідовності видів транспорту між залученими учасниками [8].

Ще на початку ХХ століття Ф.У. Тейлор відзначив, що «добра організація при поганій техніці, дає кращі результати, ніж відмінна техніка при поганій організації», тому саме технологія повинна спонукати розвиток техніки та способи організації праці.

Будь-яка система в своєму функціонуванні спирається на технологію, особливо в сфері взаємодії різних видів транспорту. Вибираючи сучасну технологію транспортування вантажу магістральними видами транспорту на кожному з них розглядають можливості маршрутизації перевезень, узгоджують план та графіки перевезень, здійснюють вибір рухомого складу, перевіряють спроможність виконувати контроль, а за необхідності проводять корегування транспортного процесу.

В більшості випадків транспортування вантажу від відправника до отримувача при різних модальних (змішаних) перевезеннях передбачає виконання наступних груп операцій:

- 1) вибір оптимальних видів транспорту та сполучень;
- 2) підготовку вантажу (пакування, контейнеризація) до перевезень;
- 3) доставка вантажу у транспортний вузол, або на термінал магістрального виду транспорту;
- 4) навантажувально-розвантажувальні операції та складські роботи;
- 5) транспортування та передача вантажу в транспортних вузлах (терміналах) з одного виду магістрального транспорту на інший;
- 6) перевезення вантажу з транспортного вузла або терміналу магістрального виду транспорту до адресата.

Європейські країни найчастіше пов'язують перспективу розвитку модальних (змішаних) перевезень вантажів на значну відстань, з автомобільного транспорту на більш ресурсозберігаючі і більш екологічно безпечні залізничний та водний транспорт.

Як правило, при здійсненні перевезень на великі відстані часто використовуються послідовно декілька видів транспорту, а це в свою чергу потребує узгодження класифікації вантажу і його упаковки. Основна мета пакування полягає в збереженні вантажу при перевезеннях, особливо, коли на вантаж діють різні відцентрові сили, які виникають при русі транспортних засобів. Тому узгодження конструкції та параметрів транспортної тари, при модальних перевезеннях, має важливе значення. Також розробка та вдосконалення оптимальної тари пов'язана також з відмінністю вантажопідйомності різних видів транспорту, а також геометричних розмірів вантажних просторів рухомого складу.

Одним з оптимальних видів взаємодії різних видів транспорту при модальних перевезеннях є технологія безперевантажних перевезень, яка дозволяє в 2 – 2,5 рази скоротити витрати коштів за рахунок пришвидшення механізації операцій. При цьому зростає швидкість доставки вантажу, та зменшується імовірність його пошкодження. Недоліком цієї технології є велика вага тари.

### **ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Автомобільний транспорт має важливе значення для сучасної виробничої системи. Він забезпечує швидке та надійне переміщення товарів і матеріалів, що дозволяє виробникам підвищити свою ефективність і збільшити обсяги виробництва. Автомобільний транспорт також необхідний для ефективного транспортування сировини з однієї точки в іншу, допомагаючи забезпечити стабільне і безперервне постачання ресурсів. Без автомобільного транспорту виробнича система була б серйозно ускладнена, що призвело б до неефективного і дорогого виробничого процесу. Крім того, без автомобільного транспорту неможлива всеохоплююча мобільність населення.

Спрямована дія систем управління і планування виробничих та транспортних процесів запобігає марнотратству ресурсів, дозволяє надійно спрогнозувати та дотримуватись термінів виконання поставлених завдань, виступає важливим аспектом ефективного супроводу в системі перевезень пасажирів та доставки вантажів, взаємодії видів транспорту і логістичного забезпечення.

### **ВИСНОВКИ**

Отже, автомобільний транспорт відіграє вирішальну роль у виробничій системі і має важливе значення для ефективного функціонування економіки.

Подальші дослідження щодо оцінки показників функціонування виробничих систем на транспорті дозволять визначити проблеми у їх взаємодії, обрати стратегічні напрями розвитку, змодельювати вплив експлуатаційних умов на ефективність системи в цілому.

### **ПЕРЕЛІК ДжЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ**

1. Шинкаренко В. Г., Левченко О. П. Формирование стратегии развития АТП. *Економіка транспортного комплексу: Зб. наук. пр. ХНАДУ*. Харків, 2004. Вип. 7. С. 88-99.
2. Говорущенко Н. Я. Варфоломеев В. Н. Экономическая кибернетика транспорта. Харьков: РИО ХГАДТУ, 2000. 218 с.
3. Бідняк М. Н., Біліченко В. В. Виробничі системи на транспорті: теорія і практика. Вінниця, Універсум, 2006. 176 с.
4. Канарчук В. Є., Курніков І. П. Виробничі системи на транспорті. Київ : Вища шк., 1997. 359 с.
5. Аулін В. В., Гриньків А. В., Лисенко С. В., Головатий А. О., Голуб Д. В. Теоретичні і методологічні основи логістики транспортних і виробничих систем. Кропивницький : Видавець Лисенко В.Ф., 2021. 503 с.
6. P. Agre, Christine A. Harbs. Social Choice about Privacy: Intelligent Vehicle-highway Systems in the United States. *Information Technology & People*, 1994. Vol. 7 № 4. P. 63-90.
7. Carlos F. Daganzo. Logistics Systems Analysis. Berlin : Springer, 2005. P. 310.
8. Jean-Paul Rodrigue. The Geography of Transport Systems. London : Routledge, 2020. P. 432.
9. Система. *VikineiЯ* : веб-сайт. URL: <https://cutt.ly/A8xWASX> (дата звернення 01.02.2023)
10. Коваленко І. І., Бідюк П. І., Гожий О. П. Вступ до системного аналізу. Миколаїв: МДГУ ім. Петра Могили, 2004. 148 с.
11. Гащук П. М., Тимошенко Ю. С. Означуваність і зміст поняття транспортної системи. *Вісник ЛДУБЖД. Транспортні технології*. Львів, 2020. № 22. С. 66-77.
12. Біліченко В. В., Романюк С. О. Багатоступінчастість організаційно-технічного розвитку виробничих систем на автомобільному транспорті. *Наукові праці ВHTУ*. Вінниця, 2009, № 1. С. 1-5.
13. W. Domschke, A. Scholl. Grundlagent der Betriebswirtschaftslehre, Berlin : Springer, 2003. P. 406.

### **REFERENCES**

1. Shynkarenko, V. H. & Levchenko, O. P. (2004). Formyrovanye strately razvytyia ATP. Economics of the transport complex. Kharkiv, 7, 88-99.



2. Hovorushchenko, N. Ya. & Varfolomeev V. N. (2000). *Ekonomichna kibernetika transportu*. Kharkiv, 218.
3. Bidniak, M. N. & Bilichenko, V. V. (2006). *Vyrobnychi systemy na transporti: teoriia i praktyka*. Vinnytsia, 176.
4. Kanarchuk, V. Ye. & Kurnikov, I. P. (1997). *Vyrobnychi systemy na transporti*. Kyiv, 359.
5. Aulin, V. V., Hrynkiv, A. V., Lysenko, S. V., Holovaty, A. O. & Holub, D. V. (2021). *Teoretychni i metodolohichni osnovy lohistyky transportnykh i vyrobnychykh system*. Kropyvnytskyi, 503.
6. Agre P. & Harbs Christine A. (1994). *Social Choice about Privacy: Intelligent Vehicle-highway Systems in the United States*. *Information Technology & People*, 7(4), 63-90.
7. Daganzo, Carlos F. (2005). *Logistics Systems Analysis*. Berlin. Springer, 310.
8. Rodrigue, J.-P. (2020). *The Geography of Transport Systems*. London. Routledge, 432.
9. Systema. Wikipedia : website. URL: <https://cutt.ly/A8xWASX>.
10. Kovalenko, I. I., Bidiuk, P. I. & Hozhyi, O. P. (2004). *Vstup do systemnoho analizu*. Mykolaiv, 148.
11. Hashchuk, P. M. & Tymoshenko, Yu. S. (2020). *Oznachuvanist i zmist poniattia transportnoi systemy*. *Bulletin of Lviv State University of Life Safety*. Lviv, 22, 66-77.
12. Bilichenko, V. V. & Romaniuk, S. O. (2009). *Bahatostupinchastist orhanizatsiino-tekhnichnoho rozvytku vyrobnychykh system na avtomobilnomu transporti*. *Scientific Works of VNTU*. Vinnytsia, 1, 1-5.
13. Domschke, W. & Scholl, A. (2003). *Grundlagen der Betriebswirtschaftslehre*. Berlin. Springer, 406.

### ***I. Khitrov, M. Shvets. The role of transport in production systems***

The evolution of production systems, especially in recent years under conditions of uncertainty, has contributed significantly to the growth of transportation demand. Globalization of trade, the need for just-in-time delivery, increased resource efficiency, coordination and expansion of the logistics network of supply and sales, interaction of transport modes, all require rapid reconfiguration of both individual elements and the system as a whole in all sectors of economic activity and in transport in particular.

The formation of the fundamental principles of the development of production systems, their transport interaction, the connection of all sectors of production, and the sale of various services is largely determined by fundamental concepts, the accepted definition of which builds the further structure of a single system and the conditions for its functioning.

It is important that the system is clearly defined so that it can be easily understood and maintained. Production systems are structurally complex and include many different participants and subsystems, with transport being of particular importance in their interaction in all areas of its manifestation. The specificity of transport as a sector of the economy is that it does not produce products, but participates in their creation, provides production with raw materials, supplies, equipment and transports finished products to the consumer.

A transport enterprise should be viewed as a complex multi-stage production system with a division into structural levels that provide for a clear interaction of their elements (organizational, economic relations, division and use of resources, etc.) Such a system will contain subsystems with their respective elements, each of which determines a certain step in achieving a common goal.

To help organize, control, and plan production and transportation processes, software-controlled systems of functional purpose are becoming increasingly important.

The purpose of this study is to clarify the concept of «system», to reveal the relationship between the production system and road transportation, the role of management and planning systems in transport.

**Key words:** system, production system, transports, interaction, management, planning.

*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](mailto:i.o.khitrov@nuwm.edu.ua); <https://orcid.org/0000-0003-2310-1472>.

*ШВЕЦЬ Микола Дмитрович*, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри транспортних технологій і технічного сервісу, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: [m.d.shvets@nuwm.edu.ua](mailto:m.d.shvets@nuwm.edu.ua); <https://orcid.org/0000-0003-1445-5199>.

*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](mailto:i.o.khitrov@nuwm.edu.ua); <https://orcid.org/0000-0003-2310-1472>.

*Mykola SHVETS*, PhD, Associate Professor of the Transport Technology and Technical Service Department, National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: [m.d.shvets@nuwm.edu.ua](mailto:m.d.shvets@nuwm.edu.ua); <https://orcid.org/0000-0003-1445-5199>.

DOI 10.36910/automash.v1i20.1056

Цизь І.Є.<sup>1</sup>, Голій О.В.<sup>2</sup>, Хвесик В.О.<sup>3</sup>, Оласюк Я.В.<sup>3</sup>, Деміх І.В.<sup>3</sup>  
*Луцький національний технічний університет<sup>1</sup>*  
*ДПЕДГ «Еліта»<sup>2</sup>*  
*Любешівський технічний фаховий коледж ЛНТУ<sup>3</sup>*

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТА ЗНАРЯДДЯ ДЛЯ ГЛИБОКОГО РОЗПУШЕННЯ ГРУНТУ

Одним із визначальних факторів фізичної деградації ґрунтів нашої країни є їх переущільнення. Дослідженнями встановлено, що 39 % площ ріллі у нашій державі перебувають у переущільненому стані тобто їх твердість у плужній підшві перевищує 35-40 кгс/см<sup>2</sup>. Важливим елементом усунення такого негативного явища є встановлення контурів площ із ґрунтами, твердість яких перевищує допустимі межі. Тому науковцями обґрунтовано доцільність збільшення кількості вимірювань на одиниці площі, що забезпечує репрезентативність отриманих даних. Також акцентується увага на доцільності застосування постійної сітки вимірювань із прив'язкою до координат точок замірів та контуру поля.

Проблема деградації ґрунтів шляхом їх переущільнення сприяла появі широкої пропозиції машин для глибокого розпушення ґрунту від провідних виробників ґрунтообробної техніки. Усі запропоновані знаряддя є високопродуктивними машинами та вимагають енергонасичених тракторів із потужністю двигуна від 40 кВт. У той же час практично відсутня пропозиція машин такого класу для мінітракторів із потужністю двигуна 20-25 кВт, що не дозволяє провести заходи глибокого розпушення на невеликих ділянках площею до 0,5 га. Проте більшість із них мають ущільненням підорного шару ґрунту до 30 і більше кг/см<sup>2</sup>.

Тому метою дослідження є встановлення впливу способу обробітку ґрунту на його твердість та обґрунтування конструкції знаряддя для розпушення підорного шару ґрунту для трактора із потужністю двигуна в межах 20-25 кВт. Для вирішення поставленої мети розроблено методику дослідження з використанням приладу «Лан-М PRO» та мобільного додатку фірми Farmis, яка дозволяє отримувати об'єктивну інформацію про величину твердості ґрунту, її зміну за площею поля, глибиною у межах 2,5-60 см та з часом із чіткою актуалізацією точок замірів.

Також розроблена універсальна конструкція культиватора, яка дозволяє його використання, як для глибокого обробітку, так і для звичайного суцільного обробітку ґрунту. Для виконання робіт із глибокого розпушення таким культиватором достатнім є тягове зусилля трактора ХТЗ-3510 при його русі на другій передачі. Вказаний результат досягається завдяки ярусному розташування розпушувачів та удосконаленню їх кріпленню до рами.

Результати дослідження твердості ґрунту дослідної ділянки показали, що після першого обробітку ґрунту, який тривалий час не оброблявся, відбувається стабілізація його твердості у межах досліджуваних глибин. Дана твердість лише у окремих зонах, у яких очевидно час від часу рухались КТЗ, виходила за допустимі для нормального росту кореневої системи сільськогосподарських рослин значення (понад 35-40 кгс/см<sup>2</sup>). Оранка таких полів на глибину 18-20 см та наступна культивування на глибину 10-12 см навпаки призводить до ущільнення підорного шару. Це підтверджено тим, що в усіх варіантах дослідження на глибині 25 см і більше було виявлено значно більше зон із твердістю ґрунту понад 35 кгс/см<sup>2</sup>. Очевидно, що на зростання твердості певний вплив мали і рясні атмосферні опади. У той же час використання модернізованого культиватора-глибокорозпушувача дозволила знизити твердість ґрунту у шарі 5-30 см до значень які не перевищують 30 кгс/см<sup>2</sup>. Що підтверджує доцільність впровадження запропонованої у роботі конструкції ярусного культиватора-глибокорозпушувача.

**Ключові слова:** твердість ґрунту, глибоке розпушення, конструкція культиватора-глибокорозпушувача, тягове зусилля, кронштейн, рама, ярусне розташування лап

### ВСТУП

Основним фактором формування потенціалу виробництва сільськогосподарської продукції України є наявність великих площ родючих ґрунтів. Проте намагання отримати максимальні прибутки спричинили домінування незбалансованої системи землекористування за якої активізуються процеси деградації ґрунтів [1]. ДСТУ 7874: 2015 визначено, що «деградація - це природні й антропогенні процеси погіршення природних властивостей та режимів ґрунтів, які спричиняють стійкі негативні зміни їхніх функцій, знижують стійкість і зменшують родючість» [2]. Даний документ визначає погіршення фізичних властивостей ґрунту, як фізичний тип деградації ґрунтів.

Дослідженнями встановлено, що 39 % площ ріллі у нашій державі деградовані за рахунок їх переущільнення [4]. Тому важливим елементом у стабілізації та досягненні нейтрального рівня поширення процесів фізичного типу деградації є встановлення контурів площ із ґрунтами, твердість яких перевищує допустимі межі та розробкам доступних для усіх агровиробників знарядь здатних проводити розпушення переущільнених шарів ґрунту.

### АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Науковці визнають твердість інтегральним показником фізичного стану ґрунту, який у свою чергу залежить від його гранулометричного складу, структури, щільності та вологості тощо [3, 11]. Значний вклад у теоретичні та експериментальні дослідження процесу ущільнення ґрунтів і його вплив на ріст рослин здійснив академік Медведєв В.В. [4, 5, 6]. У цих дослідженнях встановлено, що твердість ґрунту в плужній підшві понад 35-40 кгс/см<sup>2</sup> чинить шкоду та перешкоджає росту коріння культурних рослин, а допустимими є значення до 20-25 кгс/см<sup>2</sup>. У праці [5] також наведено опис основних конструкцій приладів для визначення твердості ґрунту (твердомірів) та рекомендовані методики для їх використання.

Переваги та недоліки сучасних технічних засобів для дослідження твердості ґрунту, включаючи ґрунтові сканери, розглянуто у праці [7]. У працях [5, 7] обґрунтовано доцільність збільшення кількості вимірювань на одиниці площі, що забезпечує репрезентативність отриманих даних. Також акцентується увага на доцільності застосування постійної сітки вимірювань із прив'язкою до координат точок замірів та контуру поля.

Проблема деградації ґрунтів шляхом їх переущільнення є надзвичайно актуальною для нашої країни не залежно від природно-кліматичних умов та використовуваних систем землеробства [1]. Тому провідні виробники ґрунтообробної техніки пропонують на ринку широку гаму машин для глибокого розпушення ґрунту. Як правило, за такими знаряддями закріплена назва чизель-культиватор або просто чизель. У перекладі з англійського chisel це долото, різець. У якості сільськогосподарської машини - це знаряддя для глибокого розпушення ґрунту з поглибленням орного шару без перевертання пласта [12]. Основним робочим органом глибокорозпушувачів є розпушуючі лапи. Також такі знаряддя доукомплектовуються дисковими подрібнювачам, котками різноманітної конструкції тощо [8]. Одними з провідних світових виробників глибокорозпушувачів є фірми Great Plains, John Deere, Amazone, Gregoire Besson, Wil-Rich, Case IH, Maschio Gaspardo, Quivogne тощо [9]. Аналіз інформації наведеної на web-сайтах цих фірм вказує на різноманітність конструкцій машин для глибокого розпушення ґрунту та руйнування плужної підшви. Усі запропоновані знаряддя є високопродуктивними машинами та вимагають енергонасичених тракторів із потужністю двигуна від 40 кВт (глибокорозпушувач ANTARES-1 фірми Jumpy). У той же час практично відсутня пропозиція машин такого класу для мінітракторів із потужністю двигуна 20-25 кВт. Така ситуація не дозволяє провести заходи глибокого розпушення на невеликих присадибних ділянках площею до 0,5 га. Проте більшість таких земельних ділянок обробляється малопотужними тракторами на глибину у межах 15-20 см із ущільненням підорного шару до 30 і більше кг/см<sup>2</sup>.

Перші спроби розробки знаряддя для глибокого розпушення зроблені науковцями Полтавської державної аграрної академії. Ними запропоновано конструкцію ножа глибокорозпушувача для мотоблоку потужністю 4,41 кВт [10].

Підсумовуючи слід зазначити, що потребує розробки машина, яка здатна виконувати розпушення підорного шару ґрунту у межах глибин 20-50 см, а для її використання було б достатньо трактора із потужністю двигуна в межах 20-25 кВт. Також потребують дослідження закономірності розподілу твердості ґрунту земельних ділянок із максимальною дискретизацією вимірювань та прив'язкою до постійних координат із використанням GPS-трекерів.

### **ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Метою роботи є встановлення впливу способу обробітку ґрунту на його твердість та обґрунтування конструкції знаряддя для розпушення підорного шару ґрунту для трактора із потужністю двигуна в межах 20-25 кВт.

### **РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ**

**Методика експериментального дослідження твердості ґрунту.** Відповідно до поставленої мети було розроблено методику дослідження зміни твердості ґрунту залежно від способу його обробітку. Дана методика базувалась на використанні твердоміра ґрунту «Лан-М PRO» НВК «МОТОМ» (рис. 1). Він складається із металевого щупа 1, поверх якого кріпиться основа 4 із рукоятками та електронний блок 3. Прилад обладнаний датчиком відстані і сили. На передній панелі електронного блоку розміщено дисплей (рис. 1, б) та клавіатуру. Для здійснення вимірювання з прив'язкою до координат у приладі вбудований GPS-трекер.

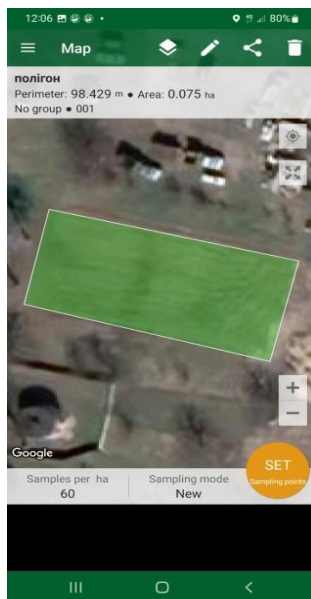
Для формування рівномірної сітки замірів твердості на дослідній ділянці із прив'язкою до GPS координат використовували мобільний додаток фірми Farmis. З допомогою даного додатку здійснюють формування контуру досліджуваного поля та вибір бажаної кількості вимірів на гектарі (рис. 2, а). Даний додаток автоматично визначав положення точок для здійснення замірів, а досліднику можна визначити орієнтацію рядів проб відповідно до орієнтації, наприклад, напрямку

руху посівного агрегату. Після запуску процесу вимірювання додаток вказує шлях до найближчої точки для здійснення вимірювання (рис. 2, б), а після досягнення вказаної точки на екрані з'являється піктограма у вигляді лопатки червоного кольору. Після завершення вимірювань сітку розбивки зберегли у пам'яті смартфона та використовувати під час повторних вимірювань.

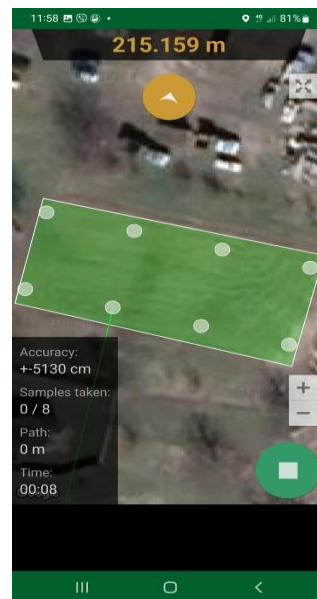


б

Рис. 1 – Загальний вигляд твердоміра ґрунту «Лан-М PRO» (а) та головне зображення дисплею (б): 1 – металевий щуп; 2 - наконечник малий (d=12,7 мм); 3 – електронний блок; 4 – основа із рукоятками; 5 – наконечник великий (d=19,1 мм)



а



б

Рис. 2 - Діалогові вікна програми розбивки поля для здійснення замірів твердості ґрунту

Дослідження впливу способів обробітку ґрунту на зміну його твердості у проводились на земельній ділянці площею 0,075 га агрополігону кафедри Аграрної інженерії ім. проф. Г.А. Халіса ЛНТУ.

Обробіток ґрунту проводили агрегатами у складі:

- основний обробіток - трактор ХТЗ-3510 та навісний плуг ПЛН-2-25;
- поверхневий обробіток – трактор ХТЗ-3510, культиватор КУ- 1,6 та зубові борони;
- глибоке розпушення - трактор ХТЗ-3510, модернізований культиватор КУ- 1,6 та зубові борони.

**Обґрунтування конструкції знаряддя.** На основі здійсненого у попередньому розділі аналіз літературних джерел та науково-технічної інформації розроблялась універсальною конструкція культиватора, яка б дозволяла використання його як для глибокого обробітку так і для звичайного

суцільного обробітку ґрунту. Завдяки такому знаряддю буде забезпечено комплекс робіт із обробітку ґрунту. За аналог було взято культиватор КУ- 1,6. Даний культиватор має зварено із квадратних труб раму та стрілчасті лапи із стандартною стійкою.

Для кріплення лап до рами культиватора застосуємо кронштейн із різьбовою скобою (рис.3). Практика використання такого кріплення у машині аналогу (рис. 3, а) показала низьку його надійність через руйнування зварного шва, що з'єднує кронштейн 8 із пластиною 7, а також деформація пластини 7 у зоні отворів під різьбові скоби 1. Також дане кріплення не забезпечує чіткої фіксації стійки лапи 5 у кронштейні 8 болтом 6. Через послаблення затягування болта 6 лапи часто випадають із кріплення при підйманні культиватора, а стійки відхиляються у зад за ходом культиватора через відсутність опори у передній частині кронштейна. Тому нами була розроблена удосконалена конструкція такого кріплення. Для цього пластина 7 була виготовлена із швелера №8 (рис. 3, б та в). Завдяки полицям швелера пластина набула жорсткості і не прогинається у зоні отворів різьбових скоб. Конструкцію кронштейна змінено таким чином щоб він за всією довжиною пластини 7 був приварений до неї. Також у кронштейні додатково приварена пластина 9, яка забезпечує утримання стійки лапи 5 у вертикальному положенні. Для надійного затискання лапи у кронштейні на болт 6 встановлена контргайка 11. З метою зниження динамічного впливу коливань лапи через зміну твердості ґрунту та тимчасові перевантаження між рамою культиватора та пластиною 7 встановлено гумову демпферну прокладку 10.

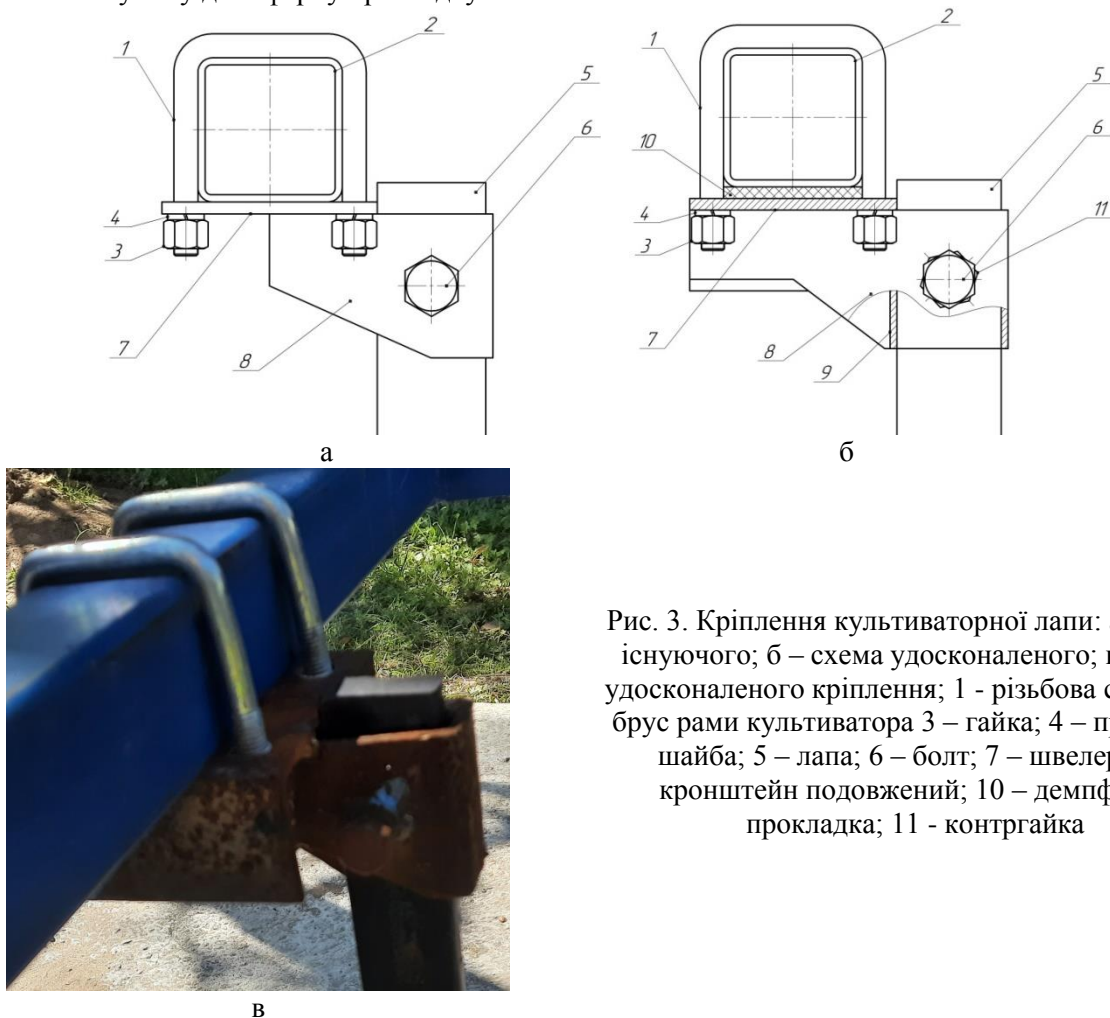


Рис. 3. Кріплення культиваторної лапи: а – схема існуючого; б – схема удосконаленого; в – фото удосконаленого кріплення; 1 - різьбова скоба; 2 – брус рами культиватора 3 – гайка; 4 – пружинна шайба; 5 – лапа; 6 – болт; 7 – швелер; 8 – кронштейн подовжений; 10 – демпферна прокладка; 11 - контргайка

З метою реалізації зазначеного раніше принципу універсальності нами розроблена удосконалена конструкція рами, яка на відміну від машини аналога містить три поперечних бруси (рис. 4). Завдяки використанню такої конструкції забезпечена можливість зміни розташування лап на рамі залежно від використання культиватора. Так у випадку використання культиватора для розпушення поверхневого шару ґрунту на культиватор встановлюватимуться 10 лап (рис. 4, а). На перший та другий поперечні бруси по 3 лапи, а на четвертий - 4 лапи. Відстань між лапами на кожному брусі згідно рекомендацій становитиме 500 мм, а загалом лапи завдяки відносному

зміщенню по брусах забезпечуватимуть суцільний обробіток ґрунту за шириною захвату культиватора у 1600 мм.

У випадку використання культиватора для глибокого розпушення ґрунту на усіх брусах встановлюватимуться по 3 лапи (рис. 4, б). Причому лапи кожного наступного бруса рухатимуться за тією ж лінією, що і попереднього, тобто знаходитимуться у «тіні» сліду попередньої лапи. Шляхом регулювання розташування лап кожного ряду у кронштейнах кріплення буде забезпечуватись глибина ходу лап: перший ряд – 10 см; другий ряд – 20 см; третій ряд – 30 см.

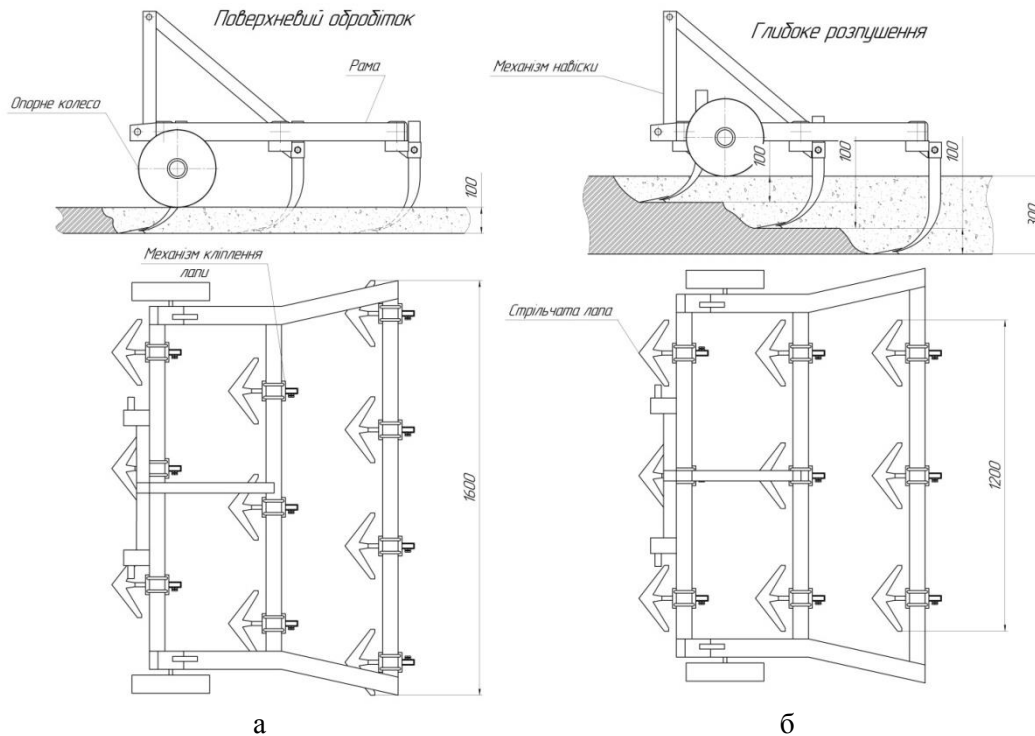


Рис. 4 – Схема універсального культиватора: а – комплектація для поверхневого обробітку; б – комплектація для глибокого розпушення

Таким чином лапи кожного ряду рухатимуться у не розпушеному шарі ґрунту товщиною 10 см, що забезпечить рівномірне навантаження на елементи конструкції культиватора та трактора. У той же час глибина ходу останнього ряду лап забезпечуючи глибину обробки шару ґрунту на глибині 30 см гарантуватиме повне руйнування ущільненого підорного шару плужної п'яти. У такому випадку ширина обробітку культиватором складатиме 1200 мм, що відповідає колії тракторів із потужністю двигуна до 25 кВт. Також даний культиватор рекомендується обладнувати котком із ріжучими шипами або у спрощеній версії - навісними зубовими боронами.

Теоретичні розрахунки показали, що для виконання робіт із глибокого розпушення таким культиватором потрібно долати опір у 5041 Н, а наприклад трактор ХТЗ-3510 на другій передачі розвиває тягове зусилля у 7500 Н. Таким чином тягового зусилля трактора такого класу буде цілком достатньо для виконання операцій з глибокого розпушення запропонованим культиватором.

Для експериментальних досліджень впливу глибокого розпушення на твердість ґрунту було проведено модернізацію існуючого культиватора КУ-1,6 шляхом встановлення лише трьох лап із удосконаленим за схемою наведеною на рис. 3, б кріплення до рами. Оскільки попередньо проводились роботи із основного та поверхневого обробітку то у вказаному варіанті комплектації лапи пули встановлені на глибину обробітку 30 см (рис. 5, а).

**Результати дослідження впливу способу обробітку на твердість ґрунту.** Відповідно до описаної методики було проведено дослідження твердості ґрунту у шести зафіксованих додатком soil sampler точках дослідної ділянки агрополігону кафедри аграрної інженерії ім. проф. Г.А. Хайліса ЛНТУ. Дана ділянка тривалий час не оброблялась. Восени 2021 р. проведено першу оранку ґрунту на даній ділянці. Через значну її забур'яненість та наявність сторонніх предметів (залишки будівельних матеріалів, пляшки тощо) якість обробітку була дуже низькою (рис. 6, а).



Рис. 5 – Фото модернізованого культиватора КУ-1,6 у агрегаті із трактором ХТЗ-3510



Рис. 6 – Стан ділянки після першої осінньої оранки (а) та після весняної оранки (б)

Весною 2022 р. було проведено боротьбу із бур'янами хімічним методом та наступну повторну оранку (24.05). Після чого значно покращився стан поля із забрудненням коренепаростковими бур'янами (рис. 6, б)

Далі 14.06.2022 р. було проведено культивацію ділянки на глибину 8-10 см у складі культиватора КУ-1,6 із зубовими боронами та трактора ХТЗ-3110. 15.06.2022 мали місце опади у вигляді дощу, а 16.06.2022 були проведені перші заміри твердості ґрунту результати яких наведені на рис. 7-8.

30.06.2022 р. було проведено 2 культивацію на глибину 10-12 см. Знову відбулись значні атмосферні опади у вигляді дощу, а 5.07.2022 р. проведено друге вимірювання твердості ґрунту у фіксованих точках. Результати вимірювань наведені на рис. 9 та 10.

28.07.2022 р. було проведено диференційований обробіток ділянки. Тобто було здійснено 1 прохід (ширина 1,2 м) агрегатом у складі модернізованого культиватора глибокоропшувача (30 см) із зубовими боронами та трактора ХТЗ-3510 (див. рис. 5, б), а решта поля була оброблена культиватором КУ-1,6 на глибину 10-12 см. Після цього 2.08.2022 р. проведено чергове вимірювання твердості ґрунту результати якого наведено на рис. 11 та 12.



а



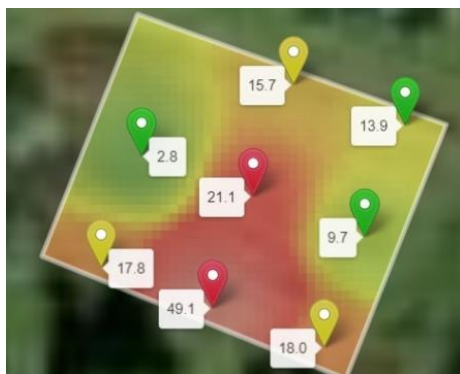
б



В



Г



Д

Рис. 7 – Діаграми зміни твердості ґрунту після першої культивуації за глибинами: а – 5 см; б – 15 см; в – 25 см; г – 35 см; д – 45 см

Дата/час 14.06.2022  
12:30  
Широта 50.726450  
Довгота 25.297626  
Тип наконечника  
Малий

Глибина, см	Зусилля, кг/см <sup>2</sup>
0.0	3.9
2.5	5.0
5.0	5.0
7.5	5.8
10.0	15.8
12.5	24.9
15.0	24.23
17.5	22.6
20.0	27.8
22.5	23.9
25.0	17.9
27.5	17.8
30.0	9.7
32.5	8.4
35.0	5.9
37.5	5.2
40.0	4.2
42.5	2.5
45.0	2.8
47.5	6.0
50.0	7.8
52.5	9.6
55.0	13.0
57.5	13.0
60.0	13.0



а

Дата/час 14.06.2022  
12:35  
Широта 50.726422  
Довгота 25.297748  
Тип наконечника  
Малий

Глибина, см	Зусилля, кг/см <sup>2</sup>
0.0	3.0
2.5	4.7
5.0	6.6
7.5	11.5
10.0	14.1
12.5	18.6
15.0	18.5
17.5	25.0
20.0	23.9
22.5	22.6
25.0	24.0
27.5	23.5
30.0	22.4
32.5	21.3
35.0	13.4
37.5	13.7
40.0	24.5
42.5	25.0
45.0	21.1
47.5	19.9
50.0	16.4
52.5	17.3
55.0	18.1
57.5	19.8
60.0	19.8



б

Дата/час 14.06.2022  
12:37  
Широта 50.726394  
Довгота 25.297870  
Тип наконечника  
Малий

Глибина, см	Зусилля, кг/см <sup>2</sup>
0.0	2.5
2.5	4.5
5.0	3.5
7.5	6.13
10.0	18.4
12.5	15.9
15.0	15.1
17.5	14.0
20.0	13.18
22.5	25.8
25.0	28.4
27.5	29.4
30.0	24.4
32.5	27.2
35.0	24.4
37.5	19.3
40.0	19.5
42.5	16.0
45.0	9.7
47.5	16.1
50.0	17.7
52.5	23.0
55.0	23.8
57.5	20.9
60.0	18.7



в

Рис. 8 – Звіти за результатами вимірювання твердості після першої культивуації у трьох точках (а, б, в) по середині дослідної ділянки



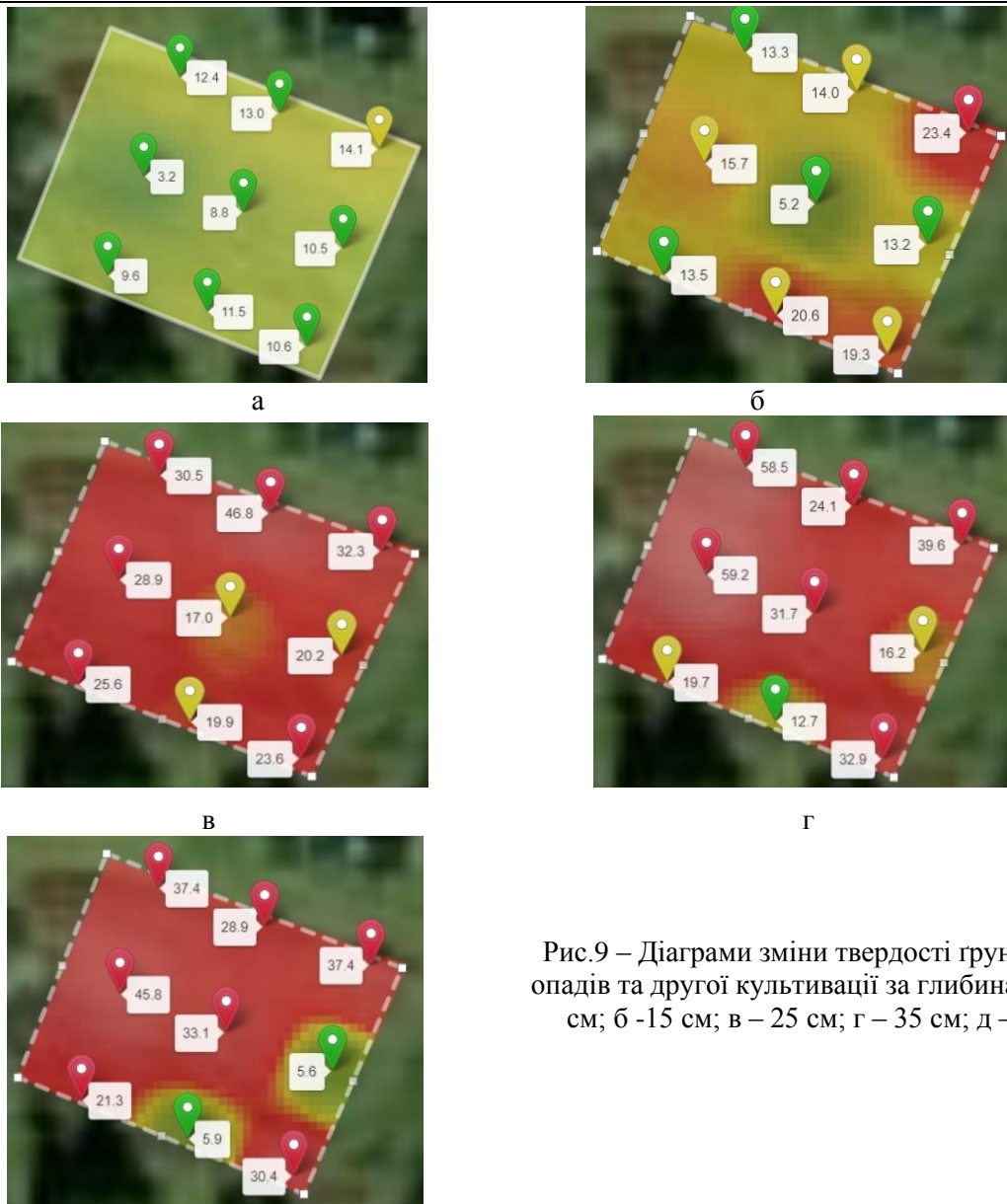
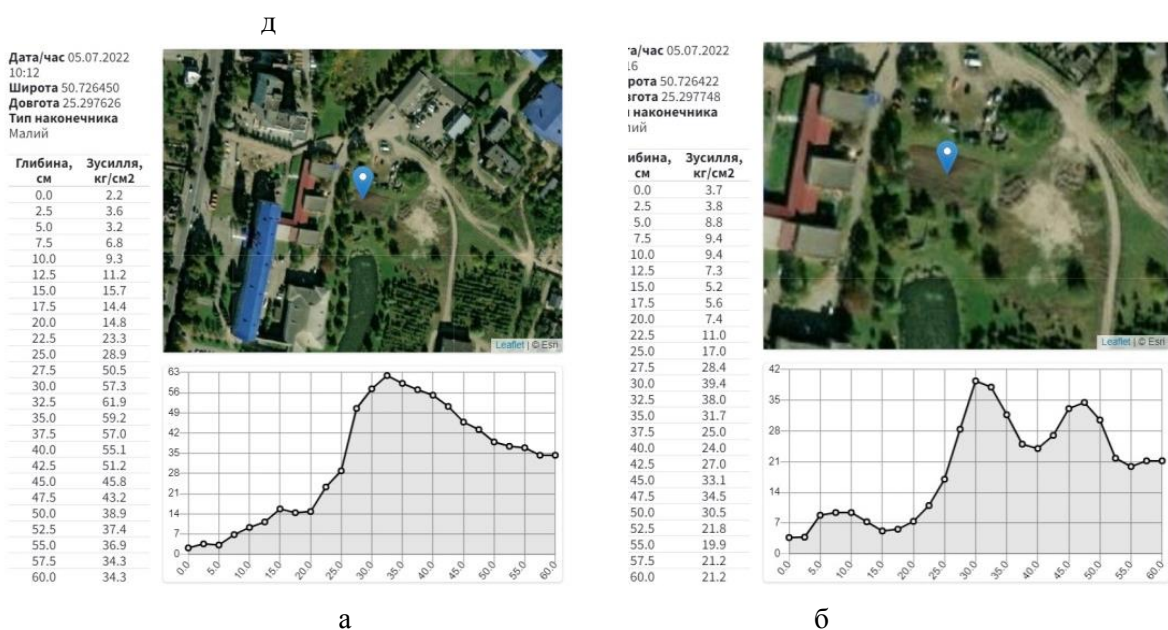
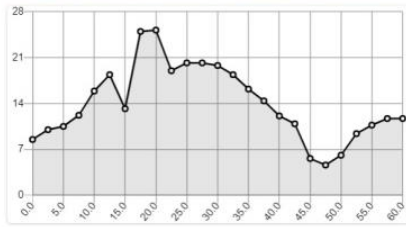


Рис.9 – Діаграми зміни твердості ґрунту після опадів та другої культивуації за глибинами: а – 5 см; б – 15 см; в – 25 см; г – 35 см; д – 45 см



Дата/час 05.07.2022  
10:18  
Широта 50.726394  
Довгота 25.297870  
Тип наконечника  
Малій

Глибина, см	Зусилля, кг/см <sup>2</sup>
0.0	8.5
2.5	10.0
5.0	10.5
7.5	12.2
10.0	15.9
12.5	18.4
15.0	13.2
17.5	25.0
20.0	25.2
22.5	19.0
25.0	20.2
27.5	20.2
30.0	19.8
32.5	18.4
35.0	16.2
37.5	14.4
40.0	12.1
42.5	10.9
45.0	5.6
47.5	4.6
50.0	6.1
52.5	9.4
55.0	10.7
57.5	11.7
60.0	11.7

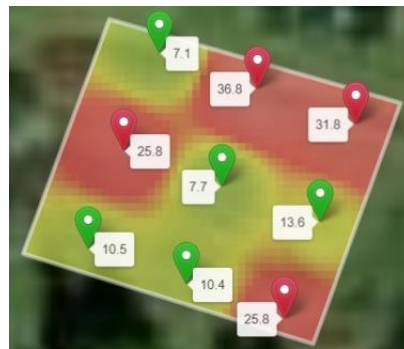


В

Рис. 10 – Звіти за результатами вимірювання твердості після опадів та другої культивуації у трьох точках (а, б, в) по середині дослідної ділянки



а



б



в



г

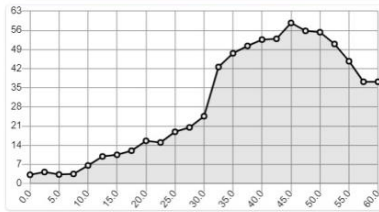
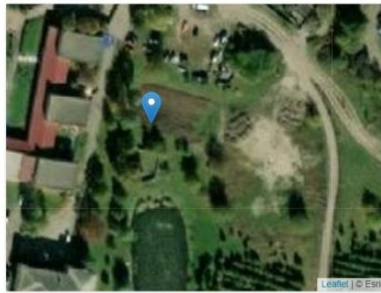


д

Рис. 11 – Діаграми зміни твердості ґрунту після диференційованого обробітку за глибинами: а – 5 см; б -15 см; в – 25 см; г – 35 см; д – 45 см

Дата/час 02.08.2022  
10:58  
Широта 50.726372  
Довгота 25.297582  
Тип наконечника  
Малий

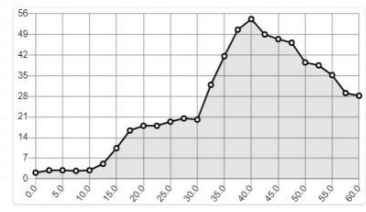
Глибина, см	Зусилля, кг/см <sup>2</sup>
0.0	3.2
2.5	4.2
5.0	3.3
7.5	3.5
10.0	6.6
12.5	9.9
15.0	10.5
17.5	12.0
20.0	15.6
22.5	15.0
25.0	18.9
27.5	20.5
30.0	24.6
32.5	42.6
35.0	47.6
37.5	50.3
40.0	52.6
42.5	52.9
45.0	58.7
47.5	55.8
50.0	55.3
52.5	51.0
55.0	44.7
57.5	37.2
60.0	37.2



а

Дата/час 02.08.2022  
11:01  
Широта 50.726344  
Довгота 25.297704  
Тип наконечника  
Малий

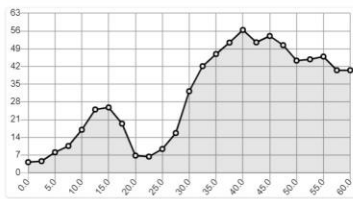
Глибина, см	Зусилля, кг/см <sup>2</sup>
0.0	2.1
2.5	2.9
5.0	2.9
7.5	2.7
10.0	2.9
12.5	5.1
15.0	10.4
17.5	16.4
20.0	18.0
22.5	18.0
25.0	19.4
27.5	20.5
30.0	20.1
32.5	31.9
35.0	41.6
37.5	50.6
40.0	54.2
42.5	49.0
45.0	47.4
47.5	46.2
50.0	39.5
52.5	38.5
55.0	35.2
57.5	29.1
60.0	28.2



б

Дата/час 02.08.2022  
11:11  
Широта 50.726317  
Довгота 25.297826  
Тип наконечника  
Малий

Глибина, см	Зусилля, кг/см <sup>2</sup>
0.0	4.2
2.5	4.6
5.0	8.11
7.5	10.6
10.0	17.0
12.5	25.0
15.0	25.8
17.5	19.4
20.0	6.8
22.5	6.4
25.0	9.4
27.5	15.7
30.0	32.2
32.5	42.1
35.0	46.9
37.5	51.4
40.0	56.4
42.5	51.5
45.0	54.0
47.5	50.4
50.0	44.3
52.5	44.8
55.0	45.9
57.5	40.5
60.0	40.5



в

Рис. 12 – Звіти за результатами вимірювання твердості після диференційованого обробітку у зоні проведеного глибокого розпушування за трьома точками (а, б, в)

## ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Аналіз отриманих результатів показує, що після першого обробітку ділянок, які тривалий час не оброблялись, відбувається стабілізація твердості ґрунту у межах досліджуваних глибин. Дана твердість лише у окремих зонах, у яких очевидно час від часу рухались КТЗ, виходила за допустимі для нормального росту кореневої системи сільськогосподарських рослин значення (понад 35-40 кгс/см<sup>2</sup>). Оранка таких полів на глибину 18-20 см та наступна культивуація на глибину 10-12 см навпаки призводить до ущільнення підорного шару, адже в усіх варіантах дослідження на глибині 25 см і більше було виявлено значно більше ділянок із твердістю ґрунту понад 35 кгс/см<sup>2</sup>. Очевидно, що на зростання твердості певний вплив мали і рясні атмосферні опади. У той же час використання модернізованого культиватора-глибокорозпушувача дозволила знизити твердість ґрунту у шарі 5-30 см до значень які не перевищують 30 кгс/см<sup>2</sup>. Що підтверджує доцільність впровадження запропонованої у роботі конструкції ярусного культиватора-глибокорозпушувача.

## ВИСНОВОК

Важливим завданням сьогодення для аграрного виробництва України є зупинення деградації ґрунтів. Одним із визначальних показників втрати родючості ґрунту є руйнування його структури і як результат зростання твердості. Основним чинником у цьому плані виступає утворення підорного шару у вигляді плужної підшви.

Наявна пропозиція знарядь для глибокого розпушення ґрунту обмежена високопродуктивними машинами, які агрегатуються із енергонасиченим тракторами потужністю від 40 кВт. У той же час значна кількість сільськогосподарських угідь перебуває у використанні одноосібних селянських господарств і не зважаючи на незначні розміри окремих земельних ділянок їм також притаманні явища деградації ґрунту через переущільнення підорного шару. Тому

перспективною є розробка глибокорозпушувача, що може агрегатуватись із тракторами потужністю в межах 20-25 кВт та мав би конструкцію уніфіковано із існуючими культиваторами.

Розроблена універсальною конструкція культиватора дозволяє його використання, як для глибокого обробітку, так і для звичайного суцільного обробітку ґрунту. Для виконання робіт із глибокого розпушення таким культиватором достатнім є тягове зусилля трактора ХТЗ-3510 при його русі на другій передачі. Вказаний результат забезпечено ярусним розташування розпушуючих лап та удосконаленням їх кріплення до рами.

На ґрунтах, які тривалий час не обробляються, відбувається стабілізація твердості ґрунту у межах досліджуваних глибин. Дана твердість лише у окремих зонах, у яких очевидно час від часу рухались КТЗ, виходила за допустимі значення (понад 35-40 кгс/см<sup>2</sup>). Оранка таких ґрунтів на глибину 18-20 см та наступна культивация на глибину 10-12 см навпаки призводить до ущільнення підорного шару. Очевидно, що на зростання твердості певний вплив мають значні атмосферні опади у вигляді дощу. У той же час використання модернізованого культиватора-глибокорозпушувача дозволила знизити твердість ґрунту у шарі 5-30 см до допустимих значень. Такий результат підтверджує доцільність впровадження розробленої конструкції ярусного культиватора-глибокорозпушувача.

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

- 1.Балюк С.А., Медведєв В.В., Воротинцева Л.І., Шимель В.В. Сучасні проблеми деградації ґрунтів і заходи щодо досягнення нейтрального її рівня // Вісник аграрної науки, 2017, № 8. С. 5-11
- 2.Охорона ґрунтів. Деградація: ДСТУ 7874: 2015. [Чинний від 2015 –06 – 22]. К.: ДП «УкрНДНц», 2016. 9 с.
- 3.Grunwald S., Rooney D.J., McSweeney K., Lowery B. Development of pedotransfer functions for a profile cone penetrometer // Geoderma. 2001. V.100. №1-2. Pp. 25-47.
- 4.Медведєв В.В. Наукові підходи до оцінювання якості ґрунтів регіонів (на прикладі України) // Сб. научн. трудов «Страны и регионы на пути к сбалансированному развитию». К., 2003. С. 62–64.
- 5.Медведєв В.В. Твердость почв. Харьков. Изд. КГ1 «Городская типография», 2009, 152 с.
- 6.Медведєв В.В. Твердість ґрунту як критерій для обґрунтування технологій і технічних засобів з його обробітку // Вісник аграрної науки, 2010, № 4. С. 14-18.
- 7.Комісар Є.О., Зубко В.М. Твердість ґрунту - огляд сучасних методів та пристроїв / Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів», випуск 3 (41), 2020. с. 26-32.
- 8.Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. К.: Вища освіта, 2004. 544 с.
- 9.Бромот І. Глибокорозпушувач. Навіщо він мені потрібен? Режим доступу: <https://traktorist.ua/articles/883-glibokorozpushuvachi--vse-scho-treba-znati-pro-nih>.
- 10.Ляшенко С. В. Технологія глибокого розпушування ґрунту присадибних ділянок // ВІСНИК Полтавської державної аграрної академії, № 3, 2015. С. 150-154.
- 11.Іванюк В., Іванюк Г. Вплив неоднорідності ґрунтового покриття і сільськогосподарських культур на твердість ґрунту // Вісник Львівського національного університету природокористування. Серія «Агрономія», №24, 2020. С. 33-37.
- 12.Nukeshev, S., Yeskhozhin, K., Karaivanov, D., Ramaniuk, M., Akhmetov, E., Saktaganov, B., & Tanbayev, K. A Chisel Fertilizer for In-Soil Tree-Layer Differential Application in Precision Farming. International Journal of Technology, 14(1), 2022 109-118. <https://doi.org/10.14716/IJTECH.V14I1.5143>

### REFERENCES

1. Balyuk S.A., Medvedev V.V., Vorotyntseva L.I., Shimel V.V. Suchasni problemy degradatziy gruntiv i zahodi shodo dosiagnennya neitralnogo ii rivnia // Visnik agrarnoi nauky. - 2017, № 8. - S. 5-11
2. Ohorona gruntiv. Degradatziya: DSTU 7874: 2015. [Chynnyii vid 2015 –06 – 22]. - K.: DP «UkrNDHtz», 2016. - 9 s.
3. Grunwald S., Rooney D.J., McSweeney K., Lowery B. Development of pedotransfer functions for a profile cone penetrometer // Geoderma. 2001. - V.100. - №1-2. - Pp. 25-47.
4. Medvedev V.V. Naukovi pidhody do otzinyuvannya yakosti gruntiv regioniv (na prykladi Ukrainy) // Sb. nauch.trudov «Strany i regiony na puti k sbalansirovannomu razvitiyu». - K., 2003. - S. 62–64.
5. Medvedev V.V. Tverdost pochv. - Harkov: Izd. KG1 «Gorodskaya typografiya», 2009. - 152 s.

6. Medvedev V.V. Tverdist gruntu yak kryterii dlya obgruntuvannya tehnologii i technichnyh zasobiv z iogo obrobittu // Visnyk agrarnoi nauky. - 2010, № 4. - S. 14-18.
7. Komisar E.O., Zubko V.M. Tverdist gruntu – oglyad suchasnyh metodiv ta prystroiv / Visnyk Sumskogo natsionalnogo agrarnogo universytetu. Seriya «Mehanizatsiya ta avtomatyzatsiya vyrobnychych protzesiv». – Vypusk 3 (41), 2020. - S. 26-32.
8. Silskogospodarski ta melioratyvni mashyny: Pidruchnyk / D.G. Voytyuk, V.O. Dubrovin, T.D. Ishchenko ta in.; Za red. D.G. Voytyuk. - K.: Vusha osvita, 2004. - 544 s.
9. Bromot I. Glybokorozpushuvach. Navisho vin meni potriben? Rezhym dostupy: <https://traktorist.ua/articles/883-glybokorozpushuvachi--vse-scho-treba-znati-pro-nih>.
10. Lyashenko S.V. Technologiya glybokogo rozpushennya gruntu prysadybnyh dilyanok // Visnyk Poltavskoi derzhavnoi agrarnoi akademii. - № 3, 2015. - S. 150-154.
11. Ivanyuk V., Ivanyuk H. Vplyv neodnorodnosti gruntovogo pokryvu i silskogospodarskyh kultur na tverdist gruntu // Visnyk Lvivskogo natsionalnogo universytetu pryrodokorystuvannya. Seriya «Agronomiyz». - №24, 2020. - С. 33-37.
12. Nukeshev, S., Yeskhozhin, K., Karaivanov, D., Ramaniuk, M., Akhmetov, E., Saktaganov, B., & Tanbayev, K. A. Chisel Fertilizer for In-Soil Tree-Layer Differential Application in Precision Farming. International Journal of Technology, 14(1), 2022 109-118. <https://doi.org/10.14716/IJTECH.V14I1.5143>

### ***I. Tsiz, O. Holii, V. Khvesik, Ya. Olasiuk, I. Demikh. Process and tool study for deep soil dissolution***

One of the determining factors of the physical degradation of soils in our country is their over-compaction. Research has established that 39% of arable land in our country is in an over-compacted state, that is, their hardness in the plow sole exceeds 35-40 kgf/cm<sup>2</sup>. An important element of eliminating such a negative phenomenon is the establishment of contours of areas with soils whose hardness exceeds the permissible limits. Therefore, the scientists substantiated the expediency of increasing the number of measurements per unit area, which ensures the representativeness of the obtained data. Attention is also focused on the expediency of using a permanent grid of measurements with reference to the coordinates of the measurement points and the field contour.

The problem of soil degradation through their over-compaction contributed to the emergence of a wide range of machines for deep loosening of the soil from the leading manufacturers of tillage equipment. All the proposed implements are high-performance machines and require energy-rich tractors with an engine power of 40 kW or more. At the same time, there is practically no offer of machines of this class for tractors with an engine power of 20-25 kW, which does not allow deep loosening to be carried out on small homesteads with an area of up to 0.5 ha. However, most of them have subgrade compaction up to 30 or more kgf/cm<sup>2</sup>.

Therefore, the purpose of the work is to establish the influence of the method of soil cultivation on its hardness and to substantiate the design of the tool for loosening the subsoil layer for a tractor with an engine power of 20-25 kW. To solve the set goal, a research methodology was developed using the Lan-M PRO device and the mobile application from Farmis, which allows you to obtain objective information about the amount of soil hardness, its change by field area and depth within the range of 2.5-60 cm and over time with a clear update of measurement points.

A universal design of the cultivator was also developed, which allows its use both for deep tillage and for ordinary solid tillage. Theoretical calculations showed that for performing deep loosening work with such a cultivator in a unit with a HTZ-3510 tractor, the traction force of a tractor of this class will be quite sufficient to perform the indicated operation. The specified result is achieved thanks to the tiered arrangement of the loosening paws and their improved attachment to the frame.

The results of the study of the soil hardness of the experimental area showed that after the first cultivation of the areas that had not been cultivated for a long time, the soil hardness stabilizes within the studied depths. This hardness only in certain zones, in which apparently from time to time the wheeled vehicle moved, exceeded the permissible values for the normal growth of the root system of agricultural plants (more than 35-40 kgf/cm<sup>2</sup>). Plowing such fields to a depth of 18-20 cm and subsequent cultivation to a depth of 10-12 cm, on the contrary, leads to the compaction of the subsoil layer, because in all variants of the study, at a depth of 25 cm and more, significantly more areas with a soil hardness of more than 35 kgf/cm<sup>2</sup> were found. It is obvious that heavy rainfall also had a certain influence on the growth of hardness. At the same time, the use of a modernized cultivator deep-loosener made it possible to reduce the hardness of the

soil in a layer of 5-30 cm to values that do not exceed 30 kgf/cm<sup>2</sup>. Which confirms the expediency of implementing the design of the tiered deep loosener proposed in the work.

**Keywords:** soil hardness, deep loosening, design of the cultivator-deep loosening, traction force, bracket, frame, tier arrangement of paws.

*ЦИЗЬ Ігор Євгенович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри аграрної інженерії ім. проф. Г.А. Хайліса Луцького національного технічного університету, e-mail: tsizigor@lutsk-ntu.com.ua, <https://orcid.org/0000-0002-9916-8174>

*ГОЛІЙ Олександр Валентинович*, кандидат технічних наук, директор ДПЕДГ «Еліта», e-mail: goliyov@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0002-7283-6865>

*ХВЕСИК Віктор Олександрович*, заступник директора Любешівського технічного фахового коледжу ЛНТУ, e-mail: hvesikvictor@ukr.net, <http://orcid.org/0009-0009-0033-651X>

*ОЛАСЮК Ярослав Віталійович*, викладач Любешівського технічного фахового коледжу ЛНТУ, e-mail: @yahoo.com, <https://orcid.org/0009-0001-6427-9595>

*ДЕМІХ Іван Васильович*, викладач Любешівського технічного фахового коледжу ЛНТУ, e-mail: @gmail.com, <https://orcid.org/0009-0000-8506-8976>

*Igor TSIZ*, PhD in Engineering, Associate Professor of the Department of Agrarian Engineering named after Prof. G. Hylis, Lutsk National Technical University, e-mail: tsizigor@lutsk-ntu.com.ua, <https://orcid.org/0000-0002-9916-8174>

*Oleksandr HOLII*, PhD in Engineering, Director of SEERF «ELITA», e-mail: goliyov@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0002-7283-6865>

*Viktor KHVESIK*, Deputy Director of Liubeshiv Technical Vocational College of LNTU, e-mail: hvesikvictor@ukr.net, <http://orcid.org/0009-0009-0033-651X>

*Yaroslav OLASYUK*, Teacher of Liubeshiv Technical Vocational College of LNTU, e-mail: yaroslav.olasyuk@googlemail.com, <https://orcid.org/0009-0001-6427-9595>

*Ivan DEMIKH*, Teacher of Liubeshiv Technical Vocational College of LNTU, e-mail: demikh14109@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0000-8506-8976>

DOI 10.36910/automash.v1i20.1058

**ТЕРМОПРУЖНИЙ ЗГИН КОМПОЗИТНИХ ПЛАСТИН ДИСКІВ ТРАНСМІСІЇ  
АВТОМОБІЛЯ**

Анізотропні пластини, диски та оболонки є на сьогодні одними з найпоширеніших композитних елементів конструкцій машинобудівного, транспортного та приладобудівного спрямувань. Вони є важливими утримувальними елементами більшості машин і механізмів. Водночас їх безпечне застосування, порівняно з ізотропними, вимагає більш досконалих методів та моделей розрахунку. Існує надзвичайно велика кількість методів розрахунку пластин і оболонок, застосування яких має забезпечувати більшу чи меншу точність розрахунку усєї конструкції. В одних випадках конструктивний елемент достатньо розраховувати на розтяг або стиск, а в інших до цих розрахунків необхідно приєднувати розрахунки на згин за найпростішими моделями, однією з яких є класична модель згину ізотропних пластин Кірхгофа-Лява. Але у випадках, коли пластини чи оболонки є анізотропними, ця модель уже може давати великі похибки і тому практика розрахунків вимагає більш точну модель. Тому, у складніших випадках, для елементів конструкцій, фізичні характеристики яких у напрямку товщини мають інші значення порівняно зі значеннями вздовж їх площини, використовують теорії згину трансверсально (поперечно) ізотропних або трансропних пластин і оболонок. Одночасно, багато з таких елементів працюють в умовах підвищених температур, тому їх вплив на характеристики напружено-деформованого стану також необхідно враховувати.

У даній статті використана модель, яка побудована на гіпотезах, що ураховують поперечний зсув та обтиснення, розглянута задача про термопружний згин круглих трансверсально ізотропних пластин-дисків. Розглядаються два випадки: коли диск суцільний і защемлений на краю; коли цей диск у вигляді кільця із вільним отвором. Для побудови розв'язків задачі використано метод лінійного спряження аналітичних функцій комплексної змінної М.І. Мусхелішвілі.

**Ключові слова:** уточнена модель трансропної плити, поперечний зсув, деформація обтиснення, метод лінійного спряження, термопружний згин диска.

**ВСТУП**

Проблеми розрахунку тонких пластин-дисків на основі гіпотез і рівнянь класичної моделі Кірхгофа-Лява розглядалися у різноманітних задачах давно і досконало багатьма дослідниками як у нас, так за кордоном. Але у складніших випадках, коли елементи конструкцій є композитними, розрахунки вимагають складніших моделей, порівняно з класичною, із рівняннями згину вищих порядків. Поставлені задачі ще більше ускладнюються, якщо крім силового навантаження ще додається і температурне (теплове, магнітне, стаціонарне або нестаціонарне). Основоположними працями у стаціонарній та нестаціонарній термопружності для ізотропних та анізотропних тіл вважаються праці В.Новацького [1], Б.Болі і Дж.Уейнера [2], О.Д.Коваленка [3], Я.С.Підстригача і Ю.М. Коляно [4], І.О.Прусова [5] та інш. Згаданими авторами розглядалися як плоскі температурні задачі, так і задачі згину пластин і оболонок під дією зосереджених джерел тепла.

**АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

У даній статті розглядається термопружний згин круглих пластин-дисків (суцільних і у формі кругових кілець), які часто використовуються в автомобілебудуванні та піддаються впливу стаціонарних температурних та силових навантажень. Зокрема, у працях [1,2] для стаціонарної термопружної задачі розрахунку ізотропної пластини була застосована класична гіпотеза термопружності і розроблено загальний розв'язок рівняння в переміщеннях через термопружний потенціал. Така постановка і представлення розв'язку задачі в переміщеннях справедливий як для однозв'язних, так і для багатозв'язних тіл. У працях [3,4] запропоновані методики, які використані для розв'язання задач про термопружний згин тонких пластин та оболонок, побудованих на класичних гіпотезах Кірхгофа-Лява. В роботі [4] згадані задачі розглядаються вже із позицій узагальненої термомеханіки. У працях І.О.Прусова для розв'язування подібних задач уже використовується метод лінійного спряження М.І. Мусхелішвілі [6] не тільки для випадку плоскої задачі теорії пружності, а і для граничних задач згину ізотропних та анізотропних пластин у класичній та уточненій постановках. У праці [7] задачі згину круглих анізотропних плит розглядалися за допомогою уточненої моделі вищого порядку, де зміна переміщень та напружень моделюється за законом кубічної параболи. Рівняння і формули цієї моделі будуть застосовані для знаходження напруженого стану в круглих пластинах-дисках та дисках у вигляді круглих кілець.

**МЕТА ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

Метою роботи є побудова формул для напружень, зусиль та моментів для розрахунку круглих ортотропних дисків-плит [7], котрі є одними з елементів трансмісії автомобіля, із додатковим врахуванням впливу температури у виразах для напружень

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

**Побудова формул для напружень, зусиль та моментів.** У даній статті, для додаткового врахування впливу температури у виразах для напружень, використовується уточнена модель розрахунку круглих ортотропних дисків-плит [7] із додатковим врахуванням впливу температури у виразах для напружень. Приймається, що пружні характеристики та коефіцієнти температурного розширення матеріалу є заданими функціями температури плити.

Для побудови формул для напружень, зусиль та моментів використана методика, що застосовується І.О.Прусовим [5] та у статті авторів [8], де на основі узагальненого закону Гука для трансверсально ізотропного матеріалу, записуються для нормальних і дотичних напружень:

$$\sigma_r = \tilde{E}_1 \left[ (e_r + \nu_{12}e_\theta) + z \left( \frac{\partial \gamma_r}{\partial r} + \frac{\nu_{12}}{r} \left( \frac{\partial \gamma_\theta}{\partial \theta} + \gamma_r \right) \right) + \right. \\ \left. + \frac{z}{5} \left( 1 - \frac{5z^2}{3h^2} \right) \left( \frac{\partial \psi_r}{\partial r} + \frac{\nu_{12}}{r} \left( \frac{\partial \psi_\theta}{\partial \theta} + \psi_r \right) \right) \right] + A_1 \sigma_z - \beta_1 T; \quad (1)$$

$$\sigma_\theta = \tilde{E}_2 \left[ (e_\theta + \nu_{21}e_r) + z \left( \frac{1}{r} \left( \frac{\partial \gamma_\theta}{\partial \theta} + \gamma_r \right) + \nu_{21} \frac{\partial \gamma_r}{\partial r} \right) + \right. \\ \left. + \frac{z}{5} \left( 1 - \frac{5z^2}{3h^2} \right) \left( \frac{1}{r} \left( \frac{\partial \psi_\theta}{\partial \theta} + \psi_r \right) + \nu_{21} \frac{\partial \psi_r}{\partial r} \right) \right] + A_2 \sigma_z - \beta_2 T;$$

$$\tau_{r\theta} = G_{12} \left[ e_{r\theta} + z \left( \frac{\partial \gamma_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \gamma_r}{\partial \theta} - \frac{1}{r} \gamma_\theta \right) + \frac{z}{5} \left( 1 - \frac{5z^2}{3h^2} \right) \left( \frac{\partial \psi_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \psi_r}{\partial \theta} - \frac{1}{r} \psi_\theta \right) \right];$$

$$\tau_{rz} = \frac{5}{4} G_{13} \left( 1 - \frac{z^2}{h^2} \right) \left( \gamma_r + \frac{\partial \tilde{w}}{\partial r} \right); \quad \tau_{\theta z} = \frac{5}{4} G_{23} \left( 1 - \frac{z^2}{h^2} \right) \left( \gamma_\theta + \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \theta} \right),$$

$$\text{де } e_r = \frac{\partial u}{\partial r}, \quad e_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{u}{r}, \quad e_{r\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r}, \quad \beta_i = \frac{\alpha_i E_i}{1-\nu},$$

$$\sigma_z = q_1 + \frac{3z}{4h} \left( 1 - \frac{z^2}{3h^2} \right) \cdot q_2, \quad \tilde{w} = w + 0,2h^2 w_2(r, \theta);$$

$$w_2(r, \theta) = \frac{3}{8} \frac{\alpha_z q_2}{E_3 h} - \frac{1}{2} \left( A_1 \frac{\partial \gamma_r}{\partial r} + A_2 \left( \frac{\gamma_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \gamma_\theta}{\partial \theta} \right) \right);$$

$$h^2 w_2(x, y) = -\alpha \tilde{w}_r + \frac{3}{8} \frac{\bar{\alpha}_z q_2 h}{E'}, \quad \bar{\alpha}_z = 1 - 0,4\nu' A'(3 - 2\nu), \quad \tilde{E}_1 = \frac{E_1}{1 - \nu_{12} \cdot \nu_{21}}, \quad A_1 = \frac{\nu_{31} + \nu_{32} \cdot \nu_{21}}{1 - \nu_{12} \nu_{21}}, \quad (1 \leftrightarrow 2);$$

$$\alpha = \frac{\nu'' G'}{2G}; \quad \gamma_r \cdot \gamma_\theta = \frac{3}{2h^3} \int_{-h}^h (U, V) \cdot z dz = - \left\{ \frac{\partial \tilde{w}}{\partial r}, \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \theta} \right\} + \frac{4}{5} \{ \psi_r, \psi_\theta \} \text{ — узагальнені кути повороту}$$

перерізів плити;  $\alpha', \alpha_i$  - коефіцієнти температурного розширення в поперечному напрямку та напрямках -  $i = 1, 2$ ;  $T = T(r, \theta, z)$  - функція зміни температури в плиті.

Згинальні моменти, поперечні та поздовжні сили в плиті, для випадку трансверсально ізотропного матеріалу, зводяться до вигляду:

$$N_r = B(e_r + \nu e_\theta) + 2A'hq_1 - N_T; \quad N_\theta = B(e_\theta + \nu e_r) + 2A'hq_1 - N_T;$$

$$N_{r\theta} = 2Gh\tilde{e}_{r\theta}, \quad M_{r\theta} = \frac{1}{2} D(1-\nu) \left( \frac{\partial \gamma_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \gamma_r}{\partial \theta} - \frac{1}{r} \gamma_\theta \right);$$

$$M_r = D \left( \frac{\partial \gamma_r}{\partial r} + \frac{\nu}{r} \left( \frac{\partial \gamma_\theta}{\partial \theta} + \gamma_r \right) \right) + \frac{2}{5} A'h^2 q_2 - M_T; \quad (2)$$



$$M_\theta = D \left( \frac{1}{r} \frac{\partial \gamma_\theta}{\partial \theta} + \frac{\gamma_r}{r} + \nu \frac{\partial \gamma_r}{\partial r} \right) + \frac{2}{5} A' h^2 q_2 - M_T;$$

$$Q_r = \frac{5}{4} K' \left( \gamma_r + \frac{\partial \tilde{w}}{\partial r} \right) + \frac{\partial M_T}{\partial r}; \quad Q_\theta = \frac{5}{4} K' \left( \gamma_\theta + \frac{1}{r} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial M_T}{\partial \theta},$$

де  $B = 2h\tilde{E}; \quad D = 2\tilde{E} \cdot h^3 / 3; \quad \tilde{E} = E / (1 - \nu^2); \quad K' = 4G'h / 3;$

$$M_{Ti} = \beta_i \int_{-h}^h T \cdot z dz, \quad N_{Ti} = \beta_i \int_{-h}^h T dz, \quad N_T = N_{T1} = N_{T2}, \quad e_r = \frac{\partial u}{\partial r},$$

$$e_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{u}{r}, \quad e_{r\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{v}{r}, \quad M_T = M_{T1} = M_{T2}, \quad q_2 = q^+ + q^-, \quad q_1 = 0,5(q^+ - q^-); \quad q^+, q^- -$$

розподілене навантаження на зовнішніх поверхнях плити.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

**Основні розрахункові рівняння.** Підставивши отримані вирази для зусиль і моментів у відповідні рівняння рівноваги [8], одержимо наступні розрахункові рівняння відносно невідомих функцій:

$$D\Delta^2 \tilde{w} = q_2 - \Delta M_T - \varepsilon_1 \Delta q_2; \quad \Delta \Omega - k_0^2 \Omega = 0. \quad K' \Delta \tilde{w}_r = -q_2, \quad (3)$$

$$K' \tilde{w}_r = -D \Delta w_b - M_T + \bar{A}' q_2, \quad w_b = \tilde{w} - 0,8 \tilde{w}_r; \quad (4)$$

$$\text{Тут } \tilde{w} = w + \frac{\varepsilon_2}{D} q_2, \quad \varepsilon_1 = \frac{h^2}{10(1-\nu)} \left( 8 \frac{G}{G'} - 3\nu'' \right), \quad \varepsilon_2 = \frac{h^4 \tilde{E}}{20E'} (1-\alpha).$$

Для вираження зусиль та моментів у плиті за допомогою функцій комплексного змінного, запишемо вертикальне переміщення  $w$  серединної поверхні плити через комплексні потенціали  $\varphi(\xi)$  і  $\chi(\xi)$  у вигляді модифікованої формули Гурса [7,8]:

$$w = \text{Re} \left[ \bar{\xi} \varphi(\xi) + \chi(\xi) - 4\varepsilon_1 \Phi(\xi) \right]. \quad (5)$$

Тут  $\Phi(\xi) = [\varphi(\xi)]'$ ;  $\varphi(\xi)$  і  $\chi(\xi)$  – довільні функції комплексної змінної  $\xi = re^{i\theta}$ ;  $\tilde{G} = G/G'$ .

$$M'_r + M'_\theta = -2D(1+\nu) \left[ \Phi(\xi) + \overline{\Phi(\xi)} \right]; \quad M'_r = M_r - M_T; \quad M'_\theta = M_\theta - M_T;$$

$$M'_\theta - \nu M'_r - i(1+\nu)H_{r\theta} = -D(1-\nu^2) \left[ \Phi(\xi) - \frac{R^2}{r^2} \Phi\left(\frac{R^2}{\bar{\xi}}\right) + F_0 \right]; \quad (6)$$

$$M'_r + iH_{r\theta} = -D \left[ 2(\Phi(\xi) + \overline{\Phi(\xi)}) - (1-\nu) \left( \Phi(\xi) - \frac{R^2}{r^2} \Phi\left(\frac{R^2}{\bar{\xi}}\right) + F_0 \right) \right];$$

$$\gamma_r + i\gamma_\theta = - \left[ \varphi(\xi) + \xi \overline{\Phi(\xi)} + \overline{\psi(\xi)} \right];$$

$$Q'_r - iQ'_\theta = -4D\Phi'(\xi); \quad Q'_r = Q_r - \partial M_T / \partial r; \quad Q'_\theta = Q_\theta - \partial M_T / r \partial \theta;$$

$$F_0 = \left( 1 - \frac{R^2}{r^2} \right) \left[ \overline{\Phi(\bar{\xi})} - \bar{\xi} \overline{\Phi'(\bar{\xi})} \right].$$

Надалі будемо вважати, що силове поверхнєве навантаження на диски відсутнє:  $q^+ = q^- = 0$ , а діє тільки температурне поле.

**Температурна задача для пластини-диска.** Для випадку стаціонарного процесу поширення тепла у трансверсально ізотропній пластині - диску температурний момент  $M_T$  можна знайти, визначивши перед цим функція зміни температури  $T = T(r, \theta, z)$  в тілі із диференціального рівняння теплопровідності [3,5,6]:

$$k\Delta T + k' \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = c\rho \frac{\partial T}{\partial t}. \quad (7)$$

Тут  $\Delta \equiv \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}$ ;  $k, k'$  – коефіцієнти теплопровідності у напрямках, паралельному і перпендикулярному до серединної поверхні плити;  $c$  і  $\rho$  – відповідно питома теплоємність і густина матеріалу.

Використавши методу І.О. Прусова [5] за умови, коли швидкість зміни температури зовнішнього середовища настільки мала, що її зміну за товщиною можна апроксимувати кубічною параболою із певними коефіцієнтами, помножимо праву і ліву частину рівняння (7) на величину  $\beta_0 z dz$ . Проінтегрувавши отриману рівність по  $z$  у межах від  $-h$  до  $+h$ , одержимо диференціальне рівняння для величини  $M_T$  [5]:

$$\Delta M_T - s^2 M_T = a \frac{\partial M_T}{\partial t} - s_0 t_c. \quad (8)$$

Тут  $s^2 = \frac{3(k' + h\lambda)}{kh^2}$ ;  $s_0 = \frac{2\beta_0 h \lambda}{k}$ ;  $\beta_0 = \frac{\alpha_0 E}{1-\nu}$ ;  $\lambda$  – коефіцієнт теплообміну на поверхнях  $z = \pm h$ ;  $t_c$  – температура середовища.

При інтегруванні рівняння (8) для величини  $M_T$  необхідно задовольнити початковій та граничній умові у вигляді:

$$\begin{aligned} M_T &= M_T^0(r, \theta) \text{ при } t = 0; \\ k \frac{\partial M_T}{\partial n} &= -\lambda_* (M_T - M_c) \text{ при } r = R, \end{aligned} \quad (9)$$

$$\text{де } M_T^0 = \beta_0 \int_{-h}^h T_0 z dz; M_c = \beta_0 \int_{-h}^h T_c z dz.$$

Одночасно, за випадку стаціонарного поширення тепла температурний момент  $M_T$  не залежить від часу, тому у рівнянні (8) похідна по часу пропадає і воно спрощується до вигляду:

$$\Delta M_T - s^2 M_T = -s_0 t_c. \quad (10)$$

Із досліджень Я.С. Підстригача [9] відомо, що за умови строгої зміни температури по товщині пластини за лінійним законом, рівняння (10) спрощується до вигляду  $-s^2 M_T = s_0 t_c$ . Тобто, якщо на поверхнях диску (пластини)  $z = \pm h$  задані значення температури:  $T = t_0(r, \theta)$  на поверхні  $z = h$  і  $T = -t_0(r, \theta)$  на поверхні  $z = -h$ , то величина  $M_T$  буде наступною:

$$M_T = 2/3 \beta_0 h^2 t_0(r, \theta). \quad (11)$$

Отриманий результат відповідає розв'язку задачі згину круглого диску (плити), жорстко защемленого по контуру  $r = R$ , де переміщення і кути повороту є нульовими:  $\gamma_r = \gamma_\theta = w = 0$ , а комплексні потенціали задовільняють умові [8]:

$$\Phi^+(t) - \Phi^-(t) = 0 \text{ на } L; \quad t = R e^{i\theta}. \quad (12)$$

У цьому випадку перерізуючі сили та крутний момент також дорівнюють нулю:  $Q_r = Q_\theta = M_{r,\theta} = 0$ , а згинальні моменти еквівалентні температурному:

$$M_r = M_\theta = -M_T = -2/3 \beta_0 h^2 t_0(r, \theta). \quad (13)$$

**Згин кругового кільця.** Для диску у вигляді кругового кільця, де зовнішній край  $r = R$  залишається жорстко защемленим згідно умови (8), а внутрішній край ( $r = R_0$ ) з'єднаний із валом коробки передач. Граничні умови на цьому краю записуються через комплексні потенціали наступним чином:

$$\kappa \Phi(t) + \left(\frac{R}{R_0}\right)^2 \Phi\left(\frac{R^2}{\bar{t}}\right) - \left(1 - \frac{R^2}{R_0^2}\right) [\bar{\Phi}(\bar{t}) - \bar{t} \bar{\Phi}'(\bar{t})] = f \text{ на } L_0, \quad (14)$$

$$\text{де } f = -\frac{M_T}{D(1-\nu)} = \frac{-s_0 t_c}{s^2 D(1-\nu)}; \quad t = R_0 e^{i\theta}.$$

Застосувавши для цього випадку формули (1) та (6), одержимо вирази для згинальних моментів та напружень, що виникають у кільцевому диску:

$$M_r = -\frac{(1-\nu)(R^2/R_0^2 - R^2/r^2)M_T}{1+\nu+(1-\nu)R^2/R_0^2} = \frac{2(1-\nu)(R^2/R_0^2 - R^2/r^2)}{3(1+\nu+(1-\nu)R^2/R_0^2)} \beta_0 h^2 t_0(r, \theta); \quad (15)$$

$$M_\theta = -\frac{(1-\nu)(R^2/R_0^2 + R^2/r^2)M_T}{1+\nu+(1-\nu)R^2/R_0^2} = \frac{2(1-\nu)(R^2/R_0^2 + R^2/r^2)}{3(1+\nu+(1-\nu)R^2/R_0^2)} \beta_0 h^2 t_0(r, \theta).$$

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Із аналізу одержаних формул для згинальних моментів  $M_r, M_\theta$  можна стверджувати, що їх формули задовольняють крайовим умовам на внутрішньому та зовнішньому контурах кільця, а також їх залежності від величини температури зовнішнього середовища та коефіцієнта температурного розширення. Одночасно, з формул (15) видно, що при гіпотезі лінійного розподілу температури по товщині диска зникає параметр  $k'$  – коефіцієнт теплопровідності у напрямку, перпендикулярному до серединної поверхні плити. Очевидно, що при вищому законі розподілу температури такий коефіцієнт мусить з'явитися.

### ВИСНОВКИ

На основі рівнянь і формул, побудованих на гіпотезах, що ураховують поперечний зсув та обтиснення, розглянута задача про термопружний згин круглих трансверсально ізотропних пластин-дисків. Для побудови розв'язків задачі використано метод лінійного спряження аналітичних функцій комплексної змінної М.І. Мусхелішвілі. Як приклади, розглянуті температурні задачі для круглої пластини та кільця. Отримано замкнуті формули для згинальних моментів  $M_r$  і  $M_\theta$ .

### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Новацкий В. Вопросы термоупругости. М., «Изд-во АН СССР», 1962. 364 с.
2. Боли Б., Уэйнер Дж. Теория температурных напряжений. М., «Мир», 1964. 517 с.
3. Коваленко А.Д. Термоупругость. Киев, «Наукова думка», 1975. 216 с.
4. Подстригач Я. С., Коляно Ю.М. Обобщенная термомеханика. Киев, «Наукова думка», 1976. 310с.
5. Прусов И.А. Метод сопряжения в теории плит. Минск: Изд-во БГУ. 1975. 256 с.
6. Мусхелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. М.: Наука, 1966. 707с.
7. Шваб'юк В.І., Ротко С.В., Шваб'юк В.В. Математичні моделі деформування композитних плит і балок: контактна взаємодія із штампами та основами. Вплив тріщин: Монографія. Луцьк: Вежа-Друк, 2022. 804 с.
8. Шваб'юк В.І. Метод лінійного спряження в теорії згину ортотропних плит // Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій (вип. 2): В 3-х т. / Під заг. ред. Панасюка В. В. Львів: Каменярь, 1999. Т.2. С.244-248.
9. Підстригач Я. С. Температурне поле в тонких оболонках. ДАН УРСР, 1958. №5; (див. Вибрані праці, К:1995 с.11-13).

### REFERENCES

1. Novaczky`j V. Voprosy termouprugosty`. M., «Y`zd-vo AN SSSR», 1962. 364 s.
2. Boly` B., Uejner Dzh. Teory`ya temperaturnyx napryazheny`j. M., «My`r», 1964. 517 s.
3. Kovalenko A.D. Termouprugost`. Ky`ev, «Naukova dumka», 1975. 216 s.
4. Podstry`gach Ya. S., Kolyano Yu.M. Obobshhennaya termomexany`ka. Ky`ev, «Naukova dumka», 1976. 310s.
5. Prusov Y`.A. Metod sopryazheny`ya v teory`y` ply`t. My`nsk: Y`zd-vo BGU. 1975. 256 s.
6. Musxely`shvy`ly` N.Y`. Nekotorye osnovnye zadachy` matematy`cheskoj teory`y` uprugosty`. M.: Nauka, 1966. 707s.
7. Shvab'yuk V.I., Rotko S.V., Shvab'yuk V.V. Matematy`chni modeli deformuvannya kompozy`tny`x ply`t i balok: kontaktna vzayemodiya iz shtampamy` ta osnovamy`. Vply`v trishhy`n: Monografiya. Lucz`k: Vezha-Druk, 2022. 804 s.
8. Shvab'yuk V.I. Metod liniynogo spryazhennya v teorii` zgy`nu ortotropny`x ply`t // Mexanika rujnuvannya materialiv i micznist` konstrukcij (vy`p. 2): V 3-x t. / Pid zag. red. Panasyuka V. V. L`viv: Kamenyar, 1999. T.2. S.244-248.
9. Pidstry`gach Ya. S. Temperature pole v tonky`x obolonkax. DAN USSR, 1958, #5; (Dy`v.

Vy'brani pratsi, K:1995 s.11-13).

**V. Shvabyuk, V. Zakharchuk, S. Rotko, V. Shvabyuk** *Thermoelastic bending of composite plates-disks of a car transmission*

Anisotropic plates, disks, and shells are currently one of the most common composite elements of constructions in machine-building, transport, and instrument-making directions. They are important supporting elements of most machines and mechanisms. At the same time, their safe use requires more advanced calculation methods and models compared to isotropic ones. There is an extremely large number of methods for calculating plates and shells, the use of which should ensure greater or lesser accuracy of the calculation of the entire structure. In some cases, it is enough to calculate the structural element for tension or compression, and in others, it is necessary to add calculations for bending according to the simplest models. One of these models is the classical Kirchhoff-Leav model of the bending of isotropic plates. But in cases where plates or shells are anisotropic, this model can already give large errors and therefore the practice of calculations requires a more accurate model. Therefore, in more complex cases, for structural elements whose physical characteristics in the thickness direction have different values compared to the values along their plane, bending theories of transversely (transversely) isotropic or transtropical plates and shells are used. At the same time, many of these elements work at elevated temperatures, so their influence on the characteristics of the stress-strain state must also be taken into account.

The article uses a model built based on hypotheses that take into account transverse shear and compression and considers the problem of thermoelastic bending of circular transversely isotropic plates-disks. Two cases are considered: when the disc is hard and pinched at the edge; when this disk is in the form of a ring with a free hole. To construct solutions to the problem, the method of linear conjugation of analytic functions of the Mushelishvili complex variable was used.

**Key words:** refined model of the transtropical plate, transverse shear, compression deformation, linear conjugation method, thermoelastic bending of the disk.

*ШВАБ'ЮК Василь Іванович*, доктор технічних наук, професор кафедри прикладної математики і механіки, Луцький національний технічний університет e-mail: [v.shvabyuk@gmail.com](mailto:v.shvabyuk@gmail.com) <https://orcid.org/0000-0002-1156-4405>

*ЗАХАРЧУК Віктор Іванович*, доктор технічних наук, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет e-mail: [viktor\\_zakharchuklntu@gmail.com](mailto:viktor_zakharchuklntu@gmail.com) [orcid.org/0000-0002-0896-3747](https://orcid.org/0000-0002-0896-3747)

*РОТКО Світлана Володимирівна*, кандидат технічних наук, доцент кафедри будівництва та цивільної інженерії, Луцький національний технічний університет e-mail: [Svitlanarotko61@gmail.com](mailto:Svitlanarotko61@gmail.com) [orcid.org/0000-0003-1860-7890](https://orcid.org/0000-0003-1860-7890).

*ШВАБ'ЮК Володимир Васильович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет e-mail: [volodymyr.shvabyuk@gmail.com](mailto:volodymyr.shvabyuk@gmail.com) [ORCID: 0000-0001-8294-5291](https://orcid.org/0000-0001-8294-5291)

*Vasyl SHVABYUK*, Doctor of Technical Sciences, Professor of Applied Mathematics and Mechanics department, Lutsk National Technical University e-mail: [v.shvabyuk@gmail.com](mailto:v.shvabyuk@gmail.com) <https://orcid.org/0000-0002-1156-4405>

*Viktor ZAKHARCHUK*, Doctor of Technical Sciences, Professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: [viktor\\_zakharchuklntu@gmail.com](mailto:viktor_zakharchuklntu@gmail.com) [orcid.org/0000-0002-0896-3747](https://orcid.org/0000-0002-0896-3747)

*Svitlana ROTKO*, PhD in Engineering, associate professor of Construction and Civil Engineering department, Lutsk National Technical University e-mail: [Svitlanarotko61@gmail.com](mailto:Svitlanarotko61@gmail.com) [orcid.org/0000-0003-1860-7890](https://orcid.org/0000-0003-1860-7890).

*Volodymyr SHVABYUK*, PhD in Engineering, associate professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: [volodymyr.shvabyuk@gmail.com](mailto:volodymyr.shvabyuk@gmail.com) [ORCID: 0000-0001-8294-5291](https://orcid.org/0000-0001-8294-5291)

DOI 10.36910/automash.v1i20.1059

## 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

**Матейчик Василь Петрович**, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет

**Мурований Ігор Сергійович**, к.т.н., доцент, доцент 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 архітектури та дизайну Луцького НТУ.

**Самостян Віктор Русланович**, к.т.н., доцент, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького НТУ.

**Самчук Володимир Петрович**, к.т.н., доцент, доцент кафедри будівництва та цивільної інженерії Луцького НТУ.

**Сахно Володимир Прохорович**, доктор технічних наук, професор 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».

**Толстущко Микола Миколайович**, к.т.н., доцент, доцент кафедри галузевого машинобудування Луцького НТУ.

**Цизь Ігор Євгенович**, к.т.н., доцент, доцент кафедри аграрної інженерії ім. проф. Г.А. Хайліса 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

**Vasyl Mateichyk**, Doctor of Science (Engineering), professor, National Transport University

**Igor Murovanyi**, PhD. in Engineering, Assoc. Professor, Assoc. Professor of Automobile and Transport Technologies Department of Lutsk NTU.

**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 of Architecture and Design department Lutsk NTU.

**Victor Samostyan**, Ph.D., Associate Professor Assoc., Professor of Automobile and Transport Technologies 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 of Automobiles Department, National Transport University, Kiev, Ukraine.

**Oleg Sitovsky**, Ph.D., Associate Professor, Associate Professor, Department of Automobiles and Transport Technologies of L NTU.

**Valery Stelmashchuk**, Ph.D in Engeneering, 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 of LNTU.

**Igor Tsizh**, Ph.D., Associate Professor, Assoc. Professor of the Department Agricultural Engineering of LNTU.

**Шимчук Сергій Петрович**, к.т.н., доцент, доцент кафедри галузевого машинобудування Луцького НТУ.

**Ярошевич Микола Павлович**, д.т.н., професор, професор кафедри галузевого машинобудування Луцького НТУ.

**Sergiy Shymchuk**, Ph.D, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Industry Engineering of Lutsk NTU.

**Mykola Yaroshevych**, Doctor of Science in Engineering, Professor, Department of Sector Engineering of Lutsk NTU.

Ціна договірна

Колектив авторів

**СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТІ**

**ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING AND TRANSPORT**

*НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ SCIENTIFIC JOURNAL*

**Випуск 1 (20), 2023 Volume 1 (20), 2023**

Видається двічі на рік Publication Frequency: 2 issues per year

Комп'ютерний набір та верстка: В. Самостян

**Матеріали друкуються в авторській редакції. За стилістику і орфографію статей відповідальність несуть автори.**

Адреса редакції:  
вул. Львівська, 75, ауд. 148, Луцьк,  
Волинська обл., Україна, 43018.  
тел. (0332) 74-61-31.  
e-mail: tehavtomash@gmail.com

Підписано до друку 23.05.2023 р.  
Формат 60x84/8. Гарнітура Times. Папір офсетний.  
Ум. друк. арк. 20,08. Обл. вид. арк. 19,71. Тираж 100 прим.

Інформаційно-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.