

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

LUTSK NATIONAL
TECHNICAL UNIVERSITY

СУЧАСНІ
ТЕХНОЛОГІЇ
В
МАШИНОБУДУВАННІ
ТА ТРАНСПОРТІ

ADVANCES
IN
MECHANICAL
ENGINEERING
AND TRANSPORT

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

SCIENTIFIC JOURNAL

№1 (12)

2019

<http://avtomash.lntu.edu.ua>

ЛУЦЬК

LUTSK

Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. — Луцьк: Луцький НТУ, 2019.— №1(12).— 167 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.

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

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

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

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

Друкується за рішенням Вченої ради
Луцького національного технічного університету
(Протокол №11 від 28.05.2019р.)

Mikolaj Bartłomiejczyk

Динамічна зарядка електричних автобусів - елемент е-мобільності в громадському транспорті 5

Кравченко О.П., Дижо Я., Горбунов М.І., Кравченко К.О.

Методологія підвищення ефективності транспортних систем використанням методів прийняття рішень..... 9

Налобіна О.О., Голотюк М.В., Бундза О.З., Герасимчук О.П., Пуць В.С., Шовкомуд О.В., Мартинюк В.Л.

Дослідження динамічних процесів у рушії мінітрактора..... 14

Волков В.П., Грицук І.В., Волкова Т.В., Грицук Ю.В., Волков Ю.В.

Розробка методу застосування класифікації умов експлуатації автомобілів в інформаційних умовах ITS..... 22

Гандзюк М.О., Гандзюк Д.М.

До питання дослідження руху модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» у гальмівному режимі 29

Грицунь О.М., Рогальський Р.Б., Бура Р.Р.

Визначення оптимальної тривалості світлофорного циклу на перехрестях з жорсткими типами регулювання..... 41

Гудз Г.С., Глобчак М. В, Коцюмбас О. Й., Захара І. Я.

Порівняльна оцінка алгоритмів демонтажу пневмопідвіски автобуса БАЗ А 11110 на засадах структурного аналізу 48

Дембіцький В.М. Павлюк В.І. Міщук А.М. Тудрій В.Л.

Вдосконалення методики технологічного розрахунку підприємств автосервісу..... 56

Дударев І.М., Хомич А.В., Герасимик-Чернова Т.П.

Теоретичне дослідження процесу брання льону конічно-дисковим льонобральним апаратом 64

Єфімчук Г. В., Л. В. Назарчук, Селезньов Е. Л., Клименко О. Д., Селезньов Д. Е., Шимчук Ю. П.

Оптимізація процесу відмочування прісносухої сировини під впливом електроактивованих водних середовищ 75

Mikolaj Bartłomiejczyk

Dymanic charging of electric buses - the element emobility in public transportation 5

O. Kravchenko, Y. Dizo, M. Gorbunov, K. Kravchenko

Metodology of increasing the effciency of transport systems using decision-making methods 9

O. Nalobina, M. Holotiuik, O. Bundza, O. Herasymchuk, V. Puts', O. Shovkomud, V. Martyniuk.

Investigation of dynamic processes in the propeller of minitractor..... 14

V. Volkov, I. Gritsuk, T. Volkova, Yu. Gritsuk., Yu. Volkov.

Development of a method for applying the classification of car operating conditions in the ITS information environment..... 22

N. Gandzyuk, D. Gandzyuk

To the question of the investigation of motion of the modular three-unit trailer road train in the "car-towing-dolly-axle truck - three-axle semitrailer" in the braking mode. 29

O. Hrytsun., R. Rogalskyi, R. Bura.

Determination of traffic light cycle optimal duration on intersections with fixed-time control types..... 41

G. Hudz, M. Hlobchak, O. Kotsjumbas, I. Zachara.

Comparative evaluation of bus A11110 pneumatic suspension dismanteling alcorithms on the basis of structural analysis 48

V. Dembitskyi, V. Pavliuk, A. Mischuk, V. Tudrij

Improving methods of technological calculation of autoservice enterprises 56

I. Dudarev, A. Khomych, T. Gerasymyk-Chernova.

Theoretical study of the flax pulling process by conical-disc flax pulling mechanism 64

H. Yefimchuk, L. Nazarchuk, E. Seleznov, A. Klymenko, D. Seleznov, Yu. Shymchuk.

Optimization of the process soaking fresh-dry raw materials under the influence of electroactivated aqua environment..... 75

Захарчук В.І., Захарчук О.В., Тарасюта Ю.С., Кулик В.В.

Дослідження показників вантажного автомобіля з переобладнанням з дизеля газовим двигуном 80

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

Аналіз основних правових положень щодо перевезення пасажирів та багажу 86

Литвин В.В., Таран І.О.

Вплив режимів руху міських автобусів на паливну економічність та екологічну безпеку 92

Любий Є.В., Колій О.С.

Оцінка точності синтетичних моделей розрахунку пасажирських кореспонденцій на прикладі малих міст 98

Миронюк О.С., Шевчук В.В., Грабовець В.В.

Вплив зовнішнього шуму легкового автомобіля на довкілля 107

Подригало М.А., Полянський О.С., Подригало Н.М., Байцур М.В.

Вплив податливості ланок на ККД механізмів і машин 113

Подригало М.А., Тарасов Ю.В.

Применение метода парциальных ускорений для оценки функциональной стабильности динамических свойств автомобиля 121

Птиця Н.В., Ковцур К.Г.

Критерій доцільності введення об'єктів торгівельної мережі на основі параметрів системи доставки 127

Пустюльга С.І., Придюк В.М., Самостян В.Р.

Багатовимірна геометрична модель функціонування транспортного потоку на перевантаженій ділянці дорожньої мережі ... 135

Сахно В.П., Поляков В.М., Мурований І.С., Шарай С.М.

До вибору та обґрунтуванню компоувальної схеми метробуса особливо великої місткості..... 146

Солодкий С.Й., Ройко Ю.Я., Давосир В.А.

Визначення практичної пропускної здатності смуг руху на регульованих перехрестях... 154

Токмиленко Т.Т., Ковцур К.Г.

Дослідження вибору каналу доставки вторинних дорожньо-будівельних матеріалів 161

Перелік зовнішніх рецензентів..... 165

V. Zaharchuk, O. Zaharchuk, Y. Tarasiuta, V. Kulyk.

Research of indexes of the cargo automobile with the gas engine reconstruction from a diesel. 80

O. Kirichok, V. Antoniuk, O. Shevchenko.

The analysis of the main legal positions on the passengers and baggage transportation 86

V. Litvin, I. Taran.

Effect of traffic conditions of urban buses on the fuel economy and environmental safety..... 92

Ye. Liubiyi, O. Koliy

Estimation of accuracy of synthetic models of calculation of passenger correspondence on an example of small towns..... 98

O. Mironyuk, V. Shevchuk, V. Grabovets

Noise load of a car on the environment..... 107

M. Podrigalo, A. Polyansky, N. Podrigalo, M. Baytsur.

Influence of links flexibility on efficiency of mechanisms and machines 113

M. Podrigalo, Yu. Tarasov

Application of the partial acceleration method to assess the functional stability of the dynamic properties of the car..... 121

N. Ptytsia, E. Kovtsur

The expediency criterion of introduction of the trade network objects based on the delivery system parameters 127

S. Pustiulha, V. Prydiuk, V. Samostian.

A multidimensional geometric model of the functioning of the transport stream on a section of the road network..... 135

V. Sakhno, V. Polyakov, I. Murovany, S. Sharay

Before choosing and substantiating the layout scheme of the metro bus of a particularly large capacity 146

S. Solodky, Yu. Royko, V. Davosyr

Determination of practical capacity of traffic lanes on controlled intersections..... 154

T. Tokmylenko, K. Kovtsur

Selection of the delivery channel of secondary road building materials..... 161

List of invited reviewers..... 165

Mikołaj Bartłomiejczyk
Gdask University of Technology, Faculty of Electrical and Control Engineering
G. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdask, Poland, mikolaj.bartlomiejczyk@pg.edu.pl

DYMANIC CHATGING OF ELECTRIC BUSES - THE ELEMENT EMOBILITY IN PUBLIC TRANSPORTATION

Night charging and fast charging are currently the two most common systems for charging electric buses. Despite the fact that numerous trial installations were started, neither of these two systems has obtained unqualified approval of the users. The alternative is to charge vehicles in motion - dynamic charging which combines the advantages of trolleybus transport and of electric buses. One of the advantages is the reduction of risks associated with the electrification of urban transport. The investment in the construction of the traction network allows you to reduce the costs associated with the purchase and replacement of traction batteries, as well as increase the flexibility of the transport system. The article presents the financial benefits resulting from the use of a dynamic charging system.

Keywords: Electric bus, trolleybus, traction batteries, Eliptic, emobility

Introduction. Despite the continuous development of electrochemical batteries technology and the multitude of electric buses on offer, it is still not possible to exploit electric buses in urban transport on all-day basis without the necessity of charging them. Therefore it is necessary to build point-to-point contact charging stations or induction charging stations at the terminals. This results in substantial financial outlays connected with the construction of charging stations, and in the necessity to extend the stopping time at the terminals; there are also problems which arise in the situation where the route is changes. The alternative solution is the so-called Dynamic Charging, also called In Motion Charging (IMC). It consists in building an infrastructure allowing for charging vehicles in motion, most often with the use of overhead contact line (Fig. 1) [5-7]. What is more, in the cities where tram network is already exploited, there is a possibility to use the elements of the tram infrastructure when constructing the catenary for the Dynamic Charging system.

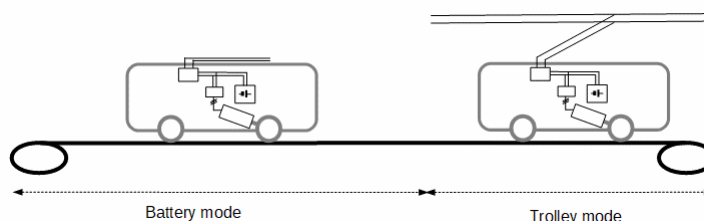


Fig. 1. Idea of dynamic charging system (In motion charging)

The construction of a traction network is associated with significant financial outlays and is the most expensive element of dynamic charging system. For this reason, it is advisable to limit its length. The length of sections accompanied by contact line must be sufficient to charge the traction batteries with energy at least equal to the energy necessary to cover the catenary-free section. With currently used vehicles, the minimum degree of coverage with the traction network is at a level of 40% - 50% [13]. This value can be reduced by increasing charging power to 25%. In the case of a supply system of 750 V DC it is possible to decrease this rate to 20% [1-3]. In the case of a reduction in the heating power of the vehicle or use thermal pumps, it is possible to reduce the degree of coverage below 20%. Fig. 2 shows an estimation of the minimal coverage rate in function of charging power, based on, the energy consumption for a standard vehicle was assumed to be 3 kWh/km (winter) and, correspondingly, for an articulated vehicle 3,9 kWh/km [15].

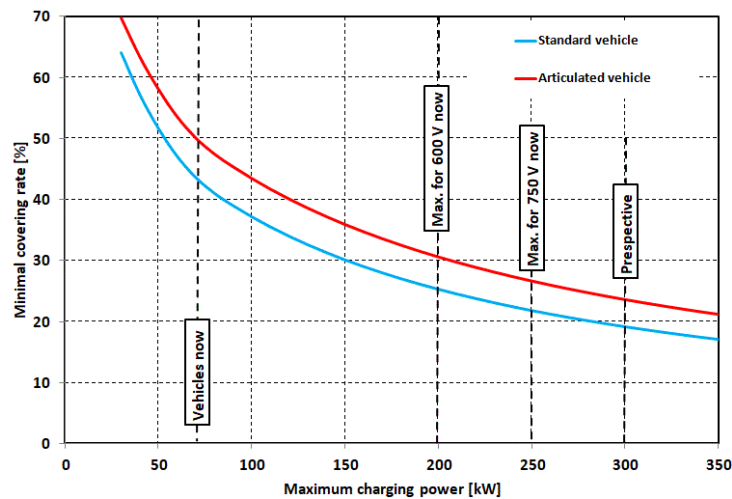


Fig. 2. Minimum catenary coverage in function of maximal charging power [1]

The benefits of dynamic charging. The benefits of using dynamic electric bus charging will be illustrated by an example of line with a length 10 km, which is operated by standard length electrical buses. Maximal energy consumption at the level 3 kWh/km is assumed.

There are analyzed 3 alternative systems of line electrification (Fig. 3), [15]:

- operation by standard electrical bus with one charging station and Terminus 1. The charging power is 400 kW,

- operation by dynamic charged battery bus with one 3 km wired section (variant 1),

- operation by dynamic charged battery bus with two wired sections: 1 km and 2 km (variant 2).

The average charging power of dynamic charging system is 140 kW, the average velocity in wired section is 20 km/h. The minimal charge level is assumed at 50%. In case of standard battery bus the maximal discharge level is 60 kWh. With a minimal discharging rate 50%, this requires a 120 kWh traction battery. In first variant of dynamic charged bus the battery is discharged with energy 42 kWh, what allows the required battery capacitance to 84 kWh. In the second variant battery is maximally discharged with power 15 kWh. As a result of that, the traction battery with capacitance 30 kWh will be enough to fulfill transportation route conditions.

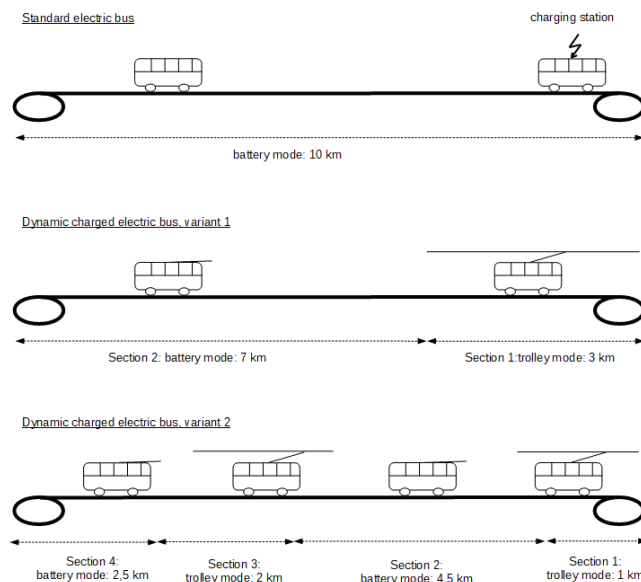


Fig. 3. The scheme of an example of route operated by standard electrical bus and two variants of dynamic charged buses [15]

Covering part of transportation route allows to reduce the required traction battery. The capacitance reduction is bigger in case of using more than one wired sections. This allows to alternate work in mode charging - discharging - charging - discharging. Thanks to this, the depth of discharge is significantly reduced. Considering that the price of the battery is 1000 to 1500 euro for 1 kWh of capacity, the use of overhead contact line saves 90 000 euro on one vehicle. In addition, the dynamic charging system does not

require stops for charging the vehicle, therefore the number of vehicles necessary to operate the line is smaller than in the classic electric bus [15].

Stationary charging involves the necessity to stop the vehicle while it is being charged so for charging time vehicle is unavailable for user. Time is money - so we are losing money while vehicle is charged. What is more, it may result in the need to increase the number of vehicles necessary to operate the line. The table presents the exemplary charging times when we operate route 15 km and charging stations are localized at both terminuses.

Table 1. The comparison of charging time of electric bus with opportunity charging system

Type of vehicle	Charging time*
12 m vehicle	9 min.
15 m vehicle	10 min.
18 m vehicle	12 min.
24 m vehicle	16 min.

* Assumed energy consumption Energy consumption: 2,2 - 2,6 - 3,2 - 4 kWh/km

The elements of risk in transportation systems with electric buses. Electric buses are a relatively new means of transport, so there is not enough experience in operation. The electric vehicle market is developing very dynamically and it is very difficult to determine trends in changes in the purchase price of electric vehicles in the future. In addition, there is no experience related to the operation of traction batteries with a large capacity. The key factor here is the battery life, which is currently difficult to assess. As a result, there is a high risk associated with the entry into service of this kind of transport. The following main elements of risk can be distinguished:

- the risk related to the purchase price of new vehicles,
- the risk related to the cost of replacing the battery,
- risk related to traffic congestion and its influence on charging process.

Currently, the cost of the battery can be up to 50% of the vehicle price. Moreover, during the entire lifetime of the vehicle it will be necessary to replace the battery at least once. A decline in battery price can be expected, but the size of the reduction is very difficult to assess. What is important, the increase in the development of electromobility and the increase in demand for energy storage can negatively affect the battery prices.

Stationary charging requires an increase in the number of vehicles servicing the transportation line due to the need to provide an adequate time reserve for vehicle charging. This results in an increase in the number of vehicles in service and the number of drivers. This additional cost is difficult to estimate due to the differing ways of organizing driver service in various transport systems, but currently the cost of drivers accounts for up to 50% of all maintenance costs of the transport system. Thus even a slight increase in the number of rolling stock can cause a significant increase in costs.

The necessity of stopping the vehicle during the time of charging is of primary importance in the context of traffic disturbances caused by traffic congestion. They cause a delay in the arrival time to the final stop (Fig. 4), which shortens the time left to recharge the vehicle. In the case of stationary charging, this may cause situations where the remaining stop time is too short to charge the vehicle and it becomes necessary to use on the reserve vehicle. An exemplary situation is shown of Fig. 5.

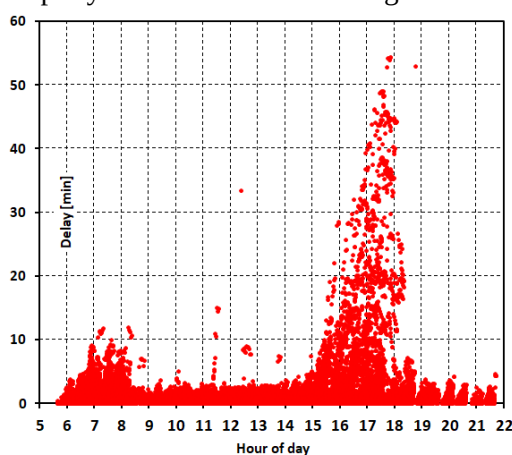


Fig. 4. Exemplary delays of arrival to final stop on bus route

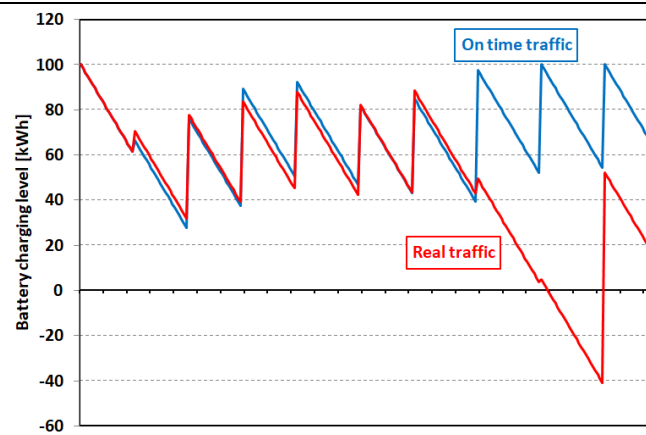


Fig. 5. Influence of traffic delays on battery bus operation - during peak hours delays can cause reduction of stopping time, which can be too short for fully charging

Conclusion. Despite the fact that the number of cities exploiting electric buses in urban transport is increasing, the existing systems are test systems, and there is still no agreement among the users with regard to an optimal and universal solution for electric buses. The issue of charging is one of the biggest problems. On the other hand, trolleybus transport in numerous cities is considered to be outdated. Dynamic charging makes it possible to combine the advantages of trolleybuses and electric buses.

REFERENCES

1. Bartłomiejczyk, M. 2015 Smart Grid technologies in electric power supply systems of public transport, 12th International Conference: Modern Electrified Transport 2015: .8-14
2. Bartłomiejczyk, M.; Połom, M. 2015. Integracja systemu energetycznego miejskiego transportu szynowego i stacji ładowania autobusów elektrycznych – szansa czy zagrożenie: Technika Transportu Szynowego 7-8: 12-15
3. Bartłomiejczyk, M.; Połom, M. 2015. Uwagi na marginesie artykułu Adama Moleckiego Rozwój autobusów elektrycznych w oparciu o istniejące sieci tramwajowe: Autobusy. Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe 1-2: 46-49
4. Połom, M.; Piasecki, A.; Bartłomiejczyk, M. 2015. Charakterystyka autonomiczności trolejbusów – nowe doświadczenia w elektromobilności miejskiej: Logistyka 4: 5394-5401
5. Bergk, F.; Pütz, R. Potential of In-Motion Charging Buses for the Electrification of Urban Bus Lines, Konferencja”, Electromobility in public transport, Gdynia, 9.06.2016
6. Bartłomiejczyk, M.; Połom, M. 2015. Nowoczesna koncepcja rozwoju transportu trolejbusowego : projekt Slide-In: Autobusy, Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe 7-8:32-35
7. Bartłomiejczyk, M.; Stýskała V.; Hrbac, R.; Połom, M. 2015 Trolleybus with traction batteries for autonomous runnin”, W: 7th International Scientific Symposium on Electrical Power Engineering (ELEKTROENERGETIKA),
8. Bartłomiejczyk, M.; Połom, M. 2011. Alternatywne źródła zasilania w trolejbusach – przegląd rozwiązań stosowanych w miastach europejskich: Technika Transportu Szynowego 3.
9. Manheller, M. Cost factors in real fleet duty - Vossloh Kiepe, Conference, Electromobility in public transport, Gdynia, 9.06.2016
10. Bartłomiejczyk, M.; Połom, M. 2017. The impact of the overhead line's power supply system spatial differentiation on the energy consumption of trolleybus transport: planning and economic aspects: Transport 32(1): 1–12, doi:10.3846/16484142.2015.1101611, ISSN 1648-4142
11. Hebel, K.; Wołek, M., 2016. Perception of modes of public transport compared to travel behaviour of urban inhabitants in light of marketing research, Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transpor, 92: 65-75. ISSN: 0209-3324. DOI: 10.20858/sjsutst.2016.92.7.
12. Hrbáč, R.; Kolář, V.; Mlčák, T. 2015. Distributed measurement system with GPS synchronisation and its use in electric traction: Elektronika ir elektrotechnika 21 (6): 8-13. ISSN: 1392-1215.
13. Bartłomiejczyk, M. Praktyczna aplikacja In Motion Charging w Gdyni: trolejbusy w obsłudze linii autobusowych. 2016. Autobusy. Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe 9: 18-24
14. <http://www.slidein.se/en/about-the-project/>
15. Bartłomiejczyk, M.: Dynamic charging of electric buses. De Gruyter Poland, Warsaw (2018).

AUTHOR:

Mikołaj BARTŁOMIEJCZYK, Researcher at Gdańsk University of Technology and Energy Specialist in Trolleybus Transport Company in Gdynia. e-mail: mikolaj.bartlomiejczyk@pg.edu.pl

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.16>

Стаття надійшла в редакцію 30.04.2019р.

¹Kravchenko O., ²Dizo Y., ³Gorbunov M., ²Kravchenko K.
¹*Zhytomyr State Technological University*
²*Zhilin University*
³*V. Dahl East Ukrainian National University*

METODOLOGY OF INCREASING THE EFFICIENCY OF TRANSPORT SYSTEMS USING DECISION-MAKING METHODS

The developed methodology of formalization and the methods of solving the problem are given, which provide the construction of highly stable Pareto - optimal compromises from the condition that they are Nash equilibrium. The problem of decision making under uncertainty in road transport systems is investigated. The methodology of improving the efficiency and safety of transport systems in conditions of reduced performance based on models and decision-making methods is considered. The methodology of problem formalization is based on assumptions and axioms. The methodology is focused on use in systems where the motivation of decisions is determined by interests. Under these conditions, the constructed methods for calculating the equilibrium policy of control decisions in accordance with the formulation of the problem, which is formulated for unitary systems.

Keywords: transport, system, decision making, assumption, axiom.

Introduction. Road transport as big and permanently performing dynamic system is the connecting link of the expanded production process and it takes a special place in the economic development of the state. The production process of the road transport requires the solution of the set of complex interdependent tasks of the efficient transportation organization, supporting workability of the rolling stock, “extracting benefits” from transportation, providing safety of road traffic etc. In total these tasks presuppose the choice of the efficient modes of functioning transport system [1, 2, 3, 4]. The difficulties while solving these tasks are determined by stochastic character. The expenditures for manufacturing, technical maintenance and repairing exceed the price of the new transport means in several times. The cause of this phenomenon lies in the processes of components wear and degradation of units and systems, which leads to breaking workability, refusals and catastrophes. The processes of changing the technical condition have an occasional character, therefore finding efficient levers, providing efficiency and safety of transport means performance is an important and a topical task in saving labour and material resources. This leads to necessity of periodic executing special events in search of perfect systems to prevent malfunction and catastrophes. Their content implies monitoring the state, diagnosing the situation, workability, influencing the restoration of workability and providing safety, and choosing the modes of using transport means [5, 6].

Thus the problem of decision-making in choosing management actions aimed at prevention catastrophes and achieving “the highest system efficiency” occurs. The process of making decisions is the choice of the solution variant from several possible. It consists of the characteristic stages and it has iterative character. The problem of decision making in conditions of uncertainty and risks is not a new one. Its creation is connected with the names of Von Neumann, Morgenstern, Blackwell, Hirshick, Savage, Fishbern, Pfanzagl etc. While making decisions certain methods are used, which are classified by several signs. Depending on the situation of decisions making, they are divided into standard and non-standard [7].

Setting the tasks. The standard decisions are made in frequently repeated production situations. Knowledge and usage of standard rules speak about high qualification of engineering and management staff. This, first of all, reduces the time for making decisions, development and implementation of appropriate steps; for the second, it reduces the probability of making wrong decisions; for the third, the specialist frees up the time for making decisions in new and complex production and market situations, requiring collecting the information, its analysis, calculations, connected by the notion “researching the operations”. These are, so call, non-standard decisions. This problem is determined by the term “preventive safety” [8, 9, 10].

The peculiarity of the problem lies in the fact that safety requirements may not be considered as a goal. In fact, if demands of safety provision is considered as a goal, the way of achieving this goal is obvious and it implies disconnecting the system of transportation process. But the efficiency of using this system will be “zero”. Consequently, the problem of managing safety should be considered in terms of interests connected with using the system. Formally it requires the introduction of the class of systems where the motivation of behaviour is determined by the interests. Such systems are called “motivated interests” [7, 9].

The typical example of such systems is a transport means considered in the process of exploitation.

At the same time it has an additional feature which is a complex system as it consists of the set of subsystems and each of them has an individual resource of workability and reliability. If each such system is considered as isolated from the point of view including interests of the only subject, then it is supposed to be unitary. But altogether such systems are united into a single system used for implementation of interests for a certain subject, and these interests are dominating for subsystems. In these conditions the transport means is a corporative system. These conditions cause quite a serious problem of dynamic decisions making that requires adequate methodology of formalization and constructive methods. The needed methodology develops primarily for unitary systems [11, 12].

The method of solving the task. The unitary system is considered in the form of a holistic object used for implementation the interests of the only subject. It is supposed that dynamics of the unitary system is determined by the evolution of its inner states. The methodology of problem formalization is based on the following suggestions and axioms.

Assumption 1. The object is deteriorating. The dynamics of its states is described by Markov process implying continuous time and absorbing condition. The trajectories of the processes are cut at the moment of hitting. The moments of hitting are the moments of refusals or catastrophe of the system.

Assumption 2. It was set the number of alternative managing influences Y , aimed at managing evolution of the object via direct change of its states.

Assumption 3. There exist the relations of equivalency for multitude of S conditions. However only scale $X = \{x_1, \dots, x_n\}$ of titles for equivalency classes is ordered in accordance with the direction of evolution conditions.

The latter assumption helps to conclude that splitting a variety of conditions into classes of equivalency is not determined and it needs formation.

Definition 1. The titles of $x \in X$ classes of equivalency are called situations.

Definition 2. Indication of relation of the state $s \in S$ to the class of equivalency, which title is determined by the situation $x \in X$, is called diagnostics of the situation. The rule of diagnostics is determined by homomorphism $\langle S, < \rangle \rightarrow \langle X, R \rangle$, where $(<)$ – relation of order on S , R – relation of order on X .

Assumption 4. Diagnostics of the situations of the technical state is performed at discrete time moments with the time period $\tau \in T$.

Assumption 5. For each situation of the technical state $x \in X$ it was set a number of managing alternatives $Y_x \subset Y$ for applying in conditions from the proper equivalency class.

Axiom 1. Managing alternatives $y \in Y$ are chosen depending on the situations $x \in X$. Applying managing alternatives $y \in Y$ causes Markov process managed by discrete time.

Assumption 6. It was set a number of structural alternatives $G = T \times \Theta$, where T – a number of permissible values of the decision-making step, and Θ – a number of structural variants of the system. The alternatives $g \in G$ are aimed at managing the evolution of the object via changing parameters of the transition function of the process.

Assumption 7. The transition function of the managed process depends on the managing alternative $y \in Y$ as a condition, and on the structural alternative $g \in G$ as a parameter. It is indicated as $q^g(S|S \times Y)$.

Axiom 2. The structural alternatives are chosen from multitude G regardless of the states and the situations as the example.

Axiom 3. The interests of the subject are multi-aspect and they comprise three aspects: management, diagnostics and structural choice. These aspects are dependable to a certain extent, but they are not the opposite.

Assumption 8. On the number of managing alternatives Y it was set the a priori function of benefit $w^g(Y|S \times X)$, depending on the situations $x \in X$ and conditions $s \in S$ as the conditions and on the structural alternatives as the parameter. It sets the preferences on managing alternatives $y \in Y$ according to the condition:

$$w^g(y' | s, x) > w^g(y | s, x) \Rightarrow y' > y, \text{ где } y', y \in Y_x, x \in X, s \in S_x.$$

The results of the diagnostics may be “beneficial” or “non-beneficial” in terms of the fulfillment of interests. However, it is impossible to assess “benefit” or “non-benefit” of the diagnostics of the situation. Nevertheless, as the function of the benefit $w^g(S \times X \times Y)$ is set, it is possible to implement an a priori assessment of “regrets” in terms of possible loss of utility while choosing the situation $x \in X$ in the determined condition $s \in S$ and in the determined alternative $y \in Y$. this assessment is described by the function indicated as

$$r^g(s, x, y) = | w^g(s, x, y) - \max_{y \in Y_x} \max_{x \in X_s} w^g(s, x, y) |, (s, x, y) \in S \times X \times Y.$$

The set of the enumerated objects forms information base I for decision-making.

According to Axiom 3, the formalization of the problem needs implementation of the three strategies: structural choice, managing and diagnosing the situations. They are determined by the following constructions.

The strategy of monitoring and structural choice: sequence

$$\{g = (g_n, \dots, g), g \in G; n = 1, 2, \dots\}.$$

The key function of management: unambiguous indication

$$\pi: X \rightarrow Y, \pi(X) \in Y_x, x \in X.$$

The strategy of management: sequence

$$\{\pi_1^n = (\pi_n, \dots, \pi_1), n = 1, 2, \dots\}.$$

The key function of diagnostics: homomorphism

$$\delta: \langle S, R \rangle \rightarrow \langle X, R \rangle.$$

The strategy of diagnostics: sequence

$$\{\delta_1^n = (\delta_n, \dots, \delta_1), n = 1, 2, \dots\}.$$

Three strategies $\{\{\pi_1^n\}, \{\delta_1^n\}, \{g_1^n\}\}$ – policy of managing decisions.

Quality criteria:

The quality of managing strategy π_1^n is described by the average utility of the type:

$$\varphi_n(\pi_1^n | g_1^n, \delta_1^n)(s) = \frac{1}{n} M_s^{(\pi_1^n | g_1^n, \delta_1^n)} \sum_{t=0}^{n-1} r^{g_{n-1}}(s_t, \delta_{n-t}(s_t), \pi_{n-t}(\delta_{n-t}(s_t))), s \in S,$$

where $w^g(\square)$ – function of utility, set in Base 1, and expected value is taken at a probabilistic measure at the trajectories.

The quality of the monitoring strategy and the structural choice g is described by the expected average utility of the type:

$$\mu_n(\pi_1^n | g_1^n, \delta_1^n) = \int_S \varphi_n(\pi_1^n | g_1^n, \delta_1^n)(s) \beta_n(ds),$$

where $\beta_n(\square)$ – a probabilistic measure on the multitude S at the moments $n = 1, 2, \dots$

$$\psi_n(\delta_1^n | g_1^n, \pi_1^n)(s) = \frac{1}{n} M_s^{(\delta_1^n | g_1^n, \pi_1^n)} \sum_{t=0}^{n-1} r^{g_{n-1}}(s_t, \delta_{n-t}(s_t), \pi_{n-t}(\delta_{n-t}(s_t))), s \in S,$$

where $r^g(\square)$ – the function of regrets, set on Base I.

Setting the task:

Policy of decision-making $\langle \pi_1^n, \delta_1^n, g_1^n \rangle$, satisfying the conditions:

$$\begin{cases} \varphi_n(\pi_1^n | g_1^n, \delta_1^n)(s) \geq \varphi_n(\pi_1^n | g_1^n, \delta_1^n)(s), s \in S, \forall \pi_1^n, n = 1, 2, \dots, \\ \mu_n(g_1^n | \pi_1^n, \delta_1^n) \geq \mu_n(g_1^n | \pi_1^n, \delta_1^n) \forall g_1^n, n = 1, 2, \dots, \\ \varphi_n(\delta_1^n | \pi_1^n, g_1^n)(s) \leq \varphi_n(\delta_1^n | \pi_1^n, g_1^n)(s), s \in S, \forall \delta_1^n, n = 1, 2, \dots, \end{cases} \quad (1)$$

In addition, it is called balanced by Nash's definition.

The balance policy determines "the best" solution of the problem concerning preventive safety and efficiency implying the provision of the stable dynamic compromises according to the criteria of the strategic utility and the strategic risks on the unlimited area of using the system.

The task comprises development of balance policy in managing decisions. The formulated task determines only general task setting. For its practical solution it is explicitly needed the task of Base I for decision-making. Its task forms the second stage of solving the problem. It consists of the explicit formation of the transition function $q^s(S|S \times Y)$ and the utility function $w^s(S \times X \times Y)$.

The model of the transition function $q^s(S|S \times Y)$ is based on the assumption that a multitude of conditions S is a single section $S = [0, 1] \subset R^1$ and the process of degradation is described by Markov process with monotonous cutting trajectories. Cutting of the trajectory occurs at the occasional moment of time and corresponds to hitting the absorptive condition.

These two assumptions enabled to get explicitly the transition function $q^{(\mu, \chi)}(t, \Gamma|s)$, $\Gamma = (a, b] \subset S$ of the degradation process that depends on two parameters: wear rate $\mu > 0$ and intensity of refusals $\chi > 0$ [13, 14].

Via using these parameters it was formed the function of utility, defined with the difference between "income" of using the object with the alternative of using $u \in U$, and "expenditures" for applying safety alternatives $v \in V$ and the structural alternative $\theta \in \Theta$ on condition of absence of failure (that is $s < 1$). If, however, there is a failure (that is $s = 1$), then the content of expenditures includes the average value loss $\chi > 0$.

Conclusion. It was developed the methodology of formalization and it was considered the methods of problem solving that provide the formation of steady Pareto-optimal compromises on condition that they are Nash balance. The methodology is aimed at applying in the systems where the interests determine the motivation of decision-making. The obtained results are applied to the tasks of planning production process, managing transportation process, managing workability of the moving composition, safety of its exploiting.

Under the considered conditions it was developed the methods of calculating balance policy of managing decisions according to the task setting formulated for unitary systems. However, the real systems are complex and consist of the set of subsystems and each of them has its own individual interests. At the same time, for subsystems there are common domineering interests connecting the set of subsystems into the holistic system. Similar systems are called corporate. Under these conditions a much more complex problem of corporate decision making occurs. Its solution needs developing steady compromises at each moment of decision-making in the unlimited time period.

REFERENCES

1. Gerlici J. The stability analysis of two-wheeled vehicle model / J. Gerlici, V. Sakhno, A. Yefymenko, V. Verbitskii, A. Kravchenko, K. Kravchenko // MATEC Web of Conferences 157, 01007, 2018.
2. Rabinovich E. Evaluation of the powertrain condition based on the car acceleration and coasting data / E. Rabinovich, I.V. Gritsuk, V. Zuiev, E.Y. Evgeny, A. Golovan, V. Volkov, J. Gerlici, K. Kravchenko, O. Volska, N. Rudnichenko // SAE Technical Papers. Volume 2018, 2018.
3. Baran, P. Basic Dynamical Analysis and Comparison of Balancing Systems of Non-conventional Piston Machine FIK / P. Baran, M. Brezáni, P. Kukuča, P. Šťastniak // Procedia Engineering 192, 2017, pp. 34-39.
4. Hauser, V. Car body and bogie connection modification for track curves passability improvement / V. Hauser, O.S. Nozhenko, K.O. Kravchenko, M. Loulová, J. Gerlici, T. Lack // MATEC Web of Conferences 157, 03010, 2018.
5. Kravchenko O.P. Metodi intensivnogo zabezpechennja pracedatnosti avtomobil'nih prichepiv / O.P. Kravchenko, A.V. Gogajzel', V.R. Malik // Navchal'nij posibnik. – Kiiv: UMK VO, 1990. – 116 s.
6. Gorbunov N.I. Ispol'zovanie metodov teorii prinjatija reshenij pri sozdanii transportnyh sredstv / N.I. Gorbunov, A.L. Kashura, S.V. Popov, E.A. Kravchenko, A.I. Fesenko // Politransportnye sistemy: materialy V Vseros. nauch.-tehn. konf., Krasnojarsk, 21–23 nojabrja 2007 g.: v 2 – h ch. Ch. 1. – Krasnojarsk: Sib. feder. un-t; Politehn. in-t, 2007. – S. 14–20.
7. Baranov V.V. Processy prinjatija reshenij, motivirovannyh interesami / V.V. Baranov // - M.: Fizmatlit, 2005. – 296 s.
8. Matrosov V.M. Model' i metody prinjatija upravljajushhih reshenij v probleme preventivnoj bezopasnosti / V.M. Matrosov, V.V. Baranov // Problemy upravlenija. 2006. №5. – S. 2–11.
9. Baranov V.V. Ispol'zovanie metodov teorii prinjatija reshenij v zadachah jekspluatatsii transportnyh sistem / V.V. Baranov, A.P. Kravchenko, V.A. Drozdov, E.A. Kravchenko // Sbornik dokladov mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii "Transport, jekologija - ustojchivoje razvitie", 20 - 22 maja 2010. – Varna: TU, 2010. – S. 154-158.
10. Baranov V.V. Modeli poleznosti i riska v zadachah upravlenija degradirujushimi sistemami / V.V. Baranov, V.M. Matrosov // Problemy upravlenija. 2007. №5. – S. 5–20.
11. Baranov V.V. O probleme i metodah korporativnogo vybora / V.V. Baranov // Izv. RAN. Teorija i sistemy upravlenija. 2006. №2. – S. 103 – 116.
12. Baranov V.V. Prinjatie reshenij v zadachah jekspluatatsii transportnyh sistem / V.V. Baranov, A.P. Kravchenko, V.A. Drozdov, E.A. Kravchenko // «Naukovi notatki» Luc'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu. Mizhvuzivs'kij zbirnik. – Luc'k: LNTU, 2010. - S. 46-51.
13. Kravchenko A.P. Razvitie teorii obespechenija jekspluatacionnoj nadezhnosti avtopoezdov / A.P. Kravchenko // Vestnik Krasnojarskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta. Vyp. 39. Transport. – Krasnojarsk: IPC KGTU, 2005. – S. 606–615.

14. Bazhinov A.V. Nadezhnost' avtomobil'nyh poezdov / A.V. Bazhinov, A.P. Kravchenko / Monografiya. – Lugansk: Izd-vo «Noulidzh», 2009. – 412 s.

Кравченко О.П., Дижо Я., Горбунов М.І., Кравченко К.О. Методологія підвищення ефективності транспортних систем використанням методів прийняття рішень.

Досліджено проблему прийняття рішень в умовах невизначеності в системах автомобільного транспорту. Розглянута методологія підвищення ефективності та безпеки транспортних систем в умовах зниження працездатності на основі моделей і методів прийняття рішень. Методологія формалізації проблеми ґрунтується на припущеннях і аксіомах.

Ключові слова: транспорт, система, прийняття рішень, припущення, аксіома.

Кравченко А.П., Дижо Я., Горбунов Н.І., Кравченко Е.А. Методология повышения эффективности транспортных систем использованием методов принятия решений.

Исследована проблема принятия решений в условиях неопределенности, возникающая в системах автомобильного транспорта. Рассматривается методология повышения эффективности и безопасности транспортных систем в условиях снижения работоспособности на основе моделей и методов принятия решений. Методология формализации проблемы основана на предположениях и аксиомах.

Ключевые слова: транспорт, система, работоспособность, принятие решений, предположение, аксиома.

AUTHORS:

Oleksandr KRAVCHENKO, Doctor of Science in Engineering, Professor, Zhytomyr State Technological University, Head of Department «Cars and transport technologies», Zhytomyr, e-mail: avtoap@ukr.net

Jan DIZO, PhD., Vice head of department of transport and handling machines for education, University of Zilina, e-mail: jan.dizo@fstroj.uniza.sk

Mykola GORBUNOV, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Department of railway and road transport, lift and care systems, V. Dahl East Ukrainian National University, e-mail: gorbunov0255@gmail.com

Kateryna KRAVCHENKO, PhD., researcher of department of transport and handling machines for education, University of Zilina, e-mail: kateryna.kravchenko@fstroj.uniza.sk

АВТОРИ:

КРАВЧЕНКО Олександр Петрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій, Житомирський державний технологічний університет, Житомир, Україна, e-mail: avtoap@ukr.net

ДИЖО Ян, кандидат технічних наук, заступник завідувача кафедри транспорту та підйомно-транспортних машин з навчальної роботи, Жилінський університет, м. Жиліна, Словаччина, e-mail: jan.dizo@fstroj.uniza.sk

ГОРБУНОВ Миколай Іванович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, e-mail: gorbunov0255@gmail.com

КРАВЧЕНКО Катерина Олександрівна, кандидат технічних наук, доцент, науковий співробітник кафедри транспорту та підйомно-транспортних машин, Жилінський університет, Жиліна, Словаччина, e-mail: kateryna.kravchenko@fstroj.uniza.sk

АВТОРЫ:

КРАВЧЕНКО Александр Петрович, доктор технических наук, профессор, Житомирский государственный технологический университет, заведующий кафедрой автомобилей и транспортных технологий, Житомир, Украина, e-mail: avtoap@ukr.net

ДИЖО Ян, кандидат технических наук, заместитель заведующего кафедры транспорта и подъемно-транспортных машин по учебной работе, Жилинский университет, г. Жилина, Словакия, e-mail: jan.dizo@fstroj.uniza.sk

ГОРБУНОВ Николай Иванович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой железнодорожного, автомобильного транспорта и подъемно-транспортных машин, Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, e-mail: gorbunov0255@gmail.com

КРАВЧЕНКО Екатерина Александровна, кандидат технических наук, доцент, научный сотрудник кафедры транспорта и подъемно-транспортных машин, Жилинский университет, Жилина, Словакия, e-mail: kateryna.kravchenko@fstroj.uniza.sk

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.17>

Стаття надійшла в редакцію 05.05.2019 р.

Nalobina¹ O., Holotiuk¹ M., Bundza¹ O., Herasymchuk² O.,
Puts'² V., Shovkomud² O., Martyniuk² V.

¹ National University of Water and Environmental Engineering, Soborna str, 11, Rivne, Ukraine

² Lutsk National Technical University, Lvivska str, 75, Lutsk, Ukraine

INVESTIGATION OF DYNAMIC PROCESSES IN THE PROPELLER OF MINITRACTOR

The article presents the results of theoretical investigations that were carried out by the authors during the development of the design of a crawler propulsion engine with an elastic caterpillars. A differential equation is derived that describes the dynamic process and allows us to investigate the transients in a complex mechanical system that is a motive.

Keywords: propeller, mechanical system, kinetic energy, general force, work, load, transient process.

Introduction. Creation of a crawler engine originates from 1818 when Frenchman Dubosh received a patent for the equipment of crews with moving rail tracks. As you know (Vasiliev V.V., 2008), crawler machines have several advantages over wheels, it is explained by its widespread usage, particularly in agriculture. Among the advantages of crawler engines it should be underlined:

- large area of the support, it allows to reduce the pressure on the support surface;
- high traction-coupling properties.

At the same time, the running systems of agricultural tractors have anthropogenic impact on the soil. Under the condition of multiple influence, its physical, mechanical and agronomic properties are under deterioration. Because of over-consolidation of the soil, the formation of the track deteriorates the quality of the implementation of technological operations related to soil cultivation, sowing and harvesting (Yemelianov, A.M., 2013). In order to reduce the negative influence of metal caterpillars, the engines rubber-metal elements (e.g., hinges), rubber-metal caterpillars, snowmobiles, rubber-reinforced caterpillars, elastic tracks of caterpillars are used (Candela M.V., Riabchenko V.N., Lipkan A.V., Yemelianov A.M., 2000; Tatalin B.F., Andreev G.V., Shiriaev V.I., Erohin A.P., 1977; Bumbar I.V., Kandel M.V., Candela N.M., Ryabchenko V.N., Shilko P.A., 2010; Abuzov, A.A., 2012).

The introduction of such constructive solutions is due to increase traction potential of tractors, reduce pressure on the soil, increase permeability and reduce dynamic loads in the elements of the crawler. The issue of improving crawler machines by constructing running systems with rubber elements is highlighted in researches by (Lapik V.P., 2015; Jinzheng Zhang, Qi Wang, Qich Jin, 2018; Bukharovskaia A.N., 2011; Takashi Fukushima, Eiji Inoue, Muneshi Mitsuoka, Shigeki Inaba, Takashi Okayasu, 2006; Ma Rabbani, Susumu Takeoka, Muneshi Mitsuoka, Eiji Inoue, Takashi Fukushima, Takashi Okayasu, 2010, Lapika V.P., 2010; Tolchynsky N.A., Teleshchev V.A. 1986; and others).

It has been established that the use of a propeller with rubber-wagon tracks allows to reduce the dynamic loads on the soil from the body of the machine by 2.5 times. During the movement of the machine on solid soils, the acceleration of the vibrations of submerged masses is reduced by 67%, that reduces the harmful effects of the car's vibrations on the soil (Lapik V.P., 2015). In addition, it has been found that the use of guns with rubber-reinforced caterpillars increases productivity and reduces the technogenic impact on soil (Bukharovskaia A.N., 2011).

The vibration characteristics of the rubber tracked system with the construction of a dynamic model are investigated by Jinzheng Zhang, Qi Wang, Qich Jin (2018). The authors formed a dynamic model based on theoretical analysis which allows to predict the actual state of motion and vibration characteristics of the rubber track system on the soil. The results of the experiment whose purpose is to determine changes in the vibration acceleration of the centre of gravity of the system of rubber caterpillars is also stated. The adequacy of the dynamic model recommended by the authors for predicting the vibration characteristics of the rubber track system has been experimentally confirmed. The study of the vibrational characteristics of a tractor with a rubber motive is also devoted to the work of Takashi Fukushima, Eiji Inoue, Muneshi Mitsuoka, Shigeki Inaba, Takashi Okayasu (2006). Deeper is numerical modeling, the results of which are presented by Ma Rabbani, Susumu Takeoka, Muneshi Mitsuoka, Eiji Inoue, Takashi Fukushima, Takashi Okayasu (2010).

The authors developed a two-dimensional model for predicting vibration characteristics, it differs from previous inputs of vertical dynamic force transmitted to guide rollers on a rubber track. The introduction of the vertical component into a mathematical model has allowed improving the prediction of the dynamics of

loading forces on the elements of a crawler propeller with a rubber track. Despite the experience accumulated in agricultural engineering, the design of craftsmanship designs with rubber and rubber-reinforced elements requires the further implementation of a considerable amount of research work, both theoretical and experimental.

One of the most important directions is the study of transients in the propulsion system. When changing direction of movement, at the beginning of motion, braking, there are significant dynamic loads that exceed the static. The need for analysis of transients is connected particularly with the fact of the productivity and energy consumption of a machine that depends on the time of its occurrence (Smekhov A.A., Erofeev N.I., 1975).

In this article we will consider the beginning of the crawler movement for a mini tractor with an elastic caterpillar to obtain a differential that describes the dynamic process in the mechanical system.

Materials and methods. The basis of the research is the model (Nalobina O.O., Golotiuk M.V., Gavrysh V.S., Markova O.V., 2018), which is designed to solve the problem of increasing the pull-spring characteristics of the minitractor by even distribution of pressure from the crawler to the ground, increasing the smoothness of the course and maneuverability in the areas with a difficult relief.

Figure 1. shows the crawler engine of a mini tractor.

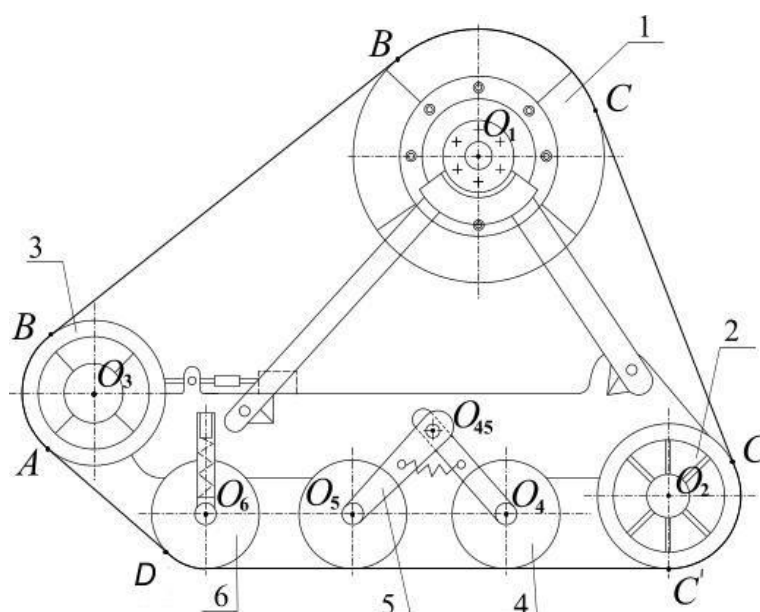


Fig. 1. Crawler thruster of a mini tractor: 1-drive wheel, 2-sprocket wheel, 3-stroke wheel, 4, 5, 6 - clamping rollers

Let's consider the beginning of the motion of the proposed propellant. During the start of the car there are significant dynamic loads, which proves the need for a dynamic calculation of the mechanical system.

We write down the equation in generalized coordinates:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dE}{ds} \right) - \frac{dE}{ds} = F_y,$$

where F_y – general force, $\dot{s}$ – general speed, which is the speed of an elastic caterpillar ($\dot{s} = \omega_1 r_1$, where ω_1 – angular speed of the driving wheel 1; r_1 , m – radius of this wheel).

During the tractor work is spent on moving the elastic track and overcoming the resistance resulting from friction in the supports of the wheels and rollers, the bend of the caterpillar, overcoming the resistance of the soil and resistance in the contact area with the bolts of the lower support unit. The following power factors apply to the elements of the mechanical system represented by the propulsion engine: the driving moments M_1 , M_2 , M_3 applied to the driving wheel 1, the steering wheel 2, the tensioner wheel 3, respectively.

Determine the general force F_y . It should be kept in mind that the elastic caterpillar in the process of movement overcomes the load due to its weight.

If the mass of the caterpillar is marked m_c , its length L_c , then the intensity of the distributed load $g_c = \frac{m_c g}{L_c}$, where g – acceleration of gravity.

The vector of this load is applied in the middle of the caterpillar by its width, directed downwards.

Components of the vector force g_c act along the pass line (left and right free branches that run in and out of the driving wheel) – g_{c1} and in the plane of the propulsion – g_{c2} .

$$\left. \begin{aligned} g_{c1} &= g_c \cdot \cos \alpha_\theta = \frac{m_c g}{L_c} \cos \alpha_\theta; \\ g_{c2} &= g_c \cdot \sin \alpha_\theta = \frac{m_c g}{L_c} \sin \alpha_\theta. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

where α_θ – the inclination angle of the free branches of the elastic caterpillar to the horizontal; g_{c1} – component of the force vector g_c , which additionally loads the caterpillar within the areas AB , CD (Fig. 1);

g_{c2} – component of the force vector g_c , which is transmitted to the support of wheels.

The kinematic energy of the system consists of the product of the kinetic energies of the constituent systems. Consider them.

$$\left. \begin{aligned} \text{Driving wheel 1: } E_{\kappa 1} &= \frac{1}{2} (m_1 V^2 + I_1 \omega_1^2) = \frac{V^2}{2} \left(m_1 + \frac{I_1}{r_1^2} \right); \quad \omega_1 = \frac{V}{r_1}. \\ \text{Guide wheel 2: } E_{\kappa 2} &= \frac{V^2}{2} \left(m_2 + \frac{I_2}{r_2^2} \right). \\ \text{Tension wheel 3: } E_{\kappa 3} &= \frac{V^2}{2} \left(m_3 + \frac{I_2}{r_2^2} \right). \\ \text{Clamping rollers 4 and 5: } &\frac{V^2}{2} \left(m_\kappa + \frac{I_\kappa}{r_\kappa^2} \right), \text{ where: } \kappa=4,5. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Above information is valid provided that it moves along an even horizontal bearing surface.

If the caterpillar is found on the barrier, the centres O_4 and O_5 (fig. 1) rotate around the point O_{45} (fig. 2, d). The direction of rotation depends on the type of obstacle (its shape and height). To simplify the calculation we accept:

- the rotation is in the direction of movement of the tractor;
- at the fixed moment of time, the axis of the level $O_{45}O_5$ deviates from the initial position on the corner φ (fig. 2, d), $O_{45}O_4$ – for angle φ_1 .

As $\varphi \gg \varphi_1$, admit that centre movement O_5 relative to the centre O_{45} is insignificant and we ignore them. Then the magnitude of the absolute velocity of the point O_5 determines:

$$V_5^2 = V^2 + V_{O_5 O_{45}}^2 + 2V \cdot V_{O_5 O_{45}} \cos \varphi, \quad (3)$$

where $V_{O_5 O_{45}} = \omega_{O_5} [O_5 O_{45}]$.

Consider (3) write an expression for determining the kinetic energy of the roller 5:

$$E_{\kappa 5} = \frac{m_5 (V^2 + V_{O_5 O_{45}}^2 + 2V \cdot V_{O_5 O_{45}} \cos \varphi)}{2} + \frac{I_5 V^2}{2r_5^2}. \quad (4)$$

Roller 6 has an additional degree of freedom, which is conditioned by moving in a plane perpendicular to the lower supporting surface of the elastic track. Consider this, the absolute speed of the centre O_6 of roller determines:

$$V_6^2 = V^2 + V_p^2 + 2V \cdot V_p \cos \gamma, \quad (5)$$

where V_p – moving of the centre O_6 in the direction of compression of the spring, e.g. upwards;

γ – angle between velocity vectors V i V_p . (fig. 2, e).

The mechanical system of the propulsion, in addition to the above elements, contains an elastic caterpillar. Define its kinetic energy. To this end, conditionally split the contour of the elastic caterpillar into sections: ABC for which $E_{ABC} = m_c V^2$ (here the velocity of the elastic caterpillar is equal to the derivative of the generalized coordinate s). At the site of the CD we have an increase in kinetic energy due to the need to overcome the friction between the surface of the elastic caterpillar and the soil, the value of which will be determined:

$$\Delta E = F_{fr} S, \quad (6)$$

where $F_{fr} = \mu m_c g$, here μ – coefficient of friction;

m_c – mass of elastic caterpillar (lower branch);

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$;

S – an area of soil on which work is done to overcome frictional forces $S = CD$.

Consider this, we have the expression for determining the kinematic energy of the reference track of the caterpillar:

$$E_{CD} = m_c V^2 + \mu m_c g S_{CD} = m_c (V^2 + \mu g S_{CD}). \quad (7)$$

We define a general force for the equality of elementary works.

In the functioning of the mechanical system, the work is spent on the transport of an elastic caterpillar, the bend of the caterpillar, the overcoming of resistance in the wheels of the wheels and rollers, and the resistance of the frictional forces between the bottom support track of the caterpillar and the ground.

Taking into account all the listed costs significantly complicates the calculations, but for optimal design of the engine there is a need for their maximum consideration. Therefore, the calculation of work wake up provided the most complete consideration of all factors, but with certain assumptions, which will be discussed below.

The elements of the mechanical system (propeller), as indicated above, have the following force factors (fig. 2): the driving moment M_1 , applied to the driving wheel; moments M_2, M_3 , attached to guide and tensioning wheels; M_4, M_5, M_6 – moments attached to rollers. M_2, M_3, M_4, M_5, M_6 – moments of resistance, which depend on the losses of friction in the supports, resistance to bending of the pass, radial and axial efforts. Radial forces depend, in turn, on the tension of an elastic caterpillar.

Radial forces transmitted to the wheels 2 and 3 are determined: $R_r = F_1 + F_2$, where $F_1 + F_2 = 2F_0 \sin \alpha_k / 2$, where α_k – the angle of the grip (contact) of the caterpillar and the wheels 2 and 3, where $2F_0 = 2EA(\varepsilon_1 + \varepsilon_2)$, here E – elastic module of elastic caterpillar material; A – cross-sectional area of the caterpillar; $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – relative elongation of caterpillar branches.

The moment of resistance of the wheels 1, 2, 3 can be presented in the form of calculation $\frac{M_k}{r_k} r_k$,

where $\frac{M_k}{r_k}$ – the force that should be applied to the wheel to overcome the resistance. Provided that the resistance forces act in the plane of the wheel, they can be considered as resistance in the bearings, which according to (Artboleviskyi I.I., 1988): $1.22KR_r \left(\frac{2}{d_k} + \frac{1}{r_g} \right)$, where K – coefficient of rolling friction, R_r – radial force acting in the plane of the wheel; d_k – ball bearing diameter, r_g – outer radius of inner bearing ring. Introduce the designation: $1.22K \left(\frac{2}{d_k} + \frac{1}{r_g} \right) = K_n$, then:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= K_{n.1} r_1 R_{r_1}, \\ M_2 &= K_{n.2} r_2 R_{r_2}, \\ M_3 &= K_{n.3} r_3 R_{r_3}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Provided that the supports act not only in the plane of the wheel with force R_k , but also in the axial direction (perpendicular to the plane of the wheel) with force R_0 , we have:

$$\left. \begin{aligned} M_2 &= K_{n,2} r_2 R_{r_2} + r_2 R_{O_2}, \\ M_3 &= K_{n,3} r_3 R_{r_3} + r_3 R_{O_3}, \\ M_1 &= K_{n,1} r_1 R_{r_1} + r_1 R_{O_1}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

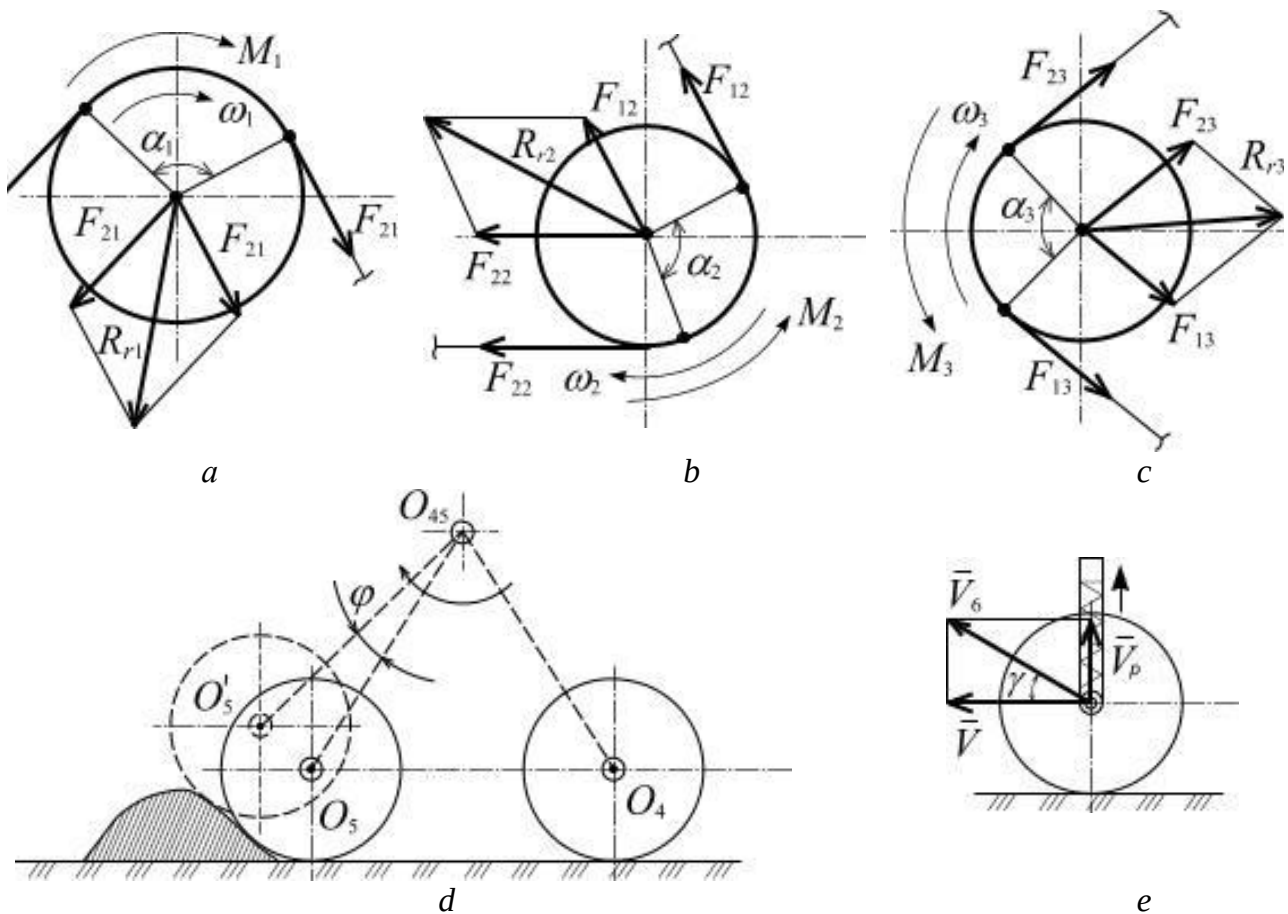


Fig. 2. Schemes for calculation: *a, b, c* – the forces acting on the branches of the elastic caterpillar and on the support of the wheels; *d* – scheme of mixing the roller 5 if the barrier is overcome; *e* – components of the vector of absolute speed of the centre O_6 of roller.

As it is seen from fig. 1 axial load of the wheel 1 is created due to the weight of the caterpillar g_{c1} : in general for all wheels:

$$R_{O_1} = \frac{m_c g}{L'_c} \cos \alpha_\kappa, \quad (10)$$

where L'_c – the length of the section of the belt, the weight of which is transferred to the wheel resistance 1. Determine with high accuracy the fraction of the load, which is transmitted on the axle of wheels 1, 2, 3 is rather difficult. Therefore, in order to simplify the calculations, we assume that the part of the weight of the elastic track is transmitted to the axle of each wheel (1/3), that is approximately $\frac{m_c g}{3} \cos \alpha_\kappa$.

The support of wheels 2 and 3 also transmits the load that arises in the segment of the CD from the weight of the rollers – g_{ok} . Denote the weight of one roller m_κ , length of the plot CD – L_{ok} , then the intensity of the distributed load $g_{ok} = \frac{m_\kappa n g}{L_{on}}$, where n – number of rollers.

Assume that 1/2 of the additional load from the impact of rollers on the support area of the caterpillar is transmitted to wheels 2 and 3. In addition, the force on the axis of the tensioned wheel 3 is transferred from the side of the hemisphere 7 (Fig. 1). Denote it R_n . This force is perpendicular to the axis of the wheel.

Results. Taking into account the information above, the axial loads on wheels 1, 2, 3 are determined:

$$\left. \begin{aligned} R_{O_1} &= \frac{m_c g}{3} \cos \alpha_1; \\ R_{O_2} &= \frac{m_c g}{3} \cos \alpha_2 + \frac{m_k n g}{2} s \quad (0 \leq s \leq s_K); \\ R_{O_3} &= \frac{m_c g}{3} \cos \alpha_3 + \frac{m_k n g}{2} s \quad (0 \leq s \leq s_A). \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (11)$$

The change of the general coordinate s occurs from 0 to s_K or s_A ; 0 – for wheel 2 relates to the point C ; s_K – point K ; for wheel 2 points B i A as well.

From (9), taking into account above information, we obtain the expressions for determining the moments:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= K_{n.1} r_1 R_{r_1} + r_1 R_{O_1} = K_{n.1} r_1 2EA(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + r_1 \frac{m_c g}{3} \cos \alpha_1 = \\ &= r_1 \left[2EA(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) K_{n.1} + \frac{m_c g}{3} \cos \alpha_1 \right]. \\ M_2 &= K_{n.2} r_2 R_{r_2} + r_2 R_{O_2} = 2K_{n.2} r_2 EA(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + r_2 \left[\frac{m_c g}{3} \cos \alpha_2 + \frac{m_k g}{2} ns \right] = \\ &= r_2 \left[2K_{n.2} EA(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + g \left(\frac{m_c}{3} \cos \alpha_2 + \frac{m_k}{2} ns \right) \right]. \\ M_3 &= K_{n.3} r_3 (R_{r_3} + R_n) + r_3 R_{O_3} = r_3 (2K_{n.3} EA(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + m_0 g) + r_3 g \left[\frac{m_c}{3} \cos \alpha_3 + \frac{m_k}{2} ns \right] = \\ &= r_3 \left\{ \left[2K_{n.3} EA(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + m_0 g \right] + g \left[\frac{m_c}{3} \cos \alpha_3 + \frac{m_k}{2} ns \right] \right\}. \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

Introduce the replacement:

$$\left. \begin{aligned} a_i &= 2r_i EA(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) K_{n.i}, \\ b_i &= r_i \frac{m_c g}{3} \cos \alpha_i, \\ c_i &= r_i \frac{m_k g}{2} n, \\ d_3 &= m_0 g \cdot r_3. \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

We have:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= a_1 + b_1. \\ M_2 &= a_2 + b_2 \cdot s \\ M_3 &= a_3 + d_3 + b_3 \cdot s. \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

We will determine the general force from the equality of the sum of the elementary effort of the operating forces of elementary work, which is spent under the condition of the generalized force. Let's make a sum of elementary works. To sum up, we assume that the analyzed technical system we has an elementary possible movement δs .

$$\sum \delta A = M_1 \frac{\delta s}{r_1 \eta} - M_2 \frac{\delta s}{r_2} - M_3 \frac{\delta s}{r_3} - q_{ok} s \cdot \delta s = F_y \delta s. \quad (15)$$

Consider (13) we have:

$$F_y = \frac{a_1 + b_1}{r_1 \eta} - \frac{a_2 + b_2 \cdot s}{r_2} - \frac{a_3 + d_3 + b_3 \cdot s}{r_3}. \quad (16)$$

Consider (16), (2), (7), (4) write equations (1):

$$K \left(\sum_{k=1}^6 \frac{I_k}{r_k^2} + m_k \right) \ddot{s} + 4m_c \ddot{s} + m_c \mu g \dot{s} - m_c \mu g \dot{s} = \frac{a_1 + b_1}{r_1 \eta} - \frac{a_2 + b_2 \cdot s}{r_2} - \frac{a_3 + d_3 + b_3 \cdot s}{r_3}, \quad (17)$$

or

$$KS \left(\sum_{k=1}^6 \frac{I_k}{r_k^2} + m_k \right) + (4m_c - m_c \mu g) \ddot{s} + m_c \mu g \dot{s} = \frac{a_1 + b_1}{r_1 \eta} - \frac{a_2 + b_2 \cdot s}{r_2} - \frac{a_3 + d_3 + b_3 \cdot s}{r_3}. \quad (18)$$

Equation (18) – differential equation describing the dynamic process in the mechanical system. This equation allows us to investigate the transients in the mechanical system.

Conclusions. It is proposed the design of a crawler propulsion with elastic caterpillars in order to solve the problem of increasing the traction and spring characteristics of the mini tractor by uniformly distributing pressure from the track gun to the soil, increasing the smoothness of the course and maneuverability in the areas with difficult terrain.

A differential equation is obtained that allows to investigate the transients in a mechanical system, which is a motive. Moreover, the research will be continued in order to obtain equations that describe the dynamic processes during inhibition.

Using the results of research, you can improve the work of the propeller, subject to changes in loads on its elements.

REFERENCES

1. Abyzov A.A. (2012), Modeling of the dynamics of the caterpillar tape with elastomeric extenders Tractors and agricultural machines, № 7, S. 48-51, Moscow / Russia.
2. Artobolevskiy I.I. (1988), Theory of Mechanisms and Machines, Moscow / Russia.
3. Bumbar I.V., Candela M.V., Candela N.M., Riabchenko V.N., Shylko P.A. (2010), Non-circular rubberized caterpillar machine, Patent № 2403165 / Russia.
4. Bukharovskaia A.N. (2011), Traction and coupling properties and sealing effects on the soil of a tractor with rubberized caterpillars: Abstract, Moscow / Russia.
5. Emelyanov A.M. and others. (2013), Tracked Combine Harvester (The Fundamentals of Theory and Structural and Technological Devices): Monograph, Blagoveshchensk / Russia.
6. Jinzheng Zhang, Qi Wang, Qich Jin (2018), Research on method of vibration analysis of rubber tracked vehicle based on dynamic model, Journal of Measurements in Engineering, Vol. 6, Issue 1, p. 25-24, Jiangsu University of Science and Technology, Zhangjiagang / China.
7. Kandelia M.V., Ryabchenko V.N., Lipkan A.V., Yemelyanov A.M. (2000), Development and research of a propulsion unit with a rubber-caterpillar track, Engineering in agriculture, No. 12: P. 9-10, / Russia.
8. Lapik V.P. (2010), Ecological aspects of tracked impact movers on the ground, Bulletin MSAU. V.P. Goriachkina, Agricultural Engineering №2 (41), pp. 100-103, Moscow / Russia.
9. Lapik V.P. (2015), Mechanical and technological bases of the interaction of tracked propulsion of fodder harvesting machines with overmoistened floodplain soil, Dr. tech. sciences dissertation, Briansk State Agrarian University, Briansk / Russia.
10. Ma Rabbani, Susumu Takeoka, Muneshi Mitsuoka, Eiji Inoue, Takashi Fukushima, Takashi Okayasu (2010), Half-tracked Tractor Based On Nonlinear Voigt's Engineering in Agriculture, Environment and Food Vol. 3, №. 4, pp. 119-126, / Japan.
11. Nalobina O.O., Golotyuk M.V., Gavrish V.S., Markova O.V., (2018), Catepillar runners for minitractor, Patent No. 118144, Rivne / Ukraine.
12. Smekhov A.A., Erofeev N.I. (1975), Optimal control of front-and-front vehicles, Moscow / Russia.
13. Takashi Fukushima, Eiji Inoue, Muneshi Mitsuoka, Shigeki Inaba, Takashi Okayasu (2006), Vibration Half-Tracked Tractor, Journals Free Access, Vol. 68 Issue 5, pp. 71-77, https://doi.org/10.11357/jsam1937.68.5_71 / Japan.
14. Tatalin B.F., Andreev G.V., Shiriaev V.I., Erokhin A.P. (1977), Elastic tracked vehicle tape, Copyright certificate № 1595734 / Russia.
15. Tolchynskiy N.A., Tselishchev V.A. (1986), Energy features of a tractor equipped with tracks with rubber-metal hinges. Improving the reliability and traction characteristics of tractors, Sat. scientific proceedings of MAMI, pp. 35–50, Moscow / Russia.
16. Vasiliev V.V., Poklad M.P., Seryakov O.A. (2008), Design of multi-purpose tracked vehicles, Omsk / Russia.

Налобіна О.О., Голотюк М.В., Бундза О.З., Герасимчук О.П., Пуць В.С., Шовкомуд О.В., Мартинюк В.Л.
Дослідження динамічних процесів у русії мінітрактора.

Ходові системи сільськогосподарських тракторів мають техногенний вплив на ґрунт. За умови багатократного впливу погіршуються його фізико-механічні та агротехнічні властивості. Внаслідок переущільнення ґрунту, утворення колії погіршується якість виконання технологічних операцій, пов'язаних із обробіткою ґрунту, посівом та збиранням врожаю. З метою зменшення негативного впливу металевих гусениць на ґрунт застосовують русії з гумовометалевими елементами (наприклад, шарнірами), гумовометалеві гусениці, пневмогусениці, гумовоармовані гусениці, еластичні траки гусениць.

Не зважаючи на досвід, накопичений у сільськогосподарському машинобудуванні, проектування конструкцій гусеничних русіїв з гумовими та гумовоармованими елементами вимагає подальшого проведення значного об'єму науково-дослідних робіт як теоретичного так й експериментального характеру.

Одним із актуальних напрямків є дослідження перехідних процесів у системі русія гусеничних машин. Під час зміни напрямку руху, на початку руху, гальмуванні виникають значні динамічні навантаження, що перевищують статичні. Потреба в аналізі перехідних процесів пов'язана, зокрема з тим, що продуктивність та енерговитрати машини залежать від часу їхнього протікання.

У даній статті розглянуто початок руху гусеничного русія для мінітрактора з еластичною гусеницею з метою отримання диференціальних рівнянь, які описують динамічний процес в механічній системі. В основу досліджень покладено розроблену авторами методику для вирішення задач підвищення тягово-пружинних характеристик мінітрактора шляхом рівномірного розподілу тиску з боку гусеничного русія на ґрунт, підвищення плавності ходу та маневреності на ділянках із складним рельєфом.

Ключові слова: рушій, механічна система, кінетична енергія, узагальнена сила, робота, навантаження, перехідний процес.

АВТОРИ:

НАЛОБІНА Олена Олександрівна, доктор технічних наук, професор кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських робіт і обладнання, Національний університет водного господарства та природокористування, Рівне, Україна e-mail: o.o.nalobina@nuwm.edu.ua.

ГОЛОТЮК Микола Віталійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських робіт і обладнання, Національний університет водного господарства та природокористування, Рівне, Україна.

БУНДЗА Олег Зіновійович, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських робіт і обладнання, Національний університет водного господарства та природокористування, Рівне, Україна.

ГЕРАСИМЧУК Олександр Павлович, кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування та лісового господарства, Луцький національний технічний університет e-mail: alex_gop_ukr@ukr.net.

ПУЦЬ Віталій Степанович, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри галузевого машинобудування та лісового господарства, Луцький національний технічний університет.

ШОВКОМУД Олександр Володимирович, кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування та лісового господарства, Луцький національний технічний університет.

МАРТИНЮК Віктор Леонідович, кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування та лісового господарства, Луцький національний технічний університет.

AUTHORS:

NALOBINA Olena, Prof. Ph.D. Eng., National University of Water and Environmental Engineering, Rivne, Ukraine.

HOLOTIUK Mykola, Ph.D. Eng., National University of Water and Environmental Engineering, Rivne, Ukraine.

BUNDZA Oleg, Ph.D. Eng., National University of Water and Environmental Engineering, Rivne, Ukraine.

HERASYMCHUK Oleksandr, Ph.D. Eng., Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine.

PUTS' Vitalii, Ph.D. Eng., Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine.

SHOVKOMUD Oleksandr, Ph.D. Eng., Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine.

MARTYNIUK Viktor, Ph.D. Eng., Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.19>

Стаття надійшла в редакцію 24.04.2019р.

Волков В.П.¹, Грицук І.В.², Волкова Т.В.¹, Грицук Ю.В.³, Волков Ю.В.¹¹ Харківський Національний автомобільно-дорожній університет² Херсонська державна морська академія³ Донбаська національна академія будівництва і архітектури**РОЗРОБКА МЕТОДУ ЗАСТОСУВАННЯ КЛАСИФІКАЦІЇ УМОВ
ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛІВ В ІНФОРМАЦІЙНИХ УМОВАХ ITS**

У роботі розроблено метод застосування класифікації умов експлуатації автомобілів в інформаційних умовах ITS, який дозволяє дистанційно отримувати інформацію про умови експлуатації транспортних засобів в умовах ITS. Сформована інформаційна система моніторингу стану і умов експлуатації транспортних засобів, описано загальне інформаційне забезпечення системи, а також описані: процеси дослідження і оцінка умов експлуатації транспортних засобів; інформаційна модель положення автомобілів; дорожні умови експлуатації автомобілів, транспортні умови експлуатації автомобілів, атмосферно-кліматичні умови експлуатації автомобілів, швидкісна модель режимів руху автомобілів тощо.

Ключові слова: умови експлуатації, інформаційні умови, дорожні умови, транспортні умови, атмосферно-кліматичні умови, автомобілі, транспортні засоби, технічна експлуатація автомобілів.

Постановка проблеми. На підставі результатів аналізу сучасного стану автомобільного транспорту (АТ) і її підсистеми – технічної експлуатації автомобілів (ТЕА) виявлено, що основна частина автомобілів в Україні зосереджена в невеликих за розміром і кількістю підприємствах. Це призвело до організаційного і технологічного вакууму, результатом чого є практично неконтрольована експлуатація автомобілів в більшості малих підприємствах автомобільного транспорту, погіршення технічного стану автомобілів, збільшення кількості ДТП, викликаних несправністю автомобілів і забруднення навколишнього середовища. Існуюча в ТЕА система ТО і Р, яка встановлює для автомобілів середньостатистичні норми пробігу і трудомісткості їх технічних впливів і дозволяє застосовувати ряд коефіцієнтів коригування для конкретного автомобіля, призводить до суттєвого підвищення витрат для підтримки працездатності автомобілів.

У зв'язку з застосуванням на автомобілях вбудованої бортової діагностики, розвитку супутникових систем навігації і мобільного зв'язку, сучасних технологій з'явилася можливість здійснювати дистанційний моніторинг з оцінкою рівня технічного стану автомобіля, що цілком дозволяє реалізувати практично будь-які завдання по виявленню та прогнозуванню технічного стану автомобіля. Це в свою чергу дозволяє перейти до адаптивної системи ТО і Р автомобілів, ключовим моментом якої є розробка інформаційно-комунікаційної системи і бази прогнозних моделей з урахуванням умов експлуатації автомобілів. Це дозволяє дистанційним моніторингом отримати необхідну поточну інформацію від автомобілів, її обробку і вироблення коригувальних впливів при виконанні ТО і Р.

Аналіз останніх досліджень. Забезпечення працездатності автомобіля раніше здійснювалось застосуванням трьох стратегій [1]:

I - підтримка заданим рівнем працездатності (технічним обслуговуванням);

II - відновленням втраченої працездатності (ремоном);

III - комбінацією I та II стратегій (ТО і Р).

На АТ існує, відповідно до класифікації [3, 4], три основних види систем ТО і Р (тактики) транспортних машин:

- за напрацювання;
- за станом;
- змішані.

Суть системи з напрацювання полягає в тому, що технічні впливи виконуються для виробу - автомобіля, через певний пробіг, незалежно від його технічного стану. В результаті значна частина його ресурсу не використовується, тому така модель системи ТО і Р має значну вартість і в практиці може застосовуватися тільки для спеціальних автомобілів. Наприклад, на АТ ця система використовується для тих вузлів і деталей автомобіля, від яких залежить безпека його руху [4].

Суть системи станом полягає в тому, що технічні впливи проводиться для виробу лише при досягненні ним контрольованих параметрів свого критичного рівня, тобто гранично допустимого стану. На практиці для реалізації такої системи ТО і Р необхідно спеціальне контрольно-діагностичне

обладнання і в цілому вміння фахівців автоматизовані системи управління автоматизовані системи управління інженерно-технічної служби (ІТС), вимірювати безперервно або періодично контрольовані (діагностичні) параметри виробу. Сьогодні такі системи, внаслідок глобалізації темничний діагностики (ТД) і неруйнівного контролю, успішно впроваджуються в світі техніки багатьма зарубіжними фірмами. Там вони отримали назву «*Condition Monitoring*» [4], а в сучасній термінології ТЕА - це «адаптивні» системи [5, 6].

Змішана система об'єднує в собі елементи двох систем (з напрацювання і за станом). Це найбільш поширена в сучасному світі техніки система ТО і Р, яка застосовується, наприклад, для таких машин: транспортних, сільськогосподарських, будівельних і багатьох інших. Дана система ТО і Р в залежності від методу встановлення періодичності та обсягу технічних впливів, розділяється на середньостатистичну і діагностичну [7].

Технічний контроль в структурі системи ТЕА є основним джерелом інформації, необхідної для забезпечення якості робіт по ТО і Р виробів і ефективного управління виробництвом цих робіт.

У зв'язку з аналізом стратегій і тактик ТО і Р автомобілів можна зробити висновок, що традиційна, сформована на автомобільному транспорті загального користування протягом багатьох років система ТО і Р, вже не відповідає в цілому сучасним вимогам ТЕА [6]. Її основною перевагою є лише можливість прогнозувати витрати запасних частин і матеріалів при відсутності хороших діагностичних систем, а основним недоліком - прийняття рішення про проведення робіт ТО і Р на підставі інформації про пробіг автомобіля. При реалізації такої системи ТО і Р на практиці, вона не враховує реальний стан вузлів і агрегатів автомобілів, що призводить до перевитрати запасних частин і, як наслідок, високі витрати на підтримання автомобілів в справному стані.

Формування цілей роботи. Для втілення адаптивної системи ТО і Р автомобілів необхідно сформувати інформаційно-комунікаційну модель системи дистанційного моніторингу автомобіля в умовах експлуатації на основі загального підходу до дослідження системи «Автомобіль - водій - умови експлуатації – інфраструктура експлуатації автомобіля (транспортна і автомобільних доріг)», яка включає системну взаємодію складових компонентів моніторингу: автомобіля (ТЗ) з водієм і бортовим інформаційним комплексом (БІНК); умов експлуатації транспортного засобу (дорожні, транспортні, атмосферно-кліматичні умови і культура праці); транспортної інфраструктури і інфраструктури автомобільних доріг. Для проведення синтезу і аналізу, формування можливих варіантів схем інформаційної системи моніторингу автомобілів в умовах експлуатації було використано морфологічний аналіз системи, що досліджується. Це дозволило формувати можливі варіанти інформаційної системи моніторингу ТЗ в умовах експлуатації у вигляді конкретних залежностей (схем). Тому метою даної роботи є розробка методу застосування класифікації умов експлуатації автомобілів в інформаційних умовах ІТС.

Основна частина. Інформаційна система моніторингу стану і умов експлуатації автомобілів (транспортних засобів, ТЗ) включає в себе сукупність стаціонарних і мобільних (бортових щодо ТЗ) систем збору і передачі інформації. Схема інформаційного обміну між елементами ІТС, а саме ТЗ і транспортної інфраструктури в процесах моніторингу параметрів технічного стану в умовах експлуатації показана на рис. 1. Основний принцип інформаційного обміну між елементами ІТС, а саме ТЗ і транспортної інфраструктури в процесах моніторингу параметрів технічного стану в умовах експлуатації та побудови інформаційної системи моніторингу полягає в тому, що в ній ТЗ є не тільки об'єктом контролю і управління, але також джерелом постійно поновлюваної інформації про стан умов його експлуатації.

До складу інформаційного забезпечення системи входять наступні складові:

- система збору, накопичення і розповсюдження інформації про технічний стан ТЗ в умовах експлуатації;
- автоматизовані інструментальні засоби діагностики технічного стану ТЗ і автомобільних доріг;
- база географічних даних про стан дороги та об'єкти інфраструктури автомобільних доріг;
- система збору та передачі даних;
- комплекс завдань контролю стану і планування умов експлуатації ТЗ;
- засоби візуалізації результатів моніторингу автомобільних доріг і зв'язку з водієм і іншими учасниками руху.

Загальна задача формування методики застосування класифікації умов експлуатації ТЗ в інформаційних умовах ІТС, як складної системи, базується на отриманні інформації про фактичний технічний стан, методи і засоби її реалізації при вирішенні конкретних науково-технічних задач,

оцінки, перевірки відповідності встановленим обмеженням, засобам для його забезпечення, критеріям оцінювання отриманих показників та визначення взаємозв'язку між ними.

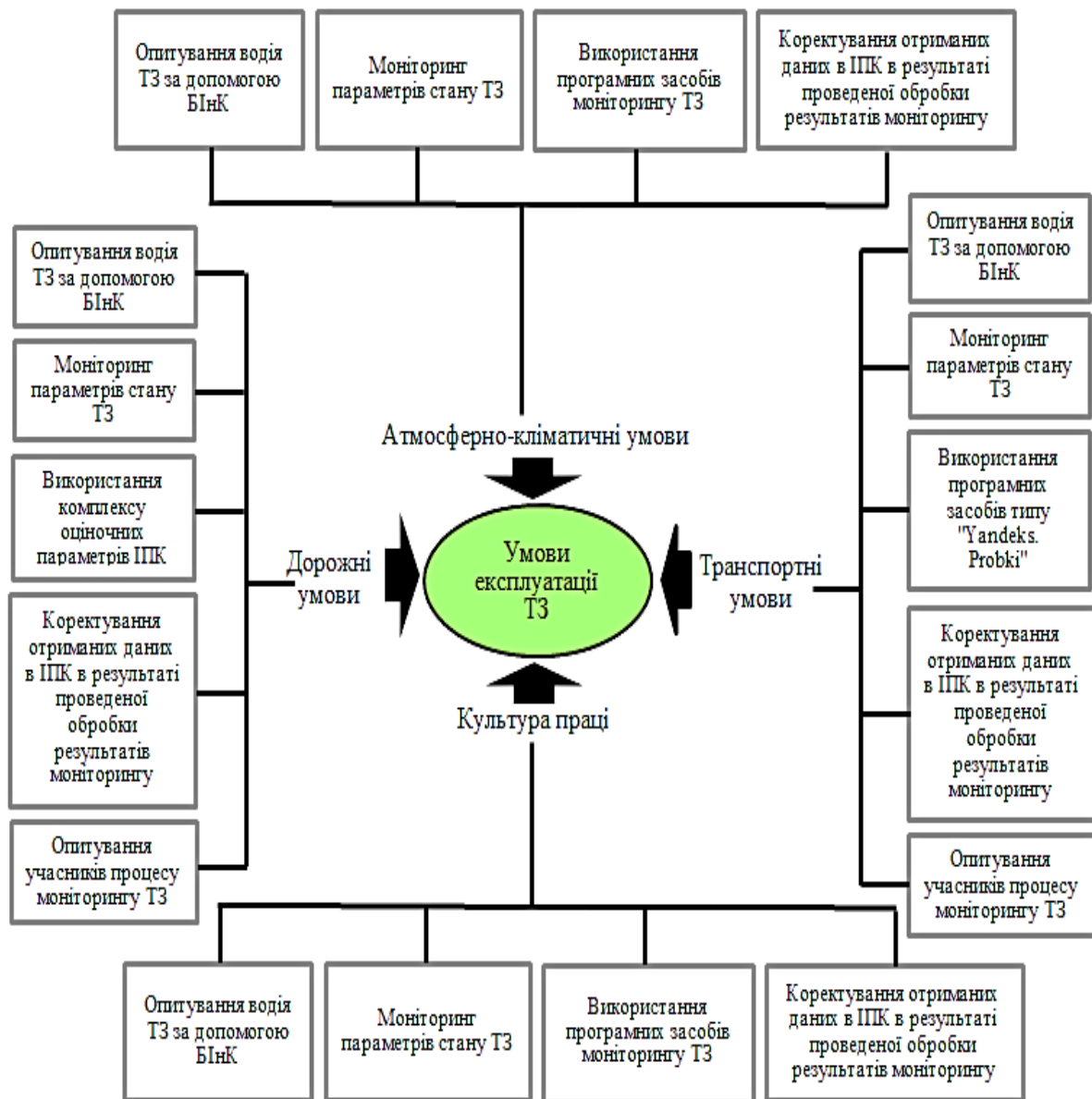


Рисунок 1 - Загальна схема способів отримання і формування інформації про стан і умови експлуатації ТЗ в умовах ITS

Забезпечення системи інформації умов експлуатації ТЗ $S_{y.e.\Sigma T3_i}(t)_i$ побудовано на основі серверних рішень $S_{y.e.T3_i}(t)_i$ за положеннями [4, 8], локального джерела інформації $S_{y.e.Vd_i}(t)_i$ і мережних баз даних $S_{y.e.Net_i}(t)_i$:

$$S_{y.e.\Sigma T3_i}(t)_i = (S_{y.e.T3_i}(t)_i, S_{y.e.Vd_i}(t)_i, S_{y.e.Net_i}(t)_i). \quad (1)$$

Це забезпечує можливість створення єдиного централізованого сховища розподіленої у просторі інформації, підтримки багатокористувального середовища отримання інформації (редагування), можливість доступу віддалених користувачів, систематизації інформації та її наочного відображення в єдиному комплексі.

В процесі розробки інформаційного забезпечення процесів моніторингу параметрів технічного стану ТЗ з урахуванням умов експлуатації були зібрані наявні джерела інформації в частині координат ТЗ на місцевості в реальному часі, модель автомобільної дороги, моделі об'єктів інфраструктури доріг, територіальних природних і техногенних систем, отримані результати трекінгу

ТЗ.. Джерела інформації для забезпечення функціонування інформаційної системи моніторингу технічного стану ТЗ з урахуванням умов експлуатації представлені в табл. 1.

Таблиця 1 - Джерела інформації для інформаційної системи моніторингу технічного стану ТЗ з урахуванням умов експлуатації

№	Параметр	Джерела інформації для інформаційної системи моніторингу технічного стану ТЗ з урахуванням умов експлуатації
1	Параметри стану і положення ТЗ на мапі	http://view.torque-bhp.com/ http://ian-hawkins.com:8080/
2	Транспортні умови експлуатації ТЗ з урахуванням геолокації	http:// yandex.ua/maps.ru/kharkov.htm
3	Атмосферно-кліматичні умови експлуатації ТЗ	http://meteoco.ru/ http://ready.arl.noaa.gov/READYcmet.php
4	Дорожні умови експлуатації ТЗ	http://view.torque-bhp.com/ https://yandex.ua/maps/ (приклад: https://yandex.ua/maps/147/kharkiv/?lang=ru&ll=36.231202%2C49.990175&z=13)
5	Ідентифікація ТЗ в процесі експлуатації в умовах ITS	http://view.torque-bhp.com/ http://carlife.in.ua/vin-kod

В процесі дослідження і оцінки умов експлуатації ТЗ використовувалась *географічна модель автомобільної дороги* в Torque, Yandex.Maps, яка була основою системи аналізу і являє собою шар лінійних об'єктів з параметрами інформаційної взаємодії:

$$F_{ts}(RV_{Road})_i = (Ident_{RV_i}, Cat_{RV_i}, Cod_{Dil_i}, Distanse_{Descr_i}, Type_{RVn_i}, Type_{Roadn_i}, Track_{V_i}), \quad (2)$$

де $F_{ts}(RV_{Road})_i$ - інформація аналогічна відповідним параметрам технічного стану ТЗ у відповідних умовах експлуатації у відповідний момент часу для інформаційної системи автомобільної дороги; $Ident_{RV_i}$ - ідентифікатор i ділянки руху ТЗ; Cat_{RV_i} - категорія i автомобільної дороги; Cod_{Dil_i} - код ділянки автомобільної дороги, $Distanse_{Descr_i}$ - опис ділянки автомобільної дороги, $Type_{RVn_i}$ - кількість полос руху, $Type_{Roadn_i}$ - тип дорожнього покриття, $Track_{V_i}$ - ширина полоси руху.

На основі географічної моделі автомобільної дороги була розроблена інформаційна модель положення ТЗ на автомобільній дорозі. Кожна ділянка моделі описується наступним вектором параметрів:

$$F_{ts}(RV_{Traffic})_i = (Ident_{RV_i}, Ident_{PRoute_i}), \quad (3)$$

де $Ident_{RV_i}$ - ідентифікатор i ділянки руху ТЗ; $Ident_{PRoute_i}$ - ідентифікатор ділянок маршруту руху ТЗ.

З ділянок маршруту інформаційної моделі положення ТЗ на автомобільній дорозі формується маршрут руху. Він являє собою певний (конкретний) шлях руху ТЗ, реалізований у вигляді лінійного об'єкта і супроводжуваний наступним вектором параметрів:

$$F_{ts}(RV_{Marshrut})_i = (Ident_{RV_i}, Ident_{Route_i}), \quad (4)$$

де $Ident_{RV_i}$ – ідентифікатор i ділянки руху ТЗ; $Ident_{Route_i}$ – ідентифікатор маршруту руху ТЗ.

Швидкісна модель режимів руху ТЗ є таблицею лінійних подій, що накладається на маршрут руху, і має наступну структуру:

$$F_{ts}(RV_{Route_{Properties}})_i = (Ident_{RV_i}, Ident_{Route_i}, Route_{Property_i}, Ident_{SR_i}, Coordinate_{First_i}, Coordinate_{End_i}, Value_{V_i}, Date_i, Base_{Speed_i}) \quad (5)$$

де $Ident_{RV_i}$ – ідентифікатор i ділянки руху ТЗ; $Ident_{Route_i}$ – ідентифікатор маршруту руху ТЗ; $Route_{Property_i}$ – тип маршруту руху ТЗ; $Ident_{SR_i}$ – ідентифікатор ділянки швидкісного режиму руху ТЗ; $Coordinate_{First_i}$ – початок ділянки швидкісного режиму руху ТЗ; $Coordinate_{End_i}$ – кінець ділянки швидкісного режиму руху ТЗ; $Value_{V_i}$ – встановлена допустима швидкість руху ТЗ; $Date_i$ – дата встановлення швидкості руху ТЗ; $Base_{Speed_i}$ – встановлена (базова) швидкість на ділянці руху ТЗ.

Поряд з моделлю автомобільної дороги, в інформаційній моделі, існує можливість описувати координати об'єктів дорожньої інфраструктури. За допомогою мапи ICM можливо зафіксувати координати і особливості впливу на рух ТЗ в умовах експлуатації мостів, переїздів, світлофорів тощо. Також на особливості умов експлуатації мають вплив наявні прилеглі техногенні об'єкти (із зазначенням типу і виду виробництва) або природні територіальні системи. Всі перераховані вище об'єкти типізовані за характеристиками і містять параметр оцінки впливу на процеси руху ТЗ і умови експлуатації ТЗ.

Дані про витрати палива ТЗ в умовах експлуатації визначаються на основі серверних рішень і локального джерела інформації (ТЗ) в процесі порівняння з лінійними нормами витрати палива ТЗ, що встановлені нормативними показниками [4, 8], і визначають ступінь відхилення:

$$O_{Gt_i}(t)_i = \max_{j=1..N} O_{Gt_{ij}}(t)_i \quad (6)$$

де $O_{Gt_{ij}}(t)_i$ – найбільша витрати палива Gt_{ij} j -го об'єкту моніторингу (ТЗ) на i -й ділянці моделі режимів швидкостей руху ТЗ, N – кількість визначених витрат палива на відповідних ділянках, t – фактор часу.

Висновки. Розроблено метод застосування класифікації умов експлуатації ТЗ в інформаційних умовах ITS в процесі формування загального інформаційного забезпечення системи моніторингу параметрів технічного стану ТЗ, побудованого на основі серверних рішень, локального джерела інформації (транспортного засобу, водія тощо) і мережевих баз даних. Система загального інформаційного забезпечення процесів моніторингу параметрів технічного стану транспортних засобів забезпечує повноцінний збір і обробку інформації в реальному часі від бортової інформаційної системи моніторингу, розміщеної на ТЗ, і від системи збору інформації, що працює у взаємодії із водієм та інфраструктурою транспорту на основі поточного стану дорожніх, транспортних, кліматичних умов експлуатації.

1. Лудченко А.А.. Основы технического обслуживания автомобилей / А.А. Лудченко. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1987. – 399 с
2. Зарубкин В.А. Оптимизация системы технического обслуживания и ремонта автомобилей в АТП / В.А. Зарубкин. – М.: ЦБНТИ Минавтотранса РСФСР, 1976. – 126 с.
3. Российская автотранспортная энциклопедия. Техническая эксплуатация, обслуживание и ремонт автотранспортных средств. Т.3. – 2001. – 455 с.
4. Говорущенко Н.Я. Техническая эксплуатация автомобилей / Н.Я. Говорущенко. – Х.: Вища школа, 1984. – 312 с.

5. Зубрицкас І.І. Адаптивна система управління технічним станом автомобілів / І.І. Зубрицкас. Монографія. Деп. ВІНІТИ, № 555 – В2004.05.04.2004 г. – 136 с.
6. Волков В.П. Інтелектуальні системи управління роботою автомобілів / В.П. Волков, В.П. Матейчик, І.В. Грицук [и др.]. – Харків: Майдан, 2016. – 503 с.
7. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей / Е.С. Кузнецов. – М.: Транспорт, 1982. – 224 с.
8. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1999. – 468 с.

REFERENCES

1. Ludchenko A.A.. Osnovy texnicheskogo obsluzhivaniya avtomobilej / a.a. ludchenko. – K.: Vishha shk. Golovnoe izd-vo, 1987. – 399 s
2. Zarubkin V.A. Optimizaciya sistemy texnicheskogo obsluzhivaniya i remonta avtomobilej v ATP / V.A. Zarubkin.– M.: CBNTI Minavtotransa rsfsr, 1976. – 126 s.
3. Rossijskaya avtotransportnaya enciklopediya. Texnicheskaya ekspluataciya, obsluzhivanie i remont avtotransportnyx sredstv. T.3. – 2001. – 455 s.
4. Govorushhenko N.Ya. Texnicheskaya ekspluataciya avtomobilej / N.Ya. Govorushhenko. – X.: Vishha shkola, 1984. – 312 s.
5. Zubrickas I.I. Adaptivnaya sistema upravleniya texnicheskim sostoyaniem avtomobilej / i.i. zubrickas. monografiya. Dep. VINITI, № 555 – V2004.05.04.2004 g. – 136 s.
6. Volkov V.P. intellektualnye sistemy upravleniya rabotosposobnostyu avtomobilej / V.P. Volkov, V.P. Matejchik, I.V. Gricuk [i dr.]. – Xarkov: Majdan, 2016. – 503 s.
7. Kuznecov E.S. Upravlenie texniceskoj ekspluataciej avtomobilej / E.S. Kuznecov. – M.: Transport, 1982. – 224 s.
8. Govorushhenko n.Ya. Sistemotexnika transporta (na primere avtomobilnogo transporta) / N.Ya. Govorushhenko, A.N. Turenko – Xarkov: RIO XGADTU, 1999. – 468 s.

Волков В.П., Грицук І.В., Волкова Т.В., Грицук Ю.В., Волков Ю.В. Разработка метода применения классификации условий эксплуатации автомобилей в информационных условиях ITS.

В работе разработан метод применения классификации условий эксплуатации автомобилей в информационных условиях ITS, который позволяет дистанционно получать информацию об условиях эксплуатации транспортных средств в условиях ITS. Сформирована информационная система мониторинга состояния и условий эксплуатации транспортных средств, описано общее информационное обеспечение системы, а также описаны: процессы исследования и оценка условий эксплуатации транспортных средств; информационная модель положение автомобилей; дорожные условия эксплуатации автомобилей, транспортные условия эксплуатации автомобилей, атмосферно-климатические условия эксплуатации автомобилей, скоростная модель режимов движения автомобилей и др.

Ключевые слова: условия эксплуатации, информационные условия, дорожные условия, транспортные условия, атмосферно-климатические условия, автомобили, транспортные средства, техническая эксплуатация автомобилей.

V. Volkov, I. Gritsuk, T. Volkova, Yu. Gritsuk., Yu. Volkov. Development of a method for applying the classification of car operating conditions in the ITS information environment.

We have developed a method for applying the classification of operating conditions for vehicles in the information environment ITS, which allows you to remotely obtain information about the operating conditions of vehicles in the ITS environment. Formed information system for monitoring the status and conditions of operation of vehicles, described the general information support system, as well as described: the processes of research and assessment of operating conditions of vehicles; information model of the position of the car; road conditions of operation of vehicles, transport conditions of operation of vehicles, atmospheric and climatic conditions of operation of vehicles, high-speed model of driving modes for vehicles, etc.

Key words: operating conditions, informational conditions, road conditions, transport conditions, atmospheric and climatic conditions, automobiles, vehicles, technical operation of automobiles.

АВТОРИ:

ВОЛКОВ Володимир Петрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, e-mail: volf-949@ukr.net

ГРИЦУК Ігор Валерійович, доктор технічних наук, професор, професор кафедри експлуатації суднових енергетичних систем, Херсонська державна морська академія, e-mail: gritsuk_iv@ukr.net

ВОЛКОВА Тетяна Вікторівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних технологій, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: wolf949@ukr.net

ГРИЦУК Юрій Валерійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри загальної інженерної підготовки, Донбаська національна академія будівництва і архітектури, e-mail: yuri.gritsuk@gmail.com

ВОЛКОВ Юрій Володимирович, інженер кафедри автомобільної електроніки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, yura.volkov.88@mail.ua

АВТОРЫ:

ВОЛКОВ Владимир Петрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков, e-mail: volf - 949@ukr.net

ГРИЦУК Игорь Валериевич, доктор технических наук, профессор кафедры эксплуатации судовых энергетических систем, Херсонская государственная морская академия, e-mail: gritsukiv@ukr.net

ВОЛКОВА Тетяна Викторовна, кандидат технических наук, доцент кафедры транспортных технологий, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, e-mail: wolf949@ukr.net

ГРИЦУК Юрий Валериевич, кандидат технических наук, доцент кафедры общей инженерной подготовки, Донбасская национальная академия строительства и архитектуры, e-mail: yuri.gritsuk@gmail.com

ВОЛКОВ Юрий Владимирович, инженер кафедры автомобильной електроніки, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, yura volkov 88@mail.ua

AUTHORS:

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

Igor GRITSUK, Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Operation of Ship Power Systems, Kherson State Maritime Academy, e-mail: gritsuk iv@ukr.net

Tetyana VOLKOVA, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the Department of Transport Technologies, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: wolf949@ukr.net

Yuriy GRITSUK, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of General Engineering Training, Donbass National Academy of Construction and Architecture, e-mail: yuri.gritsuk@gmail.com

Yuriy VOLKOV, Engineer, Automotive Electronics Department, Kharkiv National Automobile and Highway University, yura volkov 88@mail.ua

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.21>

Стаття надійшла в редакцію 26.04.2019р.

Гандзюк М.О., Гандзюк Д.М.
Луцький національний технічний університет

ДО ПИТАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ МОДУЛЬНОГО ТРИЛАНКОВОГО ПРИЧІПНОГО АВТОПОЇЗДА У СКЛАДІ «АВТОМОБІЛЬ-ТЯГАЧ - ДВОВІСНИЙ ПІДКАТНИЙ ВІЗОК - ТРИВІСНИЙ НАПІВПРИЧІП» У ГАЛЬМІВНОМУ РЕЖИМІ

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

Це дозволить у теоретичних дослідженнях визначати вплив компоновальної схеми та режимів руху вказаного автопоїзда на його стійкість у гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення осей.

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

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

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

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

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз публікацій показує, що робіт, присвячених дослідженню експлуатаційних властивостей багатоланкових автопоїздів (насамперед, триланкових) порівняно не багато. Так, у роботах [6], [7], [8], [9] розглянуто рух триланкових автопоїздів різних компоновальних схем у різних режимах руху. Дослідженню маневреності та стійкості руху автопоїздів компоновальної схеми «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» присвячені роботи [1], [8].

На сьогодні існує багато конструкцій багатоланкових автопоїздів. На наш погляд компоновальна схема модульного автопоїзда з тривісним напівпричепом, двовісним підкатним візком і тривісним напівпричепом є найбільш універсальною.

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

Дослідженню експлуатаційних властивостей автопоїздів присвячені роботи Д.О. Антонова, С.С. Атаєва, В.Г. Вербицького, Д.Р. Елліса, Я.Х. Закіна, Е.М. Ібрагімова, А.П. Колпакова, М.І. Кришеня, Л.Г. Лобаса, М. Мічке, С.Я. Марголіса, В.П. Сахно, Я.Є. Фаробіна а також інших вітчизняних та закордонних вчених. Аналіз публікацій показує, що достатньо добре вивчені закономірності руху дволанкових автопоїздів. Робіт, присвячених дослідженню багатоланкових автопоїздів (насамперед, триланкових) порівняно не багато. Ця тематика почала досліджуватися в останні роки.

При наявності у автопоїзда більше трьох ланок суттєво ускладнюється дослідження руху такого багатоланкового АТЗ з причини необхідності врахування впливу значної кількості факторів на характер руху усіх ланок. Взаємодія сусідніх ланок при русі автопоїзда розповсюджується на весь транспортний засіб і призводить до певних відхилень складових автопоїзда від заданого ведучою ланкою (тягачем) напрямку руху. Враховуючи те, що автопоїзд як АТЗ є засобом підвищеної небезпеки, при вирішенні проблем щодо можливості експлуатації багатоланкових автопоїздів у числі

перших слід робити кроки у напрямку теоретичних досліджень їх руху, результати яких будуть підґрунтям для відповіді на багато питань технічного, організаційного, юридичного характеру.

На підставі наведеного компоновальну схему автопоїзда з тривісним автомобілем-тягачем, двовісним підкатним візком і тривісним напівпричепом як універсальну та перспективну (розроблено фірмами «Scania» та «Krone») обрано для дослідження його стійкості у гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення осей, що, насамперед, впливає на безпеку руху.

Плоска математична модель руху модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» була розроблена у роботі [1]. Проте у цій математичній моделі осі ланок автопоїзда неповоротні. Також у ній не враховано кути відведення коліс осей ланок автопоїзда.

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

Мета роботи. Метою дослідження є визначення основних кінематичних та геометричних співвідношень та розробка рівнянь для знаходження кутів відведення коліс осей ланок при русі модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» (рисунки 1, 2, 3, 4), які б дозволили у теоретичних дослідженнях визначати вплив компоновальної схеми та режимів руху на його стійкість у гальмівному режимі з урахуванням кутів встановлення осей.

Викладення основного матеріалу. Значний вплив на безпеку руху автопоїздів має їх стійкість у різних режимах руху. В процесі дослідження розглянемо триланковий сидельний автопоїзд у складі тривісного автомобіля-тягача, двовісного підкатного візка та тривісного напівпричепа, як найбільш вживаний на сьогодні при перевезенні вантажів.

Під технічною стійкістю при гальмуванні розумітимемо забезпечення гальмування автопоїзда до повної його зупинки без виходу за межі безпечного коридору. Відповідно до прийнятої розрахункової схеми, в якості оціночних критеріїв можна використовувати кути повороту в горизонтальній площині кінематичних ланок автопоїзда ϑ , кути складання ланок автопоїзда φ та поперечне переміщення центрів мас ланок.

Для проведення математичного опису плоскопаралельного руху сидельного автопоїзда з можливістю урахування змін, які відбуваються в ходовій частині та гальмівній системі в процесі експлуатації, введемо ряд спрощень та припущень. Вважатимемо що:

- автомобіль-тягач, підкатний візок та напівпричіп рухаються рівною горизонтальною поверхнею;
- основною траєкторією руху автопоїзда є траєкторія центра мас автомобіля-тягача;
- в опорно-зчіпних пристроях відсутні тертя, зазори та пружні елементи;
- у шарнірах рульового приводу люфти відсутні;
- гіроскопічні моменти та невраховані моменти обертів частин не приймаються до уваги;
- рами автомобіля тягача, підкатного візка та напівпричепа є твердими тілами з поздовжньою віссю симетрії, їх деформації на кручення та згин відсутні;
- координати центрів невідвіснених і відвіснених мас визначаються у положенні статичної рівноваги ланок автопоїзда;
- пружні елементи підвіски ланок автопоїзда вважатимемо безмасовими, вони характеризуються лише податливістю, а їх маси віднесемо до відвіснених та невідвіснених мас ланок;
- демпфуючі властивості підвіски та шин ланок автопоїзда не враховуються;
- положення вантажу на автомобілі та напівпричепі вважатимемо таким, що забезпечує розташування центрів мас ланок у вертикальній площині їх симетрії;
- взаємодію шин з опорною поверхнею у бічному напрямку описуємо із використанням нелінійної теорії відведення Д. А. Антонова.

Відповідно до прийнятих умов та припущень зобразимо розрахункову схему модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» (рисунок 1).

Введемо наступні позначення:

$Oxyz$ - інерційна система координат;

m_1, C_1, I_1 - маса, центр мас і центральний момент інерції ведучої ланки відносно вертикальної осі, що проходить через центр мас (точка C_1);

m_2, C_2, I_2 - маса, центр мас і центральний момент інерції веденої ланки відносно вертикальної осі, що проходить через центр мас (точка C_2);

m_3, C_3, I_3 - маса, центр мас і центральний момент інерції веденої ланки відносно вертикальної осі, що проходить через центр мас (точка C_3);

x_1, y_1 - абсциса і ордината точки C_1 в системі координат $Oxyz$;

x_2, y_2 - абсциса і ордината точки C_2 в системі координат $Oxyz$;

x_3, y_3 - абсциса і ордината точки C_3 в системі координат $Oxyz$;

$\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3$ - курсові кути ланок автопоїзда;

$\omega_1, \omega_2, \omega_3$ - кутові швидкості ланок автопоїзда;

θ_1 - кут повороту керованих коліс;

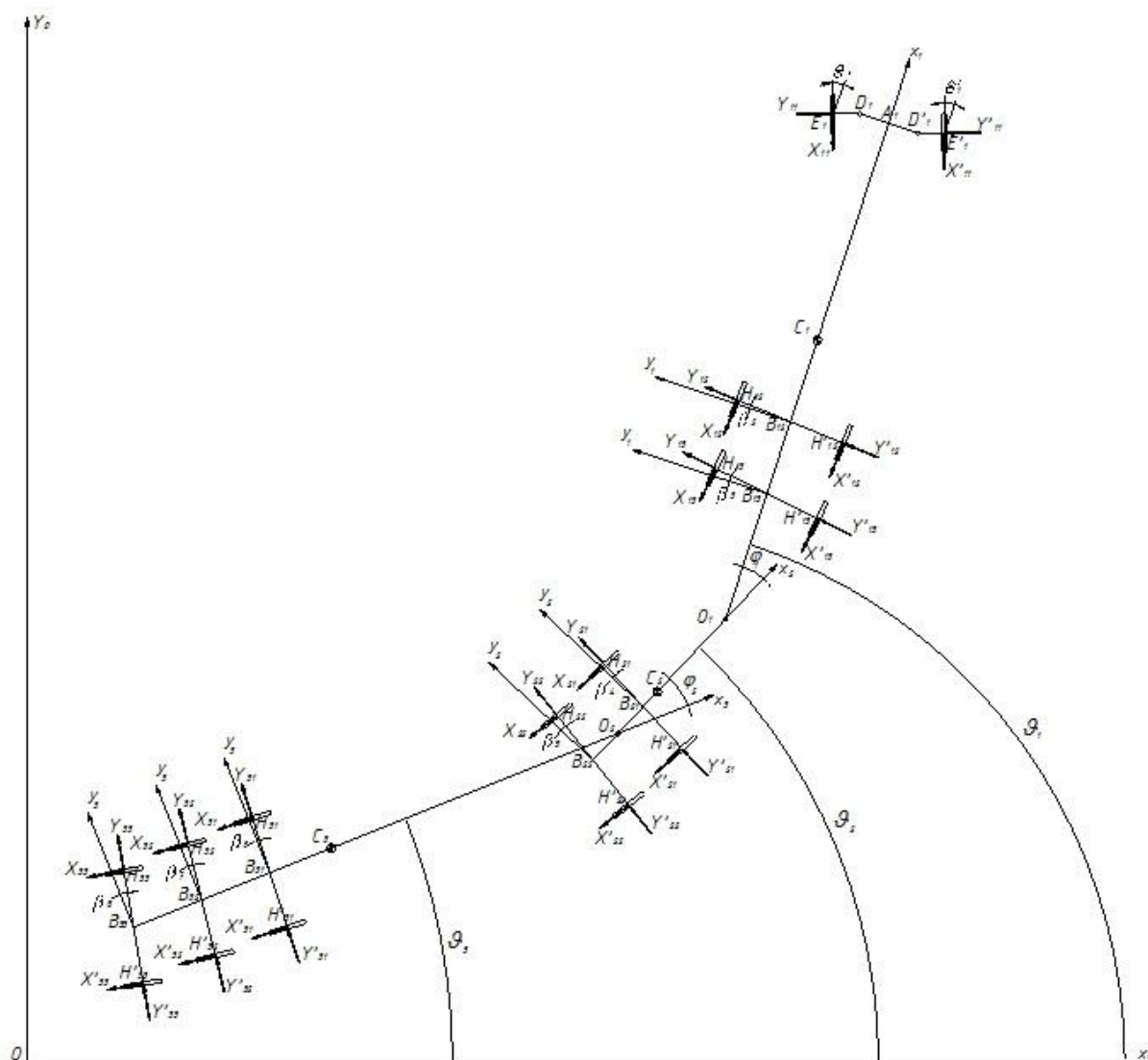


Рисунок 1 – Розрахункова схема триланкового причіпного автопоїзда у плоскопаралельному русі

$v_1 = \dot{x}_1 \cos \vartheta_1 + \dot{y}_1 \sin \vartheta_1$, $u_1 = -\dot{x}_1 \sin \vartheta_1 + \dot{y}_1 \cos \vartheta_1$ - проекції швидкості точки C_1 на поздовжню і поперечну осі ведучої ланки;

v_2, u_2 - поздовжня і поперечна проекції вектора швидкості центра мас C_2 підкатного візка;

v_3, u_3 - поздовжня і поперечна проекції вектора швидкості центра мас C_3 напівпричепа;

φ_1, φ_2 - кути складання ланок автопоїзда;

β_i - кут перекосу i -ої осі автопоїзда;

a_1 - відстань від передньої осі автомобіля -тягача до центра мас автомобіля -тягача;

b_{12} - відстань від центра мас автомобіля-тягача до середньої осі автомобіля -тягача;

b_{13} - відстань від центра мас автомобіля-тягача до задньої осі автомобіля -тягача;

$l_{s_{12}}$ - відстань від середньої осі автомобіля-тягача до точки зчіпки з підкатним візком;

$l_{s_{13}}$ - відстань від задньої осі автомобіля-тягача до точки зчіпки з підкатним візком;

c_1 - відстань від центра мас автомобіля-тягача до точки зчіпки з підкатним візком;

a_2 - відстань від точки зчіпки автомобіля -тягача з підкатним візком до центра мас підкатного візка;

b_{21} - відстань від центра мас підкатного візка до першої осі підкатного візка;

b_{22} - відстань від центра мас підкатного візка до другої осі підкатного візка;

$l_{s_{21}}$ - відстань від першої осі підкатного візка до точки зчіпки з напівприцепом;

$l_{s_{22}}$ - відстань від другої осі підкатного візка до точки зчіпки з напівприцепом;

c_2 - відстань від центра мас підкатного візка до точки зчіпки з напівприцепом;

a_3 - відстань від точки зчіпки підкатного візка з напівприцепом до центра мас напівпричепа;

b_{31} - відстань від центра мас напівпричепа до першої осі напівпричепа;

b_{32} - відстань від центра мас напівпричепа до другої осі напівпричепа;

b_{33} - відстань від центра мас напівпричепа до третьої осі напівпричепа.

Індекси: 1, 2, 3 – стосуються відповідно тягача, підкатного візка та напівпричепа.

Параметри з позначкою «штрих» відносяться до коліс правого борту автопоїзда, без такої - до коліс лівого борту.

Наведемо основні геометричні параметри автопоїзда:

$$\begin{aligned} a_1 &= C_1 A_1, & a_2 &= C_2 O_1, & a_3 &= C_3 O_2, \\ b_{12} &= C_1 B_{12}, & b_{21} &= C_2 B_{21}, & b_{31} &= C_3 B_{31}, \\ b_{13} &= C_1 B_{13}, & b_{22} &= C_2 B_{22}, & b_{32} &= C_3 B_{32}, \\ c_1 &= C_1 O_1, & c_2 &= C_2 O_2, & b_{33} &= C_3 B_{33}, \\ p_1 &= D_1 E_1, & l_{s_{21}} &= O_2 B_{21}, & n_{31} &= B_{31} H_{31}, \\ p'_1 &= D'_1 E'_1, & l_{s_{22}} &= O_2 B_{22}, & n'_{31} &= B_{31} H'_{31}, \\ l_{s_{12}} &= O_1 B_{12}, & n_{21} &= B_{21} H_{21}, & n_{32} &= B_{32} H_{32}, \\ l_{s_{13}} &= O_1 B_{13}, & n'_{21} &= B_{21} H'_{21}, & n'_{32} &= B_{32} H'_{32}, \\ n_1 &= A_1 D_1, & n_{22} &= B_{22} H_{22}, & n_{33} &= B_{33} H_{33}, \\ n'_1 &= A_1 D'_1, & n'_{22} &= B_{22} H'_{22}, & n'_{33} &= B_{33} H'_{33}, \\ n_{12} &= B_{12} H_{12}, \\ n'_{12} &= B_{12} H'_{12}, \\ n_{13} &= B_{13} H_{13}, \\ n'_{13} &= B_{13} H'_{13}, \end{aligned}$$

Визначимо основні кінематичні та геометричні співвідношення, зокрема проекції швидкостей ланок автопоїзда на поздовжню та поперечну осі та координати характерних точок.

По аналогії з [4] швидкість центра мас автомобіля-тягача, що здійснює плоско-паралельний рух по рухомому базису i_1, j_1 (орти осей X_0, Y_0) запишемо у вигляді

$$v_{C_1} = i_1 v_1 + j_1 u_1. \quad (1)$$

Поздовжню і бічну проекції швидкості центра мас автомобіля-тягача та його абсолютну кутову швидкість знайдемо з виразів

$$\begin{aligned}v_1 &= \dot{x}_1 \cos \vartheta_1 + \dot{y}_1 \sin \vartheta_1; \\u_1 &= -\dot{x}_1 \sin \vartheta_1 + \dot{y}_1 \cos \vartheta_1; \\\omega_1 &= \dot{\vartheta}_1.\end{aligned}\quad (2)$$

Швидкість центра мас підкатного візка, поздовжню і бічну проекції швидкості центра мас підкатного візка та його абсолютну кутову швидкість та кутове прискорення знайдемо з виразів

$$\begin{aligned}v_{C_2} &= i_2 v_2 + j_2 u_2; \\v_2 &= \dot{x}_2 \cos \vartheta_2 + \dot{y}_2 \sin \vartheta_2; \\u_2 &= -\dot{x}_2 \sin \vartheta_2 + \dot{y}_2 \cos \vartheta_2; \\\omega_2 &= \dot{\vartheta}_2 = \omega_1 - \dot{\varphi}_1; \\\dot{\omega}_2 &= \dot{\omega}_1 - \ddot{\varphi}_1.\end{aligned}\quad (3)$$

Швидкість центра мас напівпричепа, поздовжню і бічну проекції швидкості центра мас напівпричепа та його абсолютну кутову швидкість та кутове прискорення знайдемо з виразів

$$\begin{aligned}v_{C_3} &= i_2 v_3 + j_2 u_3; \\v_3 &= \dot{x}_3 \cos \vartheta_3 + \dot{y}_3 \sin \vartheta_3; \\u_3 &= -\dot{x}_3 \sin \vartheta_3 + \dot{y}_3 \cos \vartheta_3; \\\omega_3 &= \dot{\vartheta}_3 = \omega_2 - \dot{\varphi}_2; \\\dot{\omega}_3 &= \dot{\omega}_2 - \ddot{\varphi}_2.\end{aligned}\quad (4)$$

Швидкості точок зчипки ланок автопоїзда знайдемо з виразів: відносно автомобіля тягача та підкатного візка

$$\begin{aligned}v_{O_1} &= v_{C_1} + \omega_1 \times C_1 O_1 = i_1 v_1 + j_1 (u_1 - \omega_1 c_1) = \\&= i_2 [v_1 \cos \varphi_1 - (u_1 - \omega_1 c_1) \sin \varphi_1] + j_2 [v_1 \sin \varphi_1 + (u_1 - \omega_1 c_1) \cos \varphi_1]; \\v_{O_1} &= v_{C_2} + \omega_2 \times C_2 O_1 = i_2 v_2 + j_2 (u_2 + \omega_2 a_2);\end{aligned}$$

тоді поздовжню і бічну проекції швидкості центра мас підкатного візка знайдемо з виразів

$$\begin{aligned}v_2 &= v_1 \cos \varphi_1 - (u_1 - \omega_1 c_1) \sin \varphi_1; \\u_2 &= v_1 \sin \varphi_1 + (u_1 - \omega_1 c_1) \cos \varphi_1 - \omega_2 a_2.\end{aligned}\quad (5)$$

відносно підкатного візка та напівпричепа

$$\begin{aligned}v_{O_2} &= v_{C_2} + \omega_2 \times C_2 O_1 = i_2 v_2 + j_2 (u_2 - \omega_2 c_2) = \\&= i_3 [v_2 \cos \varphi_2 - (u_2 - \omega_2 c_2) \sin \varphi_2] + j_3 [v_2 \sin \varphi_2 + (u_2 - \omega_2 c_2) \cos \varphi_2]; \\v_{O_2} &= v_{C_3} + \omega_3 \times C_3 O_2 = i_3 v_3 + j_3 (u_3 + \omega_3 a_3);\end{aligned}$$

тоді поздовжню і бічну проекції швидкості центра мас напівпричепа знайдемо з виразів

$$\begin{aligned}v_3 &= v_2 \cos \varphi_2 - (u_2 - \omega_2 c_2) \sin \varphi_2; \\u_3 &= v_2 \sin \varphi_2 + (u_2 - \omega_2 c_2) \cos \varphi_2 - \omega_3 a_3.\end{aligned}\quad (6)$$

Величини v , u , ω , φ знаходяться з диференціальних рівнянь руху автопоїзда.

Координати центра мас і курсовий кут автомобіля тягача визначаються за допомогою системи кінематичних рівнянь:

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= v_1 \cos \vartheta_1 - u_1 \sin \vartheta_1; \\ \dot{y}_1 &= v_1 \sin \vartheta_1 + u_1 \cos \vartheta_1; \\ \dot{\vartheta}_1 &= \omega_1.\end{aligned}\quad (7)$$

Використавши рівняння (7) можна визначити абсциси та ординати будь-яких точок автопоїзда. Знайдемо координати характерних точок (рисунок 1).

Для автомобіля тягача:

$$\begin{aligned}x_{C_1} &= x_1; \quad x_{A_1} = x_1 + a_1 \cos \vartheta_1; \quad x_{B_{12}} = x_1 - b_{12} \cos \vartheta_1; \quad x_{B_{13}} = x_1 - b_{13} \cos \vartheta_1; \quad x_{O_1} = x_1 - c_1 \cos \vartheta_1; \\ y_{C_1} &= y_1; \quad y_{A_1} = y_1 + a_1 \sin \vartheta_1; \quad y_{B_{12}} = y_1 - b_{12} \sin \vartheta_1; \quad y_{B_{13}} = y_1 - b_{13} \sin \vartheta_1; \quad y_{O_1} = y_1 - c_1 \sin \vartheta_1.\end{aligned}\quad (8)$$

Для підкатного візка:

$$\begin{aligned}x_{C_2} &= x_2; \quad x_{B_{21}} = x_2 - b_{21} \cos \vartheta_2; \quad x_{B_{22}} = x_2 - b_{22} \cos \vartheta_2; \quad x_{O_1} = x_2 + a_2 \cos \vartheta_2; \quad x_{O_2} = x_2 - c_2 \cos \vartheta_2; \\ y_{C_2} &= y_2; \quad y_{B_{21}} = y_2 - b_{21} \sin \vartheta_2; \quad y_{B_{22}} = y_2 - b_{22} \sin \vartheta_2; \quad y_{O_1} = y_2 + a_2 \sin \vartheta_2; \quad y_{O_2} = y_2 - c_2 \sin \vartheta_2.\end{aligned}\quad (9)$$

Для напівпричепа:

$$\begin{aligned}x_{C_3} &= x_3; \quad x_{B_{31}} = x_3 - b_{31} \cos \vartheta_3; \quad x_{B_{32}} = x_3 - b_{32} \cos \vartheta_3; \quad x_{B_{33}} = x_3 - b_{33} \cos \vartheta_3; \quad x_{O_2} = x_3 + a_3 \cos \vartheta_3; \\ y_{C_3} &= y_3; \quad y_{B_{31}} = y_3 - b_{31} \sin \vartheta_3; \quad y_{B_{32}} = y_3 - b_{32} \sin \vartheta_3; \quad y_{B_{33}} = y_3 - b_{33} \sin \vartheta_3; \quad y_{O_2} = y_3 + a_3 \sin \vartheta_3.\end{aligned}\quad (10)$$

Виведемо рівняння для знаходження кутів відведення коліс осей ланок при русі модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп» (рисунки 2, 3, 4), яка б дозволяла у теоретичних дослідженнях визначати вплив компоновальної схеми та режимів руху на його стійкість при гальмуванні. Для цього скористаємось методикою, наведеною у роботі [10]. Розглянемо колеса передньої керованої осі автомобіля-тягача. Кути обертання, центри повороту та центри плям контакту коліс з опорною поверхнею позначимо відповідно через θ_1 , D_1 , E_1 . Приймаючи до уваги прийняті умовні позначення швидкість центрів плям контакту коліс з опорною поверхнею знайдемо із рівнянь

$$\begin{aligned}v_{E_1} &= v_{C_1} + \dot{\theta}_1(C_1 A_1 + A_1 D_1 + D_1 E_1) + \dot{\theta}_1 \cdot D_1 E_1; \\ v_{E'_1} &= v_{C_1} + \dot{\theta}'_1(C_1 A_1 + A_1 D'_1 + D'_1 E'_1) + \dot{\theta}'_1 \cdot D'_1 E'_1.\end{aligned}\quad (11)$$

Із врахуванням рівнянь (2, 3, 4, 5, 6) та прийнятих позначень отримаємо:

$$\begin{aligned}v_{E_1} &= i_1[v_1 - \omega_1(n_1 + p \cos \theta_1) - \dot{\theta}_1 p \cos \theta_1] + j_1[u_1 + \omega_1(a_1 - p \sin \theta_1) - \dot{\theta}_1 p \sin \theta_1]; \\ v_{E'_1} &= i_1[v_1 + \omega_1(n'_1 + p' \cos \theta'_1) + \dot{\theta}'_1 p' \cos \theta'_1] + j_1[u_1 + \omega_1(a_1 + p' \sin \theta'_1) + \dot{\theta}'_1 p' \sin \theta'_1].\end{aligned}\quad (12)$$

Оскільки

$$\begin{aligned}tg(\theta_1 - \delta_1) &= \frac{(v_{E_1})_{Y_0}}{(v_{E_1})_{X_0}}, \\ tg(\theta'_1 - \delta'_1) &= \frac{(v_{E'_1})_{Y_0}}{(v_{E'_1})_{X_0}};\end{aligned}$$

то кути відведення коліс передньої осі автомобіля-тягача знайдемо із виразів:

$$\delta_1 = \theta_1 - \arctg \left[\frac{u_1 + \omega_1(a_1 - p \sin \theta_1) - \dot{\theta}_1 p \sin \theta_1}{v_1 - \omega_1(n_1 + p \cos \theta_1) - \dot{\theta}_1 p \cos \theta_1} \right];$$

$$\delta'_1 = \theta'_1 - \arctg \left[\frac{u_1 + \omega_1(a_1 + p' \sin \theta'_1) + \dot{\theta}'_1 p' \sin \theta'_1}{v_1 + \omega_1(n'_1 + p' \cos \theta'_1) + \dot{\theta}'_1 p' \cos \theta'_1} \right].$$
(13)

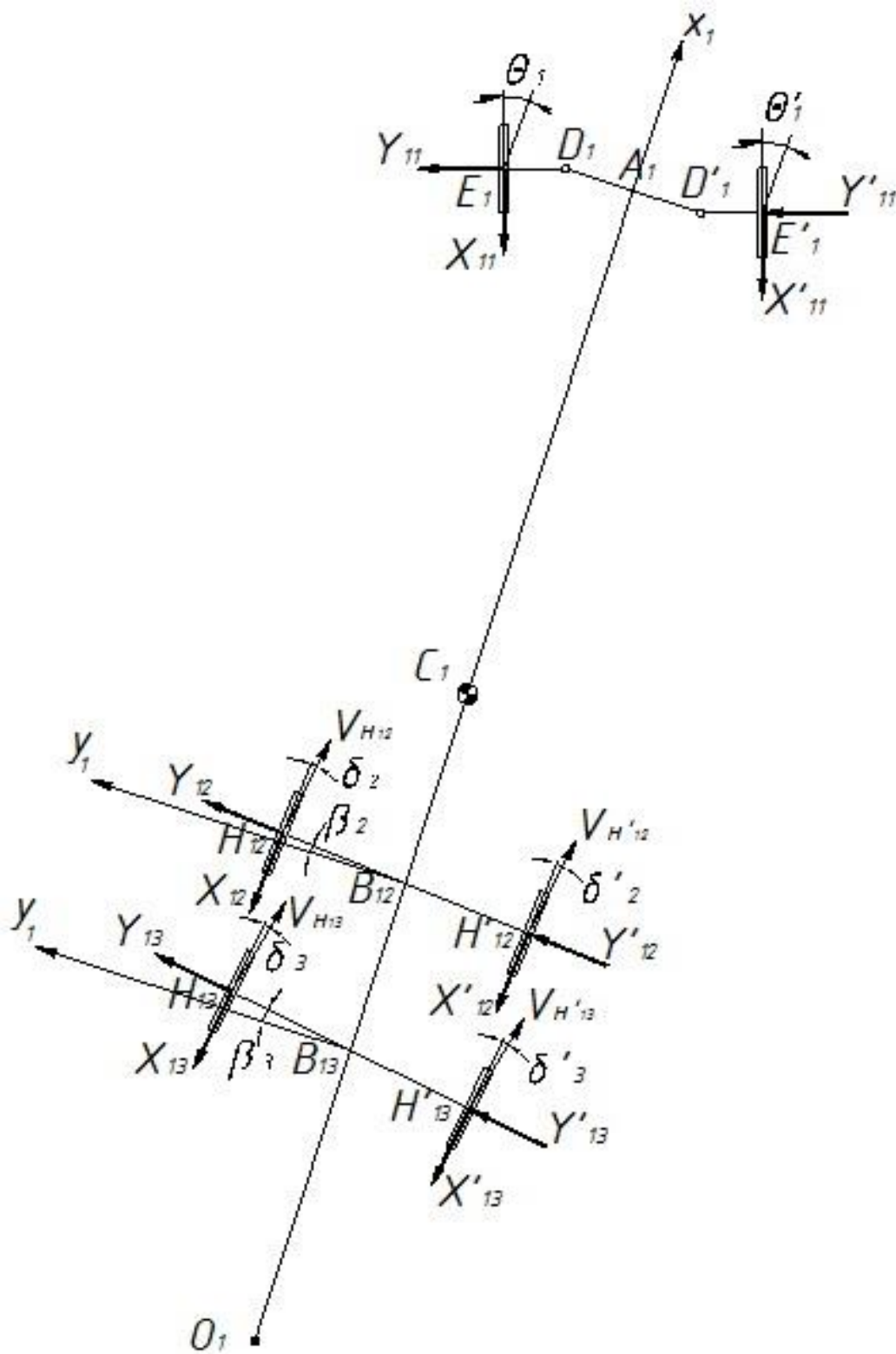


Рисунок 2 – До визначення кутів відведення коліс автомобіля-тягача

З урахуванням кута β_2 перекоосу середнього моста автомобіля-тягача, швидкості центрів плям контакту коліс середньої осі автомобіля-тягача з опорною поверхнею знайдемо з виразів:

$$\begin{aligned} v_{H_{12}} &= v_{C_1} + \dot{\beta}_1(C_1 B_{12} + B_{12} H_{12}) + \dot{\beta}_2 \cdot B_{12} H_{12}; \\ v_{H'_{12}} &= v_{C_1} + \dot{\beta}_1(C_1 B_{12} + B_{12} H'_{12}) + \dot{\beta}_2 \cdot B_{12} H'_{12}. \end{aligned} \quad (14)$$

З урахуванням кута β_3 перекоосу заднього моста автомобіля-тягача, швидкості центрів плям контакту коліс задньої осі автомобіля-тягача з опорною поверхнею знайдемо з виразів:

$$\begin{aligned} v_{H_{13}} &= v_{C_1} + \dot{\beta}_1(C_1 B_{13} + B_{13} H_{13}) + \dot{\beta}_3 \cdot B_{13} H_{13}; \\ v_{H'_{13}} &= v_{C_1} + \dot{\beta}_1(C_1 B_{13} + B_{13} H'_{13}) + \dot{\beta}_3 \cdot B_{13} H'_{13}. \end{aligned} \quad (15)$$

Із врахуванням рівнянь (2, 3, 4, 5, 6) отримаємо:

для середнього моста автомобіля-тягача

$$\begin{aligned} v_{H_{12}} &= i_1 \left[v_1 - \omega_1 n_{12} \cos \beta_2 - \dot{\beta}_2 n_{12} \cos \beta_2 \right] + j_0 \left[u_1 - \omega_1 (b_{12} - n_{12} \sin \beta_2) - \dot{\beta}_2 n_{12} \sin \beta_2 \right]; \\ v_{H'_{12}} &= i_1 \left[v_1 + \omega_1 n'_{12} \cos \beta_2 + \dot{\beta}_2 n'_{12} \cos \beta_2 \right] + j_1 \left[u_1 - \omega_1 (b_{12} + n'_{12} \sin \beta_2) - \dot{\beta}_2 n'_{12} \sin \beta_2 \right]; \end{aligned} \quad (16)$$

для заднього моста автомобіля-тягача

$$\begin{aligned} v_{H_{13}} &= i_1 \left[v_1 - \omega_1 n_{13} \cos \beta_3 - \dot{\beta}_3 n_{13} \cos \beta_3 \right] + j_1 \left[u_1 - \omega_1 (b_{13} - n_{13} \sin \beta_3) - \dot{\beta}_3 n_{13} \sin \beta_3 \right]; \\ v_{H'_{13}} &= i_1 \left[v_1 + \omega_1 n'_{13} \cos \beta_3 + \dot{\beta}_3 n'_{13} \cos \beta_3 \right] + j_1 \left[u_1 - \omega_1 (b_{13} + n'_{13} \sin \beta_3) - \dot{\beta}_3 n'_{13} \sin \beta_3 \right]; \end{aligned} \quad (17)$$

Зважаючи на те, що:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\beta_2 + \delta_2) &= \frac{(v_{H_{12}})_{Y_0}}{(v_{H_{12}})_{X_0}}; \\ \operatorname{tg}(\beta_2 + \delta'_2) &= \frac{(v_{H'_{12}})_{Y_0}}{(v_{H'_{12}})_{X_0}}; \\ \operatorname{tg}(\beta_3 + \delta_3) &= \frac{(v_{H_{13}})_{Y_0}}{(v_{H_{13}})_{X_0}}; \\ \operatorname{tg}(\beta_3 + \delta'_3) &= \frac{(v_{H'_{13}})_{Y_0}}{(v_{H'_{13}})_{X_0}}; \end{aligned}$$

кути відведення коліс середньої та задньої осей автомобіля тягача знайдемо із рівнянь:

середньої

$$\begin{aligned} \delta_2 &= -\beta_2 - \arctg \left[\frac{u_1 - \omega_1 (b_{12} - n_{12} \sin \beta_2) - \dot{\beta}_2 n_{12} \sin \beta_2}{v_1 - \omega_1 n_{12} \cos \beta_2 - \dot{\beta}_2 n_{12} \cos \beta_2} \right]; \\ \delta'_2 &= -\beta_2 - \arctg \left[\frac{u_1 - \omega_1 (b_{12} + n'_{12} \sin \beta_2) - \dot{\beta}_2 n'_{12} \sin \beta_2}{v_1 + \omega_1 n'_{12} \cos \beta_2 + \dot{\beta}_2 n'_{12} \cos \beta_2} \right]; \end{aligned} \quad (18)$$

задньої

$$\begin{aligned}\delta_3 &= -\beta_3 - \arctg \left[\frac{u_1 - \omega_1(b_{13} - n_{13} \sin \beta_3) - \dot{\beta}_3 n_{13} \sin \beta_3}{v_1 - \omega_1 n_{13} \cos \beta_3 - \dot{\beta}_3 n_{13} \cos \beta_3} \right]; \\ \delta'_3 &= -\beta_3 - \arctg \left[\frac{u_1 - \omega_1(b_{13} + n'_{13} \sin \beta_3) - \dot{\beta}_3 n'_{13} \sin \beta_3}{v_1 + \omega_1 n'_{13} \cos \beta_3 + \dot{\beta}_3 n'_{13} \cos \beta_3} \right].\end{aligned}\quad (19)$$

По аналогії визначимо кути відведення коліс осей підкатного візка та напівпричепа:

для підкатного візка

$$\begin{aligned}\delta_4 &= -\beta_4 - \arctg \left[\frac{u_2 - \omega_2(b_{21} - n_{21} \sin \beta_4) - \dot{\beta}_4 n_{21} \sin \beta_4}{v_2 - \omega_2 n_{21} \cos \beta_4 - \dot{\beta}_4 n_{21} \cos \beta_4} \right]; \\ \delta'_4 &= -\beta_4 - \arctg \left[\frac{u_2 - \omega_2(b_{21} + n'_{21} \sin \beta_4) - \dot{\beta}_4 n'_{21} \sin \beta_4}{v_2 + \omega_2 n'_{21} \cos \beta_4 + \dot{\beta}_4 n'_{21} \cos \beta_4} \right];\end{aligned}\quad (20)$$

$$\begin{aligned}\delta_5 &= -\beta_5 - \arctg \left[\frac{u_2 - \omega_2(b_{22} - n_{22} \sin \beta_5) - \dot{\beta}_5 n_{22} \sin \beta_5}{v_2 - \omega_2 n_{22} \cos \beta_5 - \dot{\beta}_5 n_{22} \cos \beta_5} \right]; \\ \delta'_5 &= -\beta_5 - \arctg \left[\frac{u_2 - \omega_2(b_{22} + n'_{22} \sin \beta_5) - \dot{\beta}_5 n'_{22} \sin \beta_5}{v_2 + \omega_2 n'_{22} \cos \beta_5 + \dot{\beta}_5 n'_{22} \cos \beta_5} \right];\end{aligned}\quad (21)$$

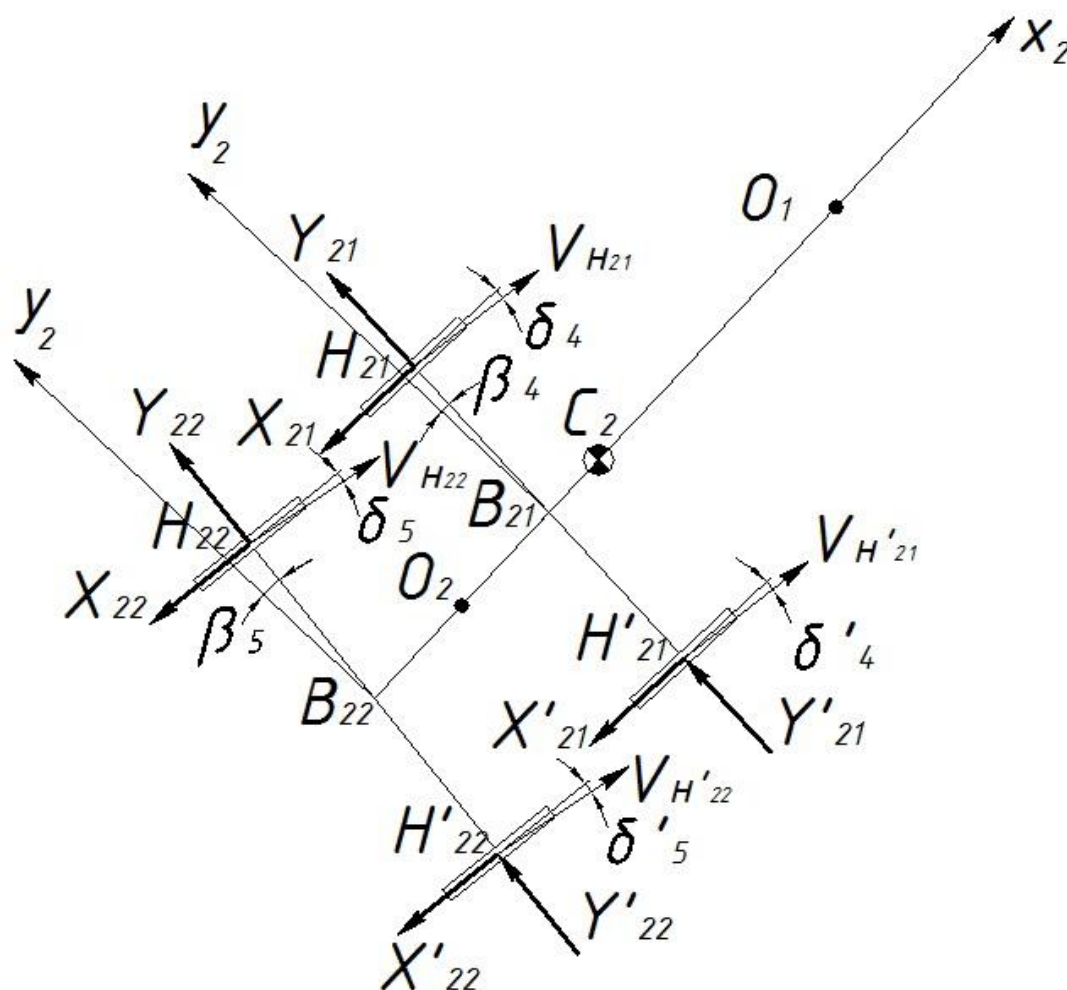


Рисунок 3 – До визначення кутів відведення коліс підкатного візка для напівпричепа

$$\delta_6 = -\beta_6 - \arctg \left[\frac{u_3 - \omega_3(b_{31} - n_{31} \sin \beta_6) - \dot{\beta}_6 n_{31} \sin \beta_6}{v_3 - \omega_3 n_{31} \cos \beta_6 - \dot{\beta}_6 n_{31} \cos \beta_6} \right];$$

$$\delta'_6 = -\beta_6 - \arctg \left[\frac{u_3 - \omega_3(b_{31} + n'_{31} \sin \beta_6) - \dot{\beta}_6 n'_{31} \sin \beta_6}{v_3 + \omega_3 n'_{31} \cos \beta_6 + \dot{\beta}_6 n'_{31} \cos \beta_6} \right];$$
(22)

$$\delta_7 = -\beta_7 - \arctg \left[\frac{u_3 - \omega_3(b_{32} - n_{32} \sin \beta_7) - \dot{\beta}_7 n_{32} \sin \beta_7}{v_3 - \omega_3 n_{32} \cos \beta_7 - \dot{\beta}_7 n_{32} \cos \beta_7} \right];$$

$$\delta'_7 = -\beta_7 - \arctg \left[\frac{u_3 - \omega_3(b_{32} + n'_{32} \sin \beta_7) - \dot{\beta}_7 n'_{32} \sin \beta_7}{v_3 + \omega_3 n'_{32} \cos \beta_7 + \dot{\beta}_7 n'_{32} \cos \beta_7} \right];$$
(23)

$$\delta_8 = -\beta_8 - \arctg \left[\frac{u_3 - \omega_3(b_{33} - n_{33} \sin \beta_8) - \dot{\beta}_8 n_{33} \sin \beta_8}{v_3 - \omega_3 n_{33} \cos \beta_8 - \dot{\beta}_8 n_{33} \cos \beta_8} \right];$$

$$\delta'_8 = -\beta_8 - \arctg \left[\frac{u_3 - \omega_3(b_{33} + n'_{33} \sin \beta_8) - \dot{\beta}_8 n'_{33} \sin \beta_8}{v_3 + \omega_3 n'_{33} \cos \beta_8 + \dot{\beta}_8 n'_{33} \cos \beta_8} \right];$$
(24)

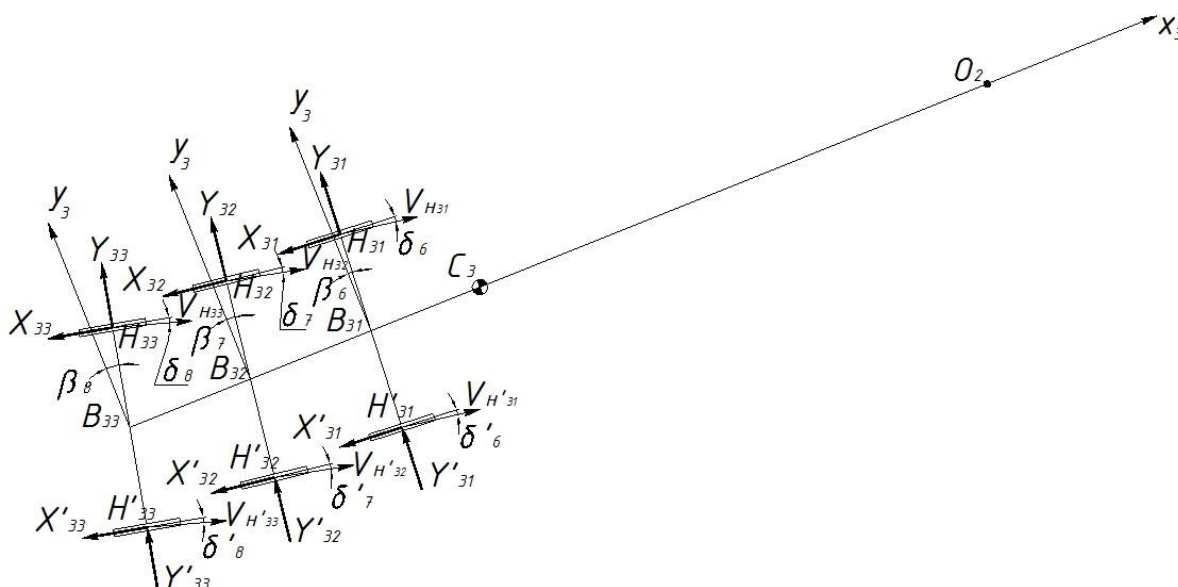


Рисунок 4 – До визначення кутів відведення коліс напівпричепа

Висновок. У роботі визначено основні кінематичні та геометричні співвідношення та розроблено рівняння для знаходження кутів відведення коліс осей ланок при русі модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок - тривісний напівпричіп». Це дозволить у теоретичних дослідженнях визначати вплив компоновальної схеми та режимів руху на стійкість автопоїзда у гальмівному режимі, врахувавши при цьому кути встановлення осей ланок та кути відведення коліс.

1. Гандзюк М.О., Селезньов Е.Л., Гандзюк Д.М. Розробка плоскої математичної моделі руху модульного триланкового причіпного автопоїзда у складі «автомобіль-тягач - двовісний підкатний візок з неповоротними осями (dolly) - тривісний напівпричіп // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник, випуск 55, Луцьк: Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ, 2016 – С.72-79.

2. Лобас Л.Г. Математическая модель связанных систем с качением // Прикладная механика. 1986, №6. –С80–87.

3. Лобас Л.Г. Неголономные модели колесных экипажей. – К.: Наукова думка, 1986. – 232 с.

4. Лобас Л. Г. Механика многозвенных систем с качением / Л.Г. Лобас. – К. : Наукова думка, 2000. – 270 с.

5. Поляков В.М., Тімков О.М., Приходченко Д.Ю., Файчук М.І. Математичне моделювання руху багатоланкових автопоїздів // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Науковий журнал. –№11 (141). – 2009. – С.145-151.

6. Сахно В.П., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В., Поляков В.М. Вплив конструктивних і експлуатаційних факторів на показники маневреності трьохланкових автопоїздів // Автошляховик України. Окремий випуск. – 2003. Жовтень. – С.98-101.
7. Сахно В.П., Вербицький В.Г., Вороніна І.Ф., Стельмашук В.В. До визначення показників маневреності і стійкості руху трьохланкових автопоїздів // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів. - К.: НТУ, 2003. - №17. - С.141-146.
8. Сахно В. П. Математичне моделювання триланкових автопоїздів в поздовжній, вертикальній і поперечній площинах / В.П. Сахно, В.М. Поляков, В.М. Глінчук // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. Науковий журнал, 2013. - Вип. 3. - С.73-84.
9. Сахно В.П. Порівняльна оцінка маневреності триланкових автопоїздів різних компоновальних схем / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Р.М. Марчук, П.О. Гуменюк // Автомобільний транспорт. Науково-виробничий журнал, 2013. - №1 (231). – С.2-6.
10. Сахно В. П. До визначення кутів відведення коліс транспортних засобів при дослідженні стійкості руху / В. П. Сахно, С. В. Гейко, О. А. Крестянполь // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник Центрального наукового центру Транспортної Академії України, 1999. – Випуск № 2. – С. 93-97.
11. Соцков Д. А. Повышение активной безопасности автотранспортных средств при торможении: дис. на соиск. учен. степ. д-ра техн. наук / Д. А. Соцков. – Владимир, 1988. – 410 с.
12. Автотранспортні засоби. Гальмівні властивості. Терміни та визначення : ДСТУ 2886:94. – [Чинний від 1996-01-01]. – К. : Держстандарт України, 1996. – 28 с. – (Державний стандарт України).
13. Стійкість дорожньо-транспортних засобів. Терміни та визначення : ДСТУ 3736:98. – [Чинний від 1999-07-01]. – Офіц. вид. – К. : Держстандарт України, 1999. – III, 11 с. – (Державний стандарт України). – Укр. та рос. мовами.
14. Засоби транспортні дорожні. Стійкість. Методи визначення основних параметрів випробуванням : ДСТУ 3310:96. – [чинний від 1997-01-01]. – Офіц. вид. – К. : Держстандарт України, 1996. – 10 с. – (Державний стандарт України).
15. ДСТУ UN/ECE R 13-09:2002. Єдині технічні приписи щодо офіційного схвалення типу транспортних засобів категорій М N та O стосовно гальмування: Правила ЄЕК ООН № 13. - [Чинні від 14.01.2008]. – Женева : Європейська Економічна Комісія Організації Об'єднаних націй, 2008. – 276 с.

REFERENCES

1. Gandzyuk, M.O., & Seleznev, E.L., & Gandzyuk, D.M. (2016). Rozrobka ploskoyi matematychnoyi modeli rukhu modul'noho trylankovoho prychipnogo avtopoyizda u skladі «avtomobil'-tyahach - dvovisnyy pidkatnyy vizok z nepovorotnymy osyamy (dolly) - tryvisnyy napivprychip» [Development of flat mathematical model of motion of the module three-unit towed lorry convoy in composition a «car-tractor is a biaxial pidkatnyy light cart with irrevocable axes (dolly) is a triaxial semitrailer]. *Naukovi notatky - The Scientific notes*, 55, 72-79 [in Ukrainian].
2. Lobas, L.G. (1986). Matematicheskaya model' svyazannykh sistem s kacheniem [Mathematical model of coupled systems with rolling]. *Prikladnaya mekhanika - Applied mechanics*, 6, 80–87 [in Ukrainian].
3. Lobas L.G. (1986). Negolonomnye modeli kolesnykh ehkipazhej [Nonholonomic models of wheeled carriages]. *Naukova dumka - Scientific thought*, 232 p. [in Ukrainian].
4. Lobas L.G. (2000). Mekhanika mnogozvennykh sistem s kacheniem [Mechanics of multilink systems with rolling]. *Naukova dumka - Scientific thought*, 270 p. [in Ukrainian].
5. Polyakov V., & Timkov A., & Pryhodchenko D., & Faichuk N. (2009). Matematychnе modelyuvannia rukhu bahatolankovykh avtopoyizdiv [Mathematical modeling of motion of multilink trucks]. *Visnyk Shkhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu imeni Volodymyra Dalia - Bulletin of East-Ukrainian national University named after Volodymyr Dahl*, 11 (141), 145-151 [in Ukrainian].
6. Sakhno, V.P., & Voronina, I.F., & Stel'mashchuk, V.V., & Polyakov, V.M. (2003). Vplyv konstruktyvnykh i ekspluatatsiynykh faktoriv na pokaznyky manevrenosti tr'okhlankovykh avtopoyizdiv [Influence of constructive and operational factors on indicators of maneuverability of three-axle road trains]. *Avtoshlyakhovyk Ukrayiny - SUV of Ukraine, Installment*, 98-101 [in Ukrainian].
7. Sakhno, V.P., & Verbyts'kyi, V.H., & Voronina, I.F., & Stel'mashchuk, V.V. (2003). Do vyznachennya pokaznykiv manevrenosti i stiykosti rukhu tr'okhlankovykh avtopoyizdiv [To determination of indicators of maneuverability and stability of three-lane trains]. *Systemni metody keruvannya, tekhnolohiya ta orhanizatsiya vyrobnytstva, remontu ta ekspluatatsiyi avtomobiliv - System management methods, technology and organization of production, repair and operation of cars*, 17, 141-146 [in Ukrainian].
8. Sakhno, V.P. (2013). Matematychnе modelyuvannya trylankovykh avtopoyizdiv v pozdovzhniy, vertykal'niy i poperechniy ploshchynakh [Mathematical modeling of three-axle road trains in longitudinal, vertical and transverse planes]. *Visnyk Donets'koyi akademiyi avtomobil'noho transport - Bulletin of the Donetsk Academy of Motor Transport*, 3, 73-84 [in Ukrainian].
9. Sakhno, V.P. (2013). Porivnyal'na otsinka manevrenosti trylankovykh avtopoyizdiv riznykh komponoval'nykh skhem [Comparative estimation of maneuverability of trilateral automobile trains of different layout schemes]. *Avtomobil'nyy transport - Automobile transport*, 1 (231), 2-6 [in Ukrainian].
10. Sakhno V. P. (1999). Do vyznachennia kutiv vidvedennia kolis transportnykh zasobiv pry doslidzhenni stiiikosti rukhu [To the determination of the angles of removal of the wheels of vehicles in the study of stability of motion]. *Avtoshliakhovyk Ukrayiny - Roadster of Ukraine*, 2, 93-97 [in Ukrainian].
11. Sotskov D.A. (1988). Povyshenie aktivnoy bezopasnosti avtotransportnykh sredstv pri tormozhenii [Increase of active safety of motor vehicles during braking]. *Doctor's thesis. Vladimir* [in Russian].
12. Avtotransportni zasoby. Halmivni vlastyivosti. Terminy ta vyznachennia [Motor vehicles. Brake properties. Terms and definitions]. (1996). *DSTU 2886:94 from 01st January 1996*. Kyiv: Derzhstandart Ukraine, [in Ukrainian].
13. Stiikist dorozhno-transportnykh zasobiv. Terminy ta vyznachennia [Sustainability of road vehicles. Terms and definitions]. (1999). *DSTU 3736:98 from 01st July 1999*. Kyiv: Derzhstandart Ukraine, [in Ukrainian].
14. Zasoby transportni dorozhni. Stiikist. Metody vyznachennia osnovnykh parametriv vyprobuванняm [Means of transport road. Stability. Methods of determining the main parameters of the test]. (1996). *DSTU 3310:96 from 01st January 1997*. Kyiv: Derzhstandart Ukraine, [in Ukrainian].

15. Yedyni tekhnichni prypysy shchodo ofitsiinoho skhvalennia typu transportnykh zasobiv katehorii M N ta O stosovno halmuвання [Uniform technical prescriptions concerning the official approval of vehicles of categories M N and O with respect to braking]. (2008). *DSTU UNECE R 13-09:2002 from 14th January 2008*. Geneva: United Nations Economic Commission for Europe.

N. Gandzyuk, D. Gandzyuk To the question of the investigation of motion of the modular three-unit trailer road train in the "car-towing-dolly-axle truck - three-axle semitrailer" in the braking mode.

An effective means of reducing the number of vehicles while maintaining volumes of freight is the use of trains. In our time, trains are used in many countries of the world. Due to the relative structural simplicity and shorter lengths at the same level of load capacity, and taking into account a number of other advantages, trailed trains have received a significant recognition and are most commonly used in the provision of freight transport.

Given the increasing intensity of traffic on modern highways, it is necessary to increase the safety of vehicles in order to avoid emergency situations, which results in worsening of human health and significant material losses in case of damage to vehicles and goods. This issue is particularly acute in the case of automobile trains, the process of movement and braking which is much more complicated than in individual cars. It is necessary that the braking system allows to regulate the speed of the carriage in a wide range, counterbalance the slides, and also makes it impossible to assemble the parts of the vehicle and its collision with other cars, that is, it provides the appropriate stability.

In view of this, improving the performance of trains in modern conditions of traffic is one of the priority tasks to ensure a high level of safety of their operation with the maximum efficiency of use.

The question arises regarding the prediction of exchange rate stability and the safety of the movement of a trailer with a different technical condition of its braking system and chassis. Taking into account the influence of these factors on the stability of the trains in the production process and in the conditions of operation, forecasting and analysis of its behavior is an important problem that needs a comprehensive solution. For its solution, it is necessary to carry out research of the processes occurring in the running and braking system under the influence of operational factors, to analyze the individual and joint influence of the change in the technical condition of the braking system and the geometry of the suspension on the braking dynamics of the trains.

These circumstances lead to the search for methods for assessing the stability of the trains in the braking mode.

In order to solve this problem, the main kinematic and geometric relations are defined in the paper, and the equation for finding the angles of the wheel drive of the axes of the links during the movement of the modular three-lane trailer car trains in the structure of the "car-tractor - two-axle podcasting trolley - three-axle semi-trailer" in the braking mode is developed.

This will allow in theoretical studies to determine the effect of the layout scheme and the modes of movement of the specified trailer to its stability in the braking mode, taking into account the angles of the axes.

Keywords: trailer; modular tree unit; layout scheme, trailer unit; trailer road train; semi-trailer; wheeled carriage; mathematical model; performance properties; stability; braking mode.

АВТОРИ:

ГАНДЗЮК Микола Олександрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій Луцького національного технічного університету, e-mail: Gandzyuk64.MG@gmail.com.

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

АВТОРЫ:

ГАНДЗЮК Николай Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий Луцкого национального технического университета, e-mail: Gandzyuk64.MG@gmail.com.

ГАНДЗЮК Дмитрий Николаевич, магистр по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство», аспирант Луцкого национального технического университета, e-mail: Gandzyukd@gmail.com.

AUTHORS:

Mykola HANDZIUK, Ph.D in Engineering, associate professor of automobiles and transport technologies department, Lutsk National Technical University, e-mail: Gandzyuk64.MG@gmail.com.

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

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.22>

Стаття надійшла в редакцію 17.04.2019р.

Грицунь О.М., Рогальський Р.Б., Бура Р.Р.
Національний університет «Львівська політехніка»

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ ТРИВАЛОСТІ СВІТЛОФОРНОГО ЦИКЛУ НА ПЕРЕХРЕСТЯХ З ЖОРСТКИМИ ТИПАМИ РЕГУЛЮВАННЯ

У роботі проведено аналіз існуючих методів розрахунку тривалості світлофорного циклу регулювання. Наведено порівняння максимальної довжини черги транспортних засобів, кількості зупинених автомобілів на заборонний сигнал світлофора та транспортної затримки за різних режимів регулювання (тривалість циклу розрахована за методикою Ф. Вебстера та за методикою А. Міллера). Встановлено, що найменша затримка спостерігається при тривалості циклу, яка є розрахованою за методикою А. Міллера.

Ключові слова: транспортний потік, світлофорний цикл, імітаційне моделювання, довжина черги, транспортна затримка, інтенсивність руху.

Постановка проблеми. Пропуск транспортних та пішохідних потоків набуває все більшого значення в проблемі організації та забезпечення безпеки дорожнього руху, викликаного зі значним зростанням автомобільного парку. Її рішення пов'язане з вимогою зменшити затримки учасників дорожнього руху, підвищити ефективність використання вулично-дорожньої мережі за рахунок чіткої організації пересування транспортних та пішохідних потоків [1, 2].

Найкращі умови пропуску транспортних потоків (ТП) на перехресті, з точки зору мінімізації затримок та забезпечення максимальної безпеки руху, створюються шляхом розділення їх в просторі, тобто транспортних розв'язок у різних рівнях [1-4]. Проте, це дорогий спосіб, який пов'язаний, як правило, з перебудови всієї транспортної системи. Більш поширений спосіб – розподіл ТП на перехресті за допомогою світлофорного регулювання (СФР), тобто почергового пропуску транспортних та пішохідних потоків [2, 3].

Крім того, застосовуються методи розрахунку режимів СФР, які побудовані на дослідженнях проведених у 90-х роках. Під час розрахунку тривалості світлофорного циклу (СФЦ) регулювання відбувається нерациональне розділення основних тактів, в результаті чого збільшуються затримки транспортних засобів (ТЗ) і викиди відпрацьованих газів перед стоп-лініями [1-3].

Існуючі методи розрахунку тривалості СФЦ не дають достатньо достовірних розрахунків потенціалів регульованих перехресть, тривалості основних і проміжних тактів при відповідних інтенсивностях ТП та геометричних параметрах вулично-дорожньої мережі та інших умов руху, а також вимогам оптимального управління і забезпечення безпечного пропуску транспортних і пішохідних потоків на них [1, 3, 5]. Разом з цим визначення оптимальної тривалості СФЦ регулювання недостатньо вивчені. Зокрема, не досліджено транспортні затримки за різних методик розрахунку тривалості СФЦ.

Принципи оптимальності в управлінні дорожнім рухом на регульованих перехрестях ще мало вивчені, оскільки нормативи в цій області побудовані на експертних оцінках без використання програмних середовищ. Імітаційне моделювання дає можливість визначити показники ефективності організації дорожнього руху, порівняння варіантів побудови й алгоритмів функціонування транспортної системи, перевірки стійкості режимів системи при малих входних відхиленнях перемінних від розрахункових значень [3, 6]. Виходячи із сказаного, метою роботи є визначення оптимальної тривалості світлофорного циклу регулювання, їх аналіз на основі імітаційного моделювання руху ТП.

Результати досліджень. У практиці регулювання дорожнього руху для розрахунків параметрів СФЦ застосовуються різні рішення. Однак тривалість циклу СФР при цьому дає відхилення 4 – 12 %. Розподіл роздільною сигналів в межах циклу є неоптимальним, а неточність їх розрахунку доходить до 30% [2, 3].

У найпростішому випадку за випадкового прибуття ТЗ до перехрестя мінімальна тривалість циклу може визначатись [2, 3, 5, 7]:

$$T_{\text{ц}} = \frac{1,5 \cdot T_n + 5}{1 - \sum_{i=1}^n y_i}, \quad (1)$$

де T_n – сума проміжних тактів, с;

y_i – фазовий коефіцієнт в i -ій фазі регулювання (максимальне із співвідношень інтенсивності руху ТЗ за досліджуваний період до потоку насичення в певному напрямку i -ої фази регулювання);

n – кількість фаз у циклі регулювання.

Вона запропонована англійським дослідником Ф. Вебстером на основі мінімізації транспортної затримки.

Тривалість основного такту t_{o_i} в i -ій фазі регулювання пропорційна розрахунковому фазовому коефіцієнту цієї фази [2, 3, 5, 7]:

$$t_{o_i} = \frac{[(T_u - T_n) \cdot y_i]}{Y}, \quad (2)$$

За високої інтенсивності руху і недостатньої пропускної здатності перехрестя (низькі значення M_{nij}) сума розрахункових фазових коефіцієнтів Y прямує до одиниці, а тривалість циклу до безмежності [1, 5].

Виходячи з точки зору безпеки руху, тривалість циклу більше 120 с вважається недопустимою, оскільки водії за тривалого очікування дозвільного сигналу можуть прийняти світлофор несправним і почати рух на заборонний сигнал. Якщо розрахункове значення T_u перевищує 120 с, необхідно понизити значення сумарного фазового коефіцієнта. Із цих же міркувань недоцільно приймати тривалість циклу менше 25 с [1, 5].

Іншим англійським фахівцем А. Міллером на базі фазового коефіцієнта розроблено метод визначення тривалості основного такту світлофорного регулювання [7]:

$$t_o = \frac{T_n + 2\sqrt{I \cdot T_n / (M_{nij} / 3600)}}{1 - Y}, \quad (3)$$

де I – відношення середнього квадратичного відхилення кількості автомобілів, які прибувають до перехрестя за цикл регулювання (σ) до середньої кількості цих автомобілів ($\lambda_{сер}$),

$$I = \sigma / \lambda_{сер}.$$

Отже, завдання розрахунку параметрів СФЦ при довільних характеристиках ТП може бути вирішена за допомогою універсального методу оптимізації – імітаційного моделювання. Для проведення імітаційного моделювання не потрібно обчислень ні похідних, ні будь-яких інших характеристик. Даний метод широко застосовується, зокрема на визначення транспортних затримок при різних методах регулювання.

Порівняння методів розрахунку тривалості СФЦ регулювання під час їхнього моделювання дає можливість оцінити транспортні затримки за різної інтенсивності та складу ТП, тривалості дозвільного сигналу світлофора. Як зазначалось раніше, тривалість циклу регулювання залежить від порівняння фактичної інтенсивності руху на підходах до перехрестя і пропускної здатності (потоків насичення) цих підходів. Тому, ці параметри розглядаємо у якості початкових даних для розрахунку оптимальної тривалості СФЦ регулювання.

Для визначення оптимальної тривалості СФЦ обрано чотири перехрестя магістральних вулиць із жорсткими типами регулювання, а саме перехрестя вулиць Городоцька – Кульпарківська (рис. 1), вулиць Шевченка – Левандівська (рис. 2), вулиць Стрийська – Сахарова (рис. 3), вулиць Липинського – Промислова – Миколайчук (рис. 4).

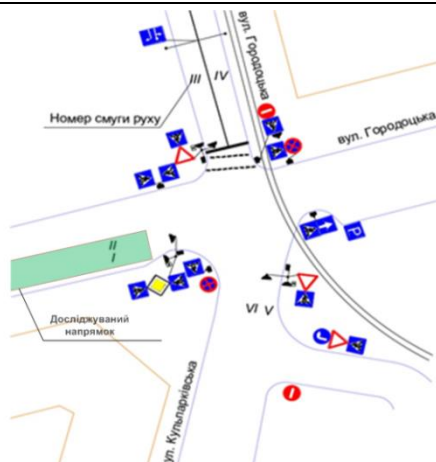


Рисунок 1. Схема організації дорожнього руху на регульованому перехресті вулиць Городоцька – Кульпарківська з зображенням смуг руху

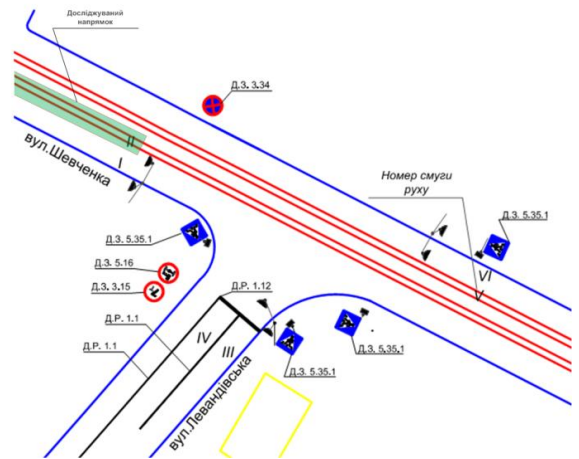


Рисунок 2. Схема організації дорожнього руху на регульованому перехресті вулиць Шевченка – Левандівська з зображенням смуг руху

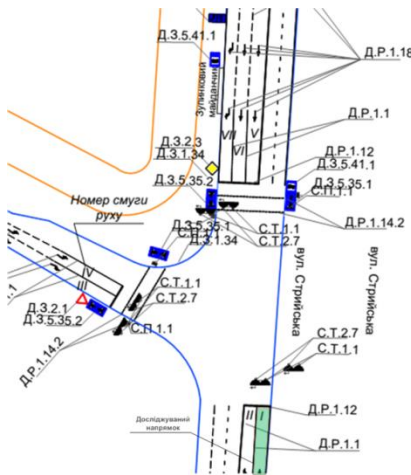


Рисунок 3. Схема організації дорожнього руху на регульованому перехресті вулиць Стрийська – Сахарова з зображенням смуг руху

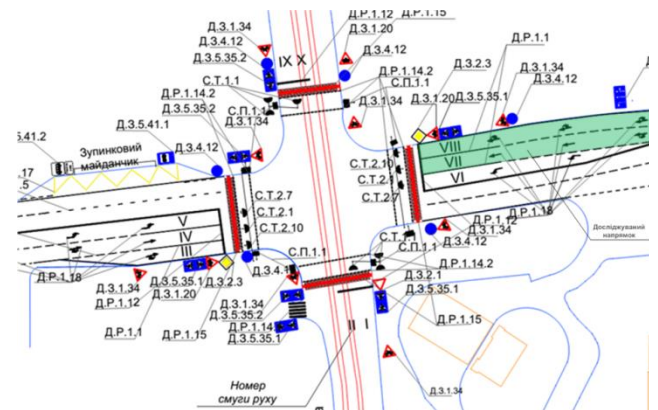


Рисунок 4. Схема організації дорожнього руху на регульованому перехресті вулиць Липинського – Промислова – Миколайчука з зображенням смуг руху

Під час досліджень на головному напрямку виміряно інтенсивність та склад ТП, режим СФР, параметри перехрестя, транспортну затримку на регульованих перехрестях за існуючої схеми розташування технічних засобів організації дорожнього руху.

Залежність тривалості циклів світлофорного регулювання від інтенсивності ТП для досліджуваних регульованих перехресть головного напрямку (рис.1 – 4) наведено в табл. 3.5. Розрахунок тривалості СФЦ регулювання побудовано за методикою Ф. Вебстера (формула (1)) та А. Міллера (формула (3)).

З метою порівняння транспортної затримки та довжини черги за різних режимів регулювання (тривалість циклу розрахована за методикою Ф. Вебстера та за методикою А. Міллера) досліджено: підхід з вулиці Городоцька; підхід з вулиці Шевченка; підхід з вулиці Стрийська; підхід з вулиці Липинського. Шляхом імітаційного моделювання інтенсивність змінювалася інтенсивність ТП: для перехрестя вулиць Городоцька – Кульпарківська від 1300 до 1900 од./год.; для перехрестя вулиць Шевченка – Левандівська від 800 до 1400 од./год.; для перехрестя вулиць Стрийська – Сахарова від 800 до 1700 од./год.; для перехрестя вулиць Липинського – Промислова – Миколайчука від 900 до 1800 од./год.

Таблиця 1

Залежність тривалості циклів СФР від інтенсивності ТП розрахованої по формулах Ф. Вебстера і А. Міллера

За методикою Ф. Вебстера								За методикою А. Міллера							
Інтенсивність руху на досліджуваному перехресті	Тривалість проміжного такту, с	Потік насичення, од./год	Фазовий коефіцієнт на досліджуваному напрямку	Сумарний фазовий коефіцієнт	Тривалість циклу регулювання, с	Тривалість основного такту, с	Частка основного такту	Інтенсивність руху на досліджуваному перехресті	Тривалість проміжного такту, с	Потік насичення, од./год	Фазовий коефіцієнт на досліджуваному напрямку	Квадратичний коефіцієнт	Тривалість основного такту, с	Тривалість циклу регулювання, с	Частка основного такту
Перехрестя вулиць Городоцька – Кульпарківська								Перехрестя вулиць Городоцька – Кульпарківська							
1300	3	3807	0,34	0,72	48	20	0,42	1300	3	3807	0,34	0,72	0,50	20	0,42
1500	3	3807	0,39	0,77	59	27	0,46	1500	3	3807	0,39	0,77	0,47	21	0,44
1700	3	3807	0,45	0,83	79	41	0,51	1700	3	3807	0,45	0,83	0,43	23	0,35
1900	3	3807	0,49	0,91	45	25	0,56	2000	3	3807	0,53	0,91	0,39	27	0,59
Перехрестя вулиць Шевченка – Левандівська								Перехрестя вулиць Шевченка – Левандівська							
800	3	2200	0,36	0,75	54	23	0,43	800	3	2200	0,36	0,75	0,59	23	0,45
1000	3	2200	0,45	0,84	84	42	0,5	1000	3	2200	0,45	0,84	0,55	27	0,37
1200	3	2200	0,55	0,94	49	28	0,57	1200	3	2200	0,55	0,94	0,52	32	0,63
1400	3	2200	0,59	0,98	55	33	0,6	1400	3	2200	0,59	0,98	0,48	35	0,62
Перехрестя вулиць Стрийська – Сахарова								Перехрестя вулиць Стрийська – Сахарова							
800	3	2000	0,4	0,65	39	11	0,28	800	3	2000	0,4	0,65	0,52	25	0,56
1100	3	2000	0,55	0,72	48	16	0,34	1100	3	2000	0,55	0,72	0,47	32	0,58
1400	3	2000	0,70	0,77	59	23	0,39	1300	3	2000	0,65	0,77	0,43	41	0,59
1700	3	2000	0,85	0,87	104	48	0,46	1700	3	2000	0,85	0,87	0,41	47	0,91
Перехрестя вулиць Липинського – Промислова – Миколайчука								Перехрестя вулиць Липинського – Промислова – Миколайчука							
900	3	3700	0,24	0,61	35	14	0,39	1000	3	3700	0,27	0,61	0,46	18	0,49
1100	3	3700	0,30	0,66	40	17	0,43	1200	3	3700	0,32	0,66	0,41	19	0,47
1500	3	3700	0,41	0,75	54	27	0,5	1500	3	3700	0,41	0,75	0,37	21	0,42
1800	3	3700	0,49	0,80	68	36	0,53	1700	3	3700	0,46	0,8	0,32	23	0,39

Примітка: виділеним позначено існуючі умови руху (інтенсивність ТП та значення потоку насичення).

З метою визначення оптимальної тривалості СФЦ за різними методиками проведено моделювання руху ТП у спеціалізованому програмному середовищі PTV VISSIM. Моделювання проводиться за таким алгоритмом: завантажуються та калібрується фрагмент супутникової карти з досліджуваними перехрестями; будуються вулиці, що підходять до перехрестя, які між собою сполучаються з'єднувальними відрізками згідно дозволених напрямів руху; за результатами натурних досліджень формуються вхідні ТП з відповідним складом, інтенсивністю та максимальною швидкістю руху, а також їх розподіл за напрямками; задаються пріоритети в місцях конфліктів ТЗ; створюються світлофорні об'єкти з відповідними тривалостями фаз та циклів; розташовуються лічильники вимірювання затримок, довжин черг і проставляються маршрути для визначення

тривалості руху.

Після впровадження усіх заходів, що зазначені у алгоритмі моделювання, побудовано графічні інтерпретації зміни максимальної довжини черги ТЗ, кількості ТЗ, які зупинилися на заборонний сигнал світлофора та тривалості транспортної затримки (рис. 5 – 7).

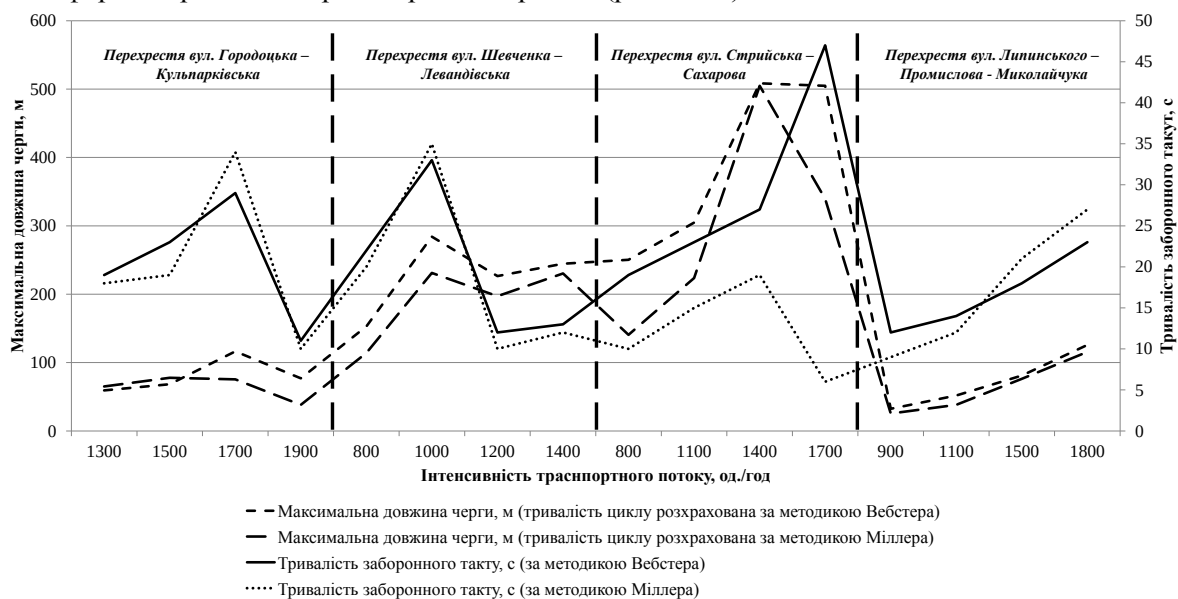


Рисунок 5. Зміна максимальної довжини черги за різних режимів регулювання при збільшенні інтенсивності ТП на досліджуваній ділянці

Проаналізувавши рис. 5, можна зробити висновок, що максимальна довжина черги зі збільшенням інтенсивності ТП зростає, проте спостерігається зниження черги ТЗ, для режиму регулювання, який розрахований за методикою А. Міллера. Найменше пониження максимальної довжини черги (за методикою А. Міллера), спостерігається на перехресті вул. Стрийська – Сахарова за інтенсивності ТП 800 од./год і становить 140,55 м.



Рисунок 6. Зміна кількості ТЗ за різних режимів регулювання при збільшенні інтенсивності ТП на досліджуваній ділянці

Згідно рис. 6 можна стверджувати, що за методикою А. Міллера, яка базується на визначенні тривалості циклу регулювання, зменшується кількість ТЗ, які зупинилися на заборонний сигнал світлофора у порівнянні із методикою Ф. Вебстера. Варто зазначити, що розбіжність у тривалості циклу регулювання проведеними за двома методиками становить до 10%, змінюється тривалість основного такту на завантажених напрямках.

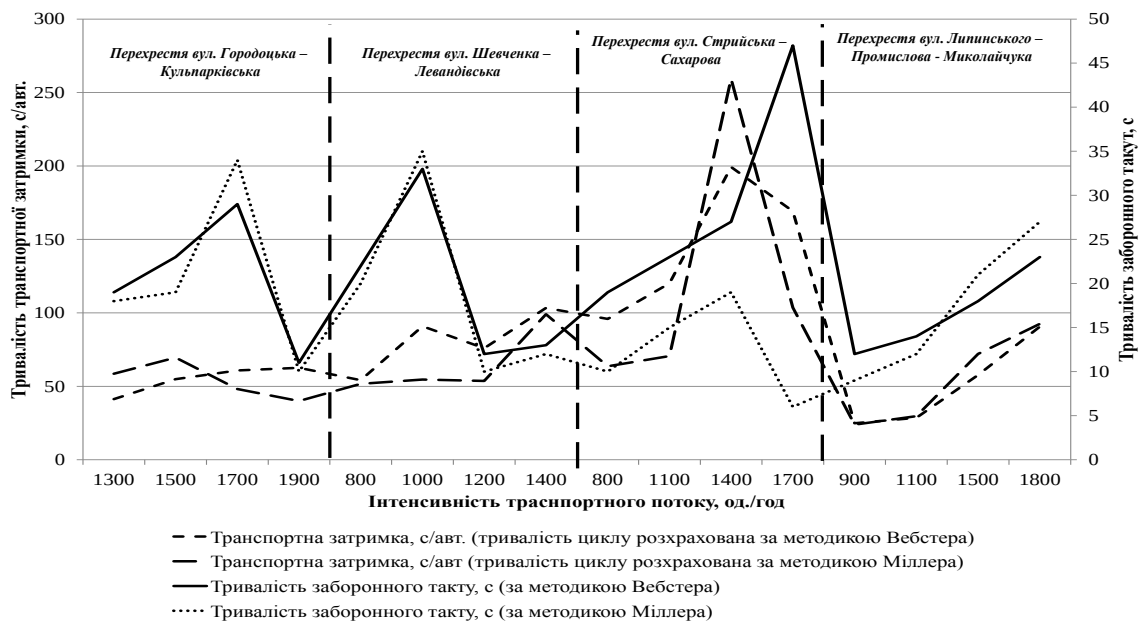


Рисунок 7. Зміна тривалості транспортної затримки за різних режимів регулювання при збільшенні інтенсивності ТП на досліджуваній ділянці

Порівнюючи зміну тривалості транспортної затримки за різних режимів регулювання при збільшенні інтенсивності ТП на досліджуваній ділянці (рис. 7) встановлено, що за методикою А. Міллера під час визначення тривалості СФЦ регулювання транспортна затримка за існуючих умов руху на перехрестях вулиць Городецька – Кульпарківська, вулиць Шевченка – Левандівська, вулиць Стрийська – Сахарова, вулиць Липинського – Промислова – Миколайчука становить відповідно 69 с/авт., 54 с/авт., 70 с/авт. та 57 с/авт. Якщо порівнювати значення транспортної затримки при даних умовах руху, за методикою Ф. Вебстера під час визначення тривалості СФЦ регулювання транспортна затримка становить відповідно 63 с/авт., 80 с/авт., 120 с/авт. та 72 с/авт. Отже, можна стверджувати, що тривалість циклу регулювання, яка розрахована за методикою А. Міллера, зменшить затримки на перехрестях в середньому на 20 – 25%.

Висновки. За результатами цих досліджень, а також досліджень, які проводились нами раніше, можна стверджувати, що найменшого значення довжина черги та тривалість затримки набувають при тривалості циклу, яка розрахована за методикою А. Міллера. Це пояснюється тим що дана методика враховує середнього квадратичне відхилення кількості автомобілів, які прибувають до перехрестя за цикл регулювання та загальну кількість автомобілів, які прибувають до перехрестя.

1. Врубель Ю. А. Определение потерь в дорожном движении: монография / Ю. А. Врубель, Д. В. Капский, Е. Н. Кот. – Минск: БНТУ, 2006. – 240 с.
2. Живоглядов В.Г. Теория движения транспортных и пешеходных потоков: монография / В. Г. Живоглядов. – Ростов н / Д.: Изд-во журн. «Изв. Вузов Сев.-Кавк. регион», 2005. – 1082 с.
3. Левашев А. Г. Проектирование регулируемых пересечений: учеб. пособие / А. Г. Левашев, А. Ю. Михайлов, И. М. Головных. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2007. – 216 с.
4. Лобанов Е.М. Пропускная способность автомобильных дорог. – М.: Транспорт, 1978. – 247 с
5. Організація та регулювання дорожнього руху: підручник / За заг. ред. В. П. Поліщука; О. О. Бакуліч, О. П. Дзюба, В. І. Сресов та ін. – К.: Знання України, 2012. – 467 с.
6. Васильєва Г. Ю. Методи мінімізації затримок транспорту на магістральній вулично-дорожній мережі міст України : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.23.20 «Містобудування та територіальне планування» / Г. Ю. Васильєва. – К., 2007. – 21 с.
7. Webster F. V. Traffic signal Settings and Expected Delay. International Study Week in Traffic Engineering, Stresa, Italy 1956. – p. 315.
8. Міллер Т.М., Смит У.С., Хард Ф.В. Организация движения (сокращенный перевод с англ.). –М.: Автотрансиздат, 1960.– 464 с.

REFERENCES

1. Vrubel', Ju (2006). Determination of losses in road traffic [Opredelenye poter v dorozhnom dvizheniy]. Minsk: BNTU, 240 p.
2. Zhyvohliadov V. (2005). Theory of traffic and pedestrian flows [Teoriya dvizheniya transportnyh i peshehodnyh potokov]. Rostov-na-Donu, Transport. 1082 p.
3. Levashev A. (2007). Design of controlled intersections [Proektirovanie reguliruemyyh peresecheniy]. Irkutsk: IrGTU, 216 p.

4. Lobanov, E. (1978). Road capacity [Propusknaya sposobnost avtomobilnyih dorog]. Moscow, Transport. 247 p.
5. Polishchuk, V. (2012). Traffic organization and management [Orhanizatsiia ta rehuliuвання dorozhnoho rukhu]. Kyiv, Znannia Ukrainy, 467 p.
6. Vasileva G. (2007). The methods of minimization of transport delays on highway cities of Ukraine [Metody minimizatsii zatrymok transportu na mahistralnii vulychno-dorozhnii merezhi mist Ukrainy]. Kyiv: KNUBIA, 21 p.
7. Webster F. V. (1956). Traffic signal Settings and Expected Delay. International Study Week in Traffic Engineering, Stresa, Italy, 315 p.
8. Miller T. (1960). Movement organization [Organizatsiya dvizheniya]. Moscow: Avtotranzisdats, 464 p.

Грицунь О.М., Рогальський Р.Б., Бура Р.Р. Определение оптимальной продолжительности светового цикла на перекрестках с жесткими типами регулирования.

В работе проведен анализ существующих методов расчета продолжительности светового цикла регулирования. Приведено сравнение максимальной длины очереди транспортных средств, количества остановленных автомобилей на запрещающий сигнал светофора и транспортной задержки при различных режимах регулирования (продолжительность цикла рассчитанная по методике Ф. Вебстера и по методике А. Миллера). Установлено, что малейшая задержка наблюдается при продолжительности цикла, которая является рассчитанной по методике А. Миллера.

Ключевые слова: транспортный поток, световый цикл, имитационное моделирование, длина очереди, транспортная задержка, интенсивность движения.

O. Hrytsun., R. Rogalskyi, R. Bura. Determination of traffic light cycle optimal duration on intersections with fixed-time control types.

Analysis of existing methods of calculation the traffic light cycle duration is carried out in the work. Comparison of maximum vehicle queue length, number of stopped vehicles on restrictive signal of traffic light and traffic delay upon different control regimes (traffic cycle duration is calculated by the method of F. Webster and the method of A. Miller) is given. It is stated that the least delay is observed upon cycle duration which is calculated by the method of A. Miller.

Keywords: traffic flow, traffic light cycle, simulation modeling, queue length, traffic delay, traffic intensity.

АВТОРИ:

ГРИЦУНЬ Олег Михайлович, асистент кафедри «Транспортні технології», Національний університет «Львівська політехніка», e-mail: oleggrutsyn1993@gmail.com

РОГАЛЬСЬКИЙ Роман Богданович, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри «Транспортні технології», Національний університет «Львівська політехніка», e-mail: robora@ukr.net

БУРА Романа Романівна, аспірант кафедри «Транспортні технології», Національний університет «Львівська політехніка», e-mail: romana_bura@ukr.net

АВТОРЫ:

ГРИЦУНЬ Олег Михайлович, асистент кафедры транспортных технологий, Национальный университет «Львовская политехника», e-mail: oleggrutsyn1993@gmail.com

РОГАЛЬСКИЙ Роман Богданович, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры транспортных технологий, Национальный университет «Львовская политехника», e-mail: robora@ukr.net

БУРА Романа Романовна, аспирант кафедры «Транспортные технологии», Национальный университет «Львовская политехника», e-mail: romana_bura@ukr.net

AUTHORS:

Oleg HRYTSUN, assistant Transport technologies Department, Lviv Polytechnic National University, e-mail: oleggrutsyn1993@gmail.com

Roman ROGALSKYI, PhD in Engineering, Senior Lecturer of Transport Technologies Department, Lviv Polytechnic National University, e-mail: robora@ukr.net

Romana BURA, Postgraduate Student of Transport Technologies Department, Lviv Polytechnic National University, e-mail: romana_bura@ukr.net

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.23>

Стаття надійшла в редакцію 02.05.2019р.

¹Гудз Г. С., ¹Глобчак М. В, ¹Коцюмбас О. Й., ²Захара І. Я.
¹Національний університет «Львівська політехніка» м. Львів
²Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА АЛГОРИТМІВ ДЕМОНТАЖУ ПНЕВМОПІДВІСКИ АВТОБУСА БАЗ А 11110 НА ЗАСАДАХ СТРУКТУРНОГО АНАЛІЗУ

У статті описані конструктивні особливості пневмопідвісок керованих та ведучих коліс автобуса А 11110 з метою їхнього структурного аналізу при проведенні розбиральних робіт. Для цього залучений метод теорії графів, який виявляє орієнтовані зв'язки між елементами підвіски.

Побудовані для них графи доступу для трьох варіантів розбиральних робіт. Кількісний аналіз функцій доступу виявив найбільш раціональний варіант. Такий метод можна застосувати для оптимізації розбиральних робіт інших агрегатів (вузлів) автотранспортних засобів.

Ключові слова: пневмопідвіска, автобус, ремонтоздатність, графи та функції доступу.

Постановка проблеми. Розбиральні роботи є найбільш трудомісткими й складають 10,8% від загальної трудомісткості ремонту автобуса [1] й повинні проводитись у певній послідовності із застосуванням необхідного обладнання, пристроїв та інструменту. Раціональну послідовність технологічного процесу можна скласти за допомогою структурної оцінки ремонтоздатності складаних одиниць автомобіля з позицій пошуку полегшеного доступу до невідновлюваних деталей за відмов агрегатів або вузлів [2]. Тому доступ стає важливим чинником, що визначає ремонтоздатність пневматичних підвісок автобусів під час розбиральних операцій.

Аналіз останніх досліджень. Останні дослідження підвісок автобусів з позицій ремонтоздатності проведені досить давно через реструктуризацію автомобільної галузі й стосувались ресорно-пневматичних підвісок автобусів [3,4]. Тому **актуальним** постало питання оцінки ремонтоздатності пневматичних підвісок сучасних вітчизняних автобусів.

Постановка завдання. Метою роботи є порівняльна оцінка алгоритмів демонтажу пневматичної підвіски автобуса А 11110 з позицій доступу під час розбиральних операцій.

Результати дослідження. Досягнення вище означеної мети здійснювалось залученням методу дискретної математики, в якому найбільш повно задачам структурного аналізу складаних одиниць автомобіля відповідає теорія графів [6].

Комплекс розбиральних робіт можна представити графами доступу, у яких вершини означають закінчення робіт, а орієнтовані ребра, зображені відрізками прямих зі стрілками, — послідовність розбиральних робіт. У залежності від конструктивних особливостей складаних одиниць і складових елементів, графи наводять великою гамою усіляких варіантів, що характеризують різні можливості доступу [7].

З властивостей графа, для зазначених цілей, використовують віддаленість від кореневої вершини графа $d(x_0, x_i)$, що визначається як найкоротша відстань і виражається цілими позитивними числами. Чим більша відстань від кореневої вершини графа, тим гірший доступ.

Друга важлива властивість графа — його вага $\mu(x_i)$, яка характеризує кількості складаних одиниць і деталей, зв'язаних з кореневою вершиною, що одночасно знімаються. Чим більша вага вершини графа, тим досконаліша конструкція складаної одиниці (складової частини) з позиції ремонтоздатності, тому що при одному роз'єднанні знімається кілька деталей (складаних одиниць), що скорочує витрати праці.

Оцінку досконалості складаної одиниці чи складової частини автотранспортного засобу з умов забезпечення найкращого доступу до деталі, що відмовила, зручніше робити за допомогою функції доступу, що є основним критерієм структурної оцінки ремонтоздатності машин [2]. Функція доступу характеризує пристосованість конструкції до швидкого відновлення втраченої працездатності через заміну невідновлюваного елемента, що вийшов з ладу.

Підвіска керованих коліс (рис. 1а) залежна, пневматична з пневматичними пружними елементами рукавного типу, телескопічними гідравлічними амортизаторами. Вона складається з передньої осі, двох колісних механізмів-лівого та правого, двох пневматичних рукавних пружних елементів з вмонтованими гумовими обмежувачами ходу стиску, які фіксуються верхньою частиною до кузова.

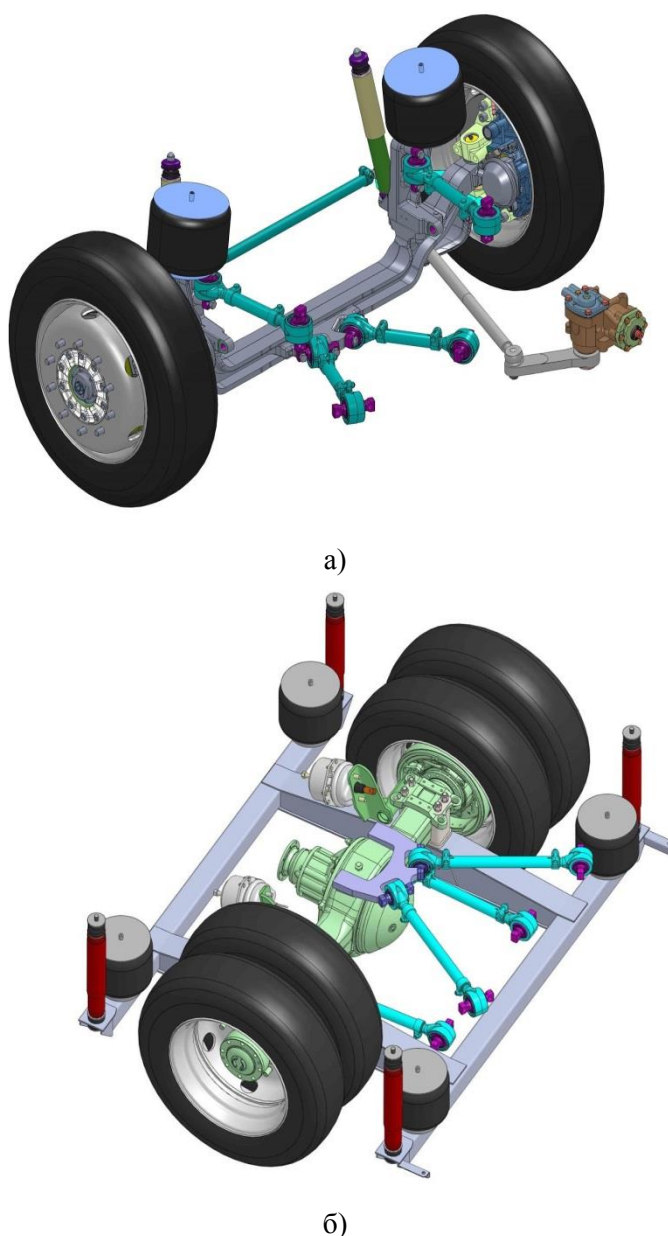


Рис. 1 Загальний вигляд підвісок керованих (а) та ведучих (б) коліс автобуса БАЗ А11110

Підвіска містить два гідравлічні амортизатори двосторонньої дії з вмонтованими обмежувачами ходу відбою. Фіксація коліс відносно кузова від повздовжніх та поперечних переміщень здійснюється напрямним пристроєм, що складається з двох нижніх важелів: лівого і правого та двох верхніх – лівого та правого. Важелі з'єднуються з кузовом автобуса через гумово-металеві шарніри болтами та гайками. В конструкцію підвіски входить кермова трапеція, яка складається з двох важелів, кермових тяг. Вільний доступ є до наступних деталей і складаних одиниць підвіски: до шарнірів верхніх та нижніх важелів підвіски, амортизаторів, пружних рукавних елементів, шарнірів кермових тяг, кронштейнів важелів кермової трапеції, штуцерів приводу гальм. У табл. 1 представлені зведені графи доступу до підвіски керованих коліс автобуса А 11110 за трьох варіантів розбирання.

Таблиця 1 Графи доступу до пневматичної підвіски керованих коліс автобуса БАЗ А11110 при трьох варіантах розбирання

ВУЗЛИ І ДЕТАЛІ ПІДВІСКИ, ЩО ДЕМОНТУЮТЬСЯ	
	Варіант 1 1,2 — болти кріплення шарніра нижніх реактивних тяг; 3 — гайка шарніра; 4, 4', 5, 5' — амортизатори; 6, 6', 9, 9' — рукавні пружні елементи; 10, 10', 11, 11' — верхні реактивні тяги; 7,8 — болти кріплення шарнірів верхніх реактивних тяг; 12 — регулятор положення кузова; 13, 13' — поперечна тяга; 14 — шарнір з нижніми тягами; 16, 19 — гумові втулки; 15 — регулятор положення кузова в зборі; 17 — передня вісь; 18 — палець поперечної тяги
	Варіант 2 1,2 — болти кріплення шарніра нижніх реактивних тяг; 3, 4 — рукавні пружні елементи; 5, 6 — амортизатори; 7 — штуцер гальмової системи; 8 — шарнір кермової тяги; 9, 10 — болти кріплення шарнірів верхніх реактивних тяг; 11 — поперечна тяга; 12 — регулятор положення кузова; 13 — передня вісь в зборі з амортизаторами, рукавними пружними елементами, 14 — поперечна тяга; 15 — регулятор положення кузова у зборі
	Варіант 3 1,2 — болти кріплення шарніра нижніх реактивних тяг; 3, 4 — амортизатори; 5, 6 — рукавні пружні елементи; 7, 8 — болти кріплення шарнірів верхніх реактивних тяг; 9 — поперечна тяга; 10 — штуцер гальмової системи; 11 — регулятор положення кузова; 12 — передня вісь у зборі з амортизаторами, рукавними пружними елементами, тягами, регулятором положення кузова

Таблиця 2 Графи доступу до пневматичної підвіски ведучих коліс автобуса БАЗ А11110 при трьох варіантах розбирання

ВУЗЛИ І ДЕТАЛІ ПІДВІСКИ, ЩО ДЕМОНТУЮТЬСЯ	
	Варіант 1 1, 1', 22, 22' — верхні тяги; 2, 2' — нижні тяги; 3, 3', 4, 4', 19, 19', 20, 20' — рукавні пружні елементи; 7, 7', 8, 8', 17, 17', 18, 18' — амортизатори; 5, 5', 6, 6', 15, 15', 16, 16' — обмежувачі ходу відбою; 9, 10, 13, 14 — болти кріплення рами пружних елементів; 11, 12 — регулятори положення кузова; 23, 28, 29, 32 — гумові втулки; 24, 27 — нижні тяги в зборі з втулками; 25, 26 — регулятори положення кузова з тягами; 30, 33 — пальці верхніх тяг; 31 — рама пружних елементів
	Варіант 2 1, 22 — верхні тяги; 2, 3, 20, 21 — рукавні пружні елементи; 6, 7, 16, 17 — обмежувачі ходу відбою; 4, 5, 18, 19 — амортизатори; 8, 15 — нижні тяги; 9, 10, 13, 14 — болтові кріплення рами; 11, 12 — регулятори положення кузова; 23, 25 — верхні тяги в зборі з пальцями і гумовими втулками; 24 — рама пружних елементів у зборі з амортизаторами, пружними елементами, обмежувачами відбою, регуляторами положення кузова з тягами, болтами кріплення рами пружних елементів
	Варіант 3 1, 2, 17, 18 — амортизатори; 3, 4, 15, 16 — рукавні пружні елементи; 5, 6, 13, 14 — обмежувачі ходу відбою; 7, 8 — верхні тяги; 11, 12 — нижні тяги; 9 — фланець ведучого вала; 10 — штуцер гальмової системи; 19, 20 — регулятор положення кузова; 21 — ведучий міст у зборі з рамою, рукавними пружними елементами, амортизаторами, обмежувачами ходу відбою, тягами, пальцями шарнірів, втулками, регуляторами положення кузова з тягами, болтами кріплення моста

Таблиця 3 Результати дослідження ваги і відстані вершин графів доступу до підвіски керованих коліс автобуса БАЗ А11110

Графи доступу до деталей, що відмовили	Характеристика ваги			
	Вершини	$\mu(x_i)$	$F_\mu(x_i)$	$\frac{\mu(x_i)F_\mu(x_i)}{\mu^2(x_i)F_\mu(x_i)}$
Варіант 1	3,4,5,6,9,10,11,12,13 14,4 ¹ ,5 ¹ ,6 ¹ ,9 ¹ , 11 ¹ , 13, 16, 17, 18,19	1	21	1x21 1 ² x21
	1, 2, 7, 8,	2	4	2x4 2 ² x4
	15	3	1	3x1 3 ² x1
Варіант 2	3, 4, 5, 6, 7, 8, 11,12	1	8	1x8 1 ² x8
	9, 10	2	4	2x4 2 ² x4
	14,15	4	2	4x2 4 ² x2
	13	9	1	9x1 9 ² x1
Варіант 3	3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11	1	9	1x9 1 ² x9
	1, 2	2	2	2x1 2 ² x1
	12	21	1	21x1 21 ² x1
Графи доступу до деталей, що відмовили	Характеристика відстаней			
	Вершини	$d(x_0x_1)$	$F_d(x_0x_1)$	$\frac{d(x_0 \cdot x_1)F_d(x_0 \cdot x_1)}{d^2(x_0 \cdot x_1)F_d(x_0 \cdot x_1)}$
Варіант 1	1, 2, 3,4; 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11,12, 13	1	13	1x13 1 ² x13
	14, 4 ¹ , 5 ¹ , 6 ¹ , 9 ¹ , 10 ¹ , 11, 15, 13 ¹ , 16	2	10	2x10 2 ² x10
	17, 18, 19	3	3	3x3 3 ² x3
Варіант 2	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 7, 8, 9, 10, 11	1	11	1x11 1 ² x11
	12	2	1	2x1 2 ² x1
Варіант 3	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 7, 8, 9, 10, 11	1	11	1x11 1 ² x11
	12	2	1	2x1 2 ² x1

Таблиця 4 Результати дослідження ваги і відстані вершин графів доступу до підвіски ведучих коліс автобуса БАЗ А11110

Графи доступу до деталей, що відмовили	Характеристика ваги			
	Вершини	$\mu(x_i)$	$F_\mu(x_i)$	$\frac{\mu(x_i)F_\mu(x_i)}{\mu^2(x_i)F_\mu(x_i)}$
Варіант 1	1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,15,16,17,18,19,20,21,22,23,1 ¹ ,3 ¹ ,4 ¹ ,5 ¹ ,6 ¹ ,7 ¹ ,8 ¹ ,15,16 ¹ ,17 ¹ ,18 ¹ ,19 ¹ ,20 ¹ ,22,28,29,30,31,32,33	1	39	1x39 1 ² x39
	9, 10, 13, 14	2	4	2x4 2 ² x4
	24, 25, 26, 27	3	4	3x4 3 ² x4
Варіант 2	1,2,3,4,5,6,7,8,11,12,15,16,17,18,19,20,21,22	1	18	1x18 1 ² x18
	9,10,13,14	2	4	2x4 2 ⁴ x4
	23,25	4	2	4x2 4 ² x2
	24	34	1	34x1 34 ² x1
Варіант 3	1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14,15,16,17,18,19,20	1	20	1x20 1 ² x20
	21	42	1	42x1 42 ² x1
Графи доступу до деталей, що відмовили	Характеристика відстаней			
	Вершини	$d(x_0x_1)$	$F_d(x_0x_1)$	$\frac{d(x_0 \cdot x_1)F_d(x_0 \cdot x_1)}{d^2(x_0 \cdot x_1)F_d(x_0 \cdot x_1)}$
Варіант 1	1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14,15,16,17,18,19,20,21,22	1	22	1x22 1 ² x22
	23,1 ¹ ,24,3 ¹ ,4 ¹ ,5 ¹ ,6 ¹ ,7 ¹ ,8 ¹ ,25,26,15 ¹ ,16 ¹ ,17 ¹ ,18 ¹ ,19 ¹ ,20 ¹ ,27,22 ¹ ,28,	2	20	2x20 2 ² x20
	29, 30, 31, 32,33	3	5	3x5 3 ² x5
Варіант 2	1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14,15,16,17,18,19,20,21,22	1	22	1x22 1 ² x22
	23,24,25	2	3	2x3 2 ³ x3
Варіант 3	1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14,15,16,17,18,19,20	1	20	1x20 1 ² x20
	21	2	1	2x1 2 ² x1

Визначимо якісну оцінку досконалості конструкції з точки зору пристосованості до швидкого відновлення – функції доступу. Для цього визначимо кількість вершин з різною вагою і віддаллю, рівним 1, 2, 3. Дані про вагу і віддалі підвіски керованих коліс автобуса БАЗ А11110 наведені у табл. 3, а для підвіски ведучих коліс - у табл. 4.

Згідно [3] функція доступу визначається за формулою:

$$\Delta\varphi = \varphi \cdot d(x_0 \cdot x_1) - \varphi_\mu(x_1), \quad (1)$$

де $\varphi \cdot d(x_0 \cdot x_1) = d^2(x_0 \cdot x_1) \cdot Fd(x_0 \cdot x_1) - [d(x_0 \cdot x_1) \cdot Fd(x_0 \cdot x_1)]^2$;

$$\varphi_\mu(x_1) = \mu^2(x_1)F_\mu(x_1) - [\mu(x_1)F_\mu(x_1)]^2.$$

Для прикладу здійснимо визначення функції доступу для першого варіанту розбирання передньої підвіски автобуса БАЗ А11110 за даними табл. 3.

$$\begin{aligned} \varphi \cdot d(x_0 \cdot x_1) &= d^2(x_0 \cdot x_1) \cdot Fd(x_0 \cdot x_1) - [d(x_0 \cdot x_1) \cdot Fd(x_0 \cdot x_1)]^2 = \\ &= (1^2 \cdot 13 + 2^2 \cdot 10 + 3^2 \cdot 3) - (1 \cdot 13 + 2 \cdot 10 + 3 \cdot 3)^2 = -1684 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \varphi_\mu(x_1) &= \mu^2(x_1)F_\mu(x_1) - [\mu(x_1)F_\mu(x_1)]^2 = (1^2 \cdot 21 + 2^2 \cdot 4 + 3^2 \cdot 1) - \\ &- (1 \cdot 21 + 2 \cdot 4 + 3 \cdot 1)^2 = -978 \end{aligned}$$

$$\Delta\varphi = \varphi \cdot d(x_0 \cdot x_1) - \varphi_\mu(x_1) = -1684 - (-978) = -706.$$

Аналогічно визначимо функції доступу для всіх трьох варіантів розбирання підвісок керованих і ведучих коліс автобуса БАЗ А11110, зведемо їх у табл. 5 і проведемо аналіз з метою отримання практичних рекомендацій.

Таблиця 5 Результати визначення функцій доступу

Об'єкт	Варіант	$\varphi \cdot d(x_0 \cdot x_1)$	$\varphi_\mu(x_1)$	$\Delta\varphi$
Підвіска керованих коліс автобуса БАЗ А11110	I	-1684	-978	-706
	II	-300	-1232	+932
	III	-154	-698	+544
Підвіска ведучих коліс автобуса БАЗ А11110	I	-5782	-3390	-2392
	II	-750	-4524	+3874
	III	-460	-2060	+1600

За результатами розрахунків значень функцій доступу (див. табл. 5) найбільш раціональним для розбирання пневматичної підвіски як керованих, так й ведучих коліс автобуса є другий варіант.

Висновок. За допомогою структурного аналізу можна провести порівняльну оцінку раціональної технології розбирання не лише підвісок, а й різних вузлів, агрегатів та систем автотранспортних засобів з позицій доступу.

1. Полянський О. С. Технологія відновлення деталей та ремонту автомобілів / О. С. Полянський, Б. В. Савченков, Є. О. Дубінін.-Харків: Вид-во ХНАДУ, 2012.-312 с.
2. Ремонтпригодность машин/под. ред. П. Н. Волкова.-М.: Машиностроение, 1975.-368 с.
3. Гудз Г. С. Структурная оценка ремонтпригодности подвески автобуса ЛАЗ-4202/Г. С. Гудз, Ю. И. Дробот, П. И. Еременко.-Львов: Труды ВКЭИАВТОБУСПРОМ, 1981.-С. 187-195.
4. Кельман І. І. Підвищення експлуатаційних властивостей автобуса в сучасних умовах /І. І. Кельман, К. Лейда, Р. А. Акоп'ян.-Львів: НВП «Мета», 1997.-253 с.
5. Гудз Г. С. Визначення ремонтоздатності пневматичних підвісок автобуса з позицій доступу/ Г. С. Гудз, М. В. Глобчак, О. Й. Коцюмбас, М. М. Осташук. – Харьков, Сб. н. тр. «Автомобильный транспорт». ХНАДУ, вып. 43.-С. 47-53.
6. Зиков О. О. Основы теории графов/О. О. Зиков.-М.: Вузовская книга, 2004.-664 с.
7. Иващенко Н. И. Технология ремонта автомобилей/Н. И. Иващенко.- К.: Вища школа, 1977.-360 с.

REFERENCES

1. Polanskyi O. S. Technologia widnowlennai detalei ta remontu avtomobiliv/O.S. Polanskyi, B.V. Savchenkov, E. O. Dubinin.- Xarkiv^ Vyd-vo XNDTU, 2012.-312 s. p.
2. Remontprihodnost mashyn/ pod. red. P. N. Volkova –M.: Mashynstrojenie, 1975.- 368 s/
3. Strukturalnaja ozenka remontprihodnosti podveski avtobusa LAS-4202/G. S. Hudz, Yu. I. Drobot, P. I. Eremenko-Lviv:Trudy VKEIAVTOBUSPROM, 1981.- S. 187-195.
4. Kelman I. I. Pidvyshennja ekspluataynykh vlastyvostej avtobusa v suchasnyx umovax/Improvement of the operational properties of the bus in modern conditions / I. I. Kellman, K. Leida, R. A. Akopaj, Lviv: NVP "Meta", 1997.-253 s.
5. Hudz G.S. Vysnachennja remontprihodnosti pnevmatychnyx pidvisok avtobusa s posyziu dostupu/ G.S. Hudz, M.V. Hlobchak, O.Y Kotsjumbas, M. M. Ostashuk. - Kharkiv, Sb. n. pr "Avtomodilnyi transport". HNADU, vyp. 43.- S. 47-53.
6. Zykov O. O.Osnovy teoriiy hrafov / O. O. Zykov-M. : Vuzovsraj knyha, 2004.-664 s.

G. Hudz, M. Hlobchak, O. Kotsjumbas, I. Zachara. Comparative evaluation of bus A11110 pneumatic suspension dismantling algorithms on the basis of structural analysis/

Air suspensions of buses' steered and driving wheels consist of a big amount of parts and elements with directed connections between them. The evaluation of perfection of these connections can be performed with the help of graph theory, which take into considerations different methods for realization of ordered interrelations in the access graph. In the former the vertices denote the ends of the jobs, its edges, depicted as intercepts with arrows, describe the sequence of the disassembling jobs.

Depending of the suspension's construction, those graphs illustrate different variants, which characterize different possibilities of access.

For mentioned purposes, among the graph's properties the distance from the root vertice is used, which is defined as the shortest path and denoted as a whole positive number.

The greater the distance, the worse the access is. The another important property of graph is its weight, which characterize amount of assembled units and parts, connected with the root vertice, which can be detached simultaneously. The bigger the weight of root vertice is, the more perfect design of composed unit (composing part) is from the maintainability point of view, - using one disconnection several parts (composed units) can be detached, which economize on labor costs.

Evaluation of composed units or composing parts' perfectness of automotive vehicle from point of view of the best access to the faulted part is the best performed with the help of access function, which is the main criteria of structural analysis of machine's maintainability. Access function characterizes suitability of given machine's design for rapid recovery from lost functionality through the change of the non-renewable fault element.

That is why in this article the design features of air suspensions of ruled and driving wheels of A11110 bus are described, their three-level access graphs are mapped and access functions for three options of disassembling works are calculated. Quantative analysis of access functions has shown that the most rational option for disassembling of bus' suspensions is the second one. Proposed method of structural analysis of bus's suspension maintainability can be applied for other parts of automotive vehicles.

Key words: pneumatic suspension, bus, maintainability, access, graphs and functions.

АВТОРИ:

ГУДЗ Густав Степанович, доктор технічних наук, професор кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки, Національний університет «Львівська політехніка».

ГЛОБЧАК Михайло Васильович, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки, Національний університет «Львівська політехніка» e-mail: mykhailo.v.hlobchak@lpnu.ua.

КОЦЮМБАС Олег Йосифович, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри експлуатації та ремонту автомобільної техніки, Національний університет «Львівська політехніка».

ЗАХАРА Ігор Ярославович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобільного транспорту, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу.

АВТОРЫ:

ГУДЗ Густав Степанович, доктор технических наук, профессор кафедры эксплуатации и ремонта автомобильной техники, Национальный университет «Львовская политехника».

ГЛОБЧАК Михаил Васильевич, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры эксплуатации и ремонта автомобильной техники, Национальный университет «Львовская политехника». e-mail: mykhailo.v.hlobchak@lpnu.ua.

КОЦЮМБАС Олег Йосифович, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры эксплуатации и ремонта автомобильной техники, Национальный университет «Львовская политехника».

ЗАХАРА Ігор Ярославович, кандидат технических наук, доцент, кафедры автомобильного транспорта, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа.

AUTHORS:

Gustav Hudz, Doctor of Technical Sciences, Professor of Department of Operation and Repair of Motor Vehicles, National Technical University «Lviv Polytechnic».

Mykhailo Hlobchak, PhD in Engineering, Professor of Department of Operation and Repair of Motor Vehicles, National Technical University «Lviv Polytechnic». E-mail: mykhailo.v.hlobchak@lpnu.ua

Oleh Kotsjumbas, PhD in Engineering, Senior Lecturer of Professor of Department of Operation and Repair of Motor Vehicles, National Technical University «Lviv Polytechnic».

Ihor Zachara, PhD in Engineering, Associate Professor of Department of Automobile Transport, Ivano-Frankivsk National Technical University.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.29>

Стаття надійшла в редакцію 02.05.2019р.

Дембіцький В.М. Павлюк В.І. Міщук А.М. Тудрій В.Л.
Луцький національний технічний університет

ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ ТЕХНОЛОГІЧНОГО РОЗРАХУНКУ ПІДПРИЄМСТВ АВТОСЕРВІСУ

За результатами проведених досліджень методів розрахунку підприємств автомобільного сервісу вдосконалено методику розрахунку підприємств, які здійснюють роботи щодо обов'язкового контролю технічного стану транспортних засобів. Проведено аналіз технологічного процесу перевірки технічного стану транспортних засобів та, за допомогою методів мережевого планування, здійснено його оптимізацію. За результатами теоретичних розрахунків встановлено скорочення часу виконання перевірки технічного стану автомобілів до 20 %, за результатами практичного впровадження на підприємствах Волинської області час проведення перевірки скоротився на 12...15%.

Ключові слова: технічний стан, перевірка, технологічний розрахунок, трудомісткість, підприємство.

Вступ. Розвиток спектру послуг, які надаються підприємствами автосервісу призвів до появи окремих самостійних підприємств – ліній інструментального контролю або випробувальних лабораторій. Основною сферою діяльності таких суб'єктів господарювання є надання послуг з перевірки технічного стану транспортних засобів, проведення випробувань автомобілів. Основна проблема, яка виникає під час функціонування таких підприємств полягає у низьких обсягах робіт, неможливості підвищення їх ефективності, що зумовлена відсутністю загальноприйнятої методики технологічного розрахунку та досконалого технологічного процесу.

Аналіз існуючих методик розрахунку автотранспортних підприємств (АТП) та станцій технічного обслуговування (СТО) свідчить про можливість їх адаптації та коригування для розрахунку ліній інструментального контролю.

Актуальність досліджень. Останнім часом в Україні з'являється відносно новий вид обслуговуючих підприємств автомобільного транспорту – лінії інструментального контролю (діагностична лабораторія, пункт технічного контролю). Поява таких підприємств пов'язана із реорганізацією системи державного технічного огляду та системи сертифікації автомобілів. Місце цих підприємств у структурі підприємств автомобільного транспорту наведено на рисунку 1. Основним завданням ліній інструментального контролю є надання послуг по перевірці технічного стану транспортних засобів для різноманітних цілей (рис.2).

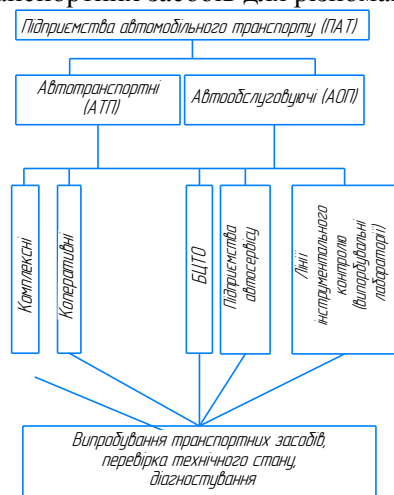


Рисунок 1 – Підприємства, які надають послуги з перевірки технічного стану транспортних засобів

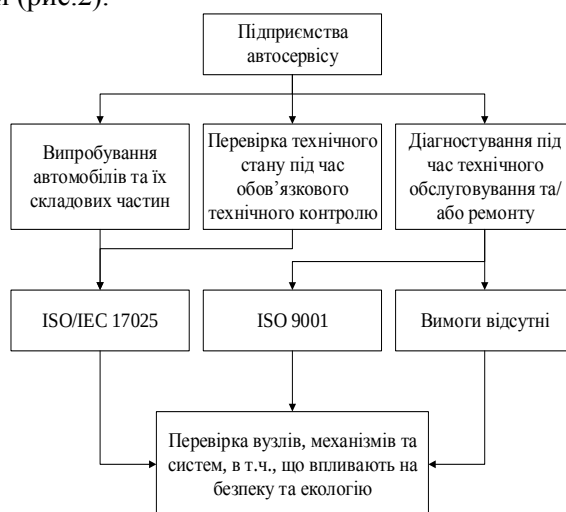


Рисунок 2 – Послуги, які надають підприємства автосервісу

Як зазначалося вище, на різних етапах функціонування підприємства є потреба оцінювати показники його діяльності, такі як: пропускна спроможність, ефективність роботи персоналу, ефективність використання ресурсів, і т.п.

Оцінити діяльність підприємства, з технічної точки зору, можливо здійснивши його технологічний розрахунок.

На пострадянському просторі під час технологічного розрахунку підприємств автомобільного транспорту застосовуються методики описані у [2 – 10]. У наведених літературних джерелах наводяться методики розрахунку автотранспортних підприємств, станцій технічного обслуговування, автозаправних станцій, стоянок, гаражів, мотелів.

Професор Національного транспортного університету Марков О.Д. у [9] наводить класифікацію підприємств автосервісу. Відповідно до цієї класифікації лінії інструментального контролю розглядаються як окремі суб'єкти господарювання. Разом з тим у літературі практично відсутні дослідження пов'язані з технологічним розрахунком подібних підприємств. Останні дослідження щодо технологічного розрахунку підприємств автомобільного сервісу спрямовані на оптимізацію роботи робочих постів автосервісних підприємств [11], вдосконалення розрахунку трудомісткості робіт по технічному обслуговуванню та ремонту автомобілів [12], аналіз можливостей зниження трудомісткості робіт по технічному обслуговуванню та ремонту [13], виявлення факторів, які впливають та точність технологічного розрахунку та можливість її підвищення [14], аналіз досвіду інших країн щодо організації автомобільного сервісу [15].

Щодо організації ліній діагностичного контролю то варто відмітити роботи [16 – 18], спрямовані на розрахунок потреби у кількості таких підприємств, а також роботу [19], де наводиться методика розрахунку пропускної можливості оператора технічного контролю.

Таким чином встановлено відсутність методики розрахунку таких підприємств автосервісу, як лінії діагностичного контролю, тому для технологічного розрахунку доцільно використати класичні методики, наведені у [2 – 10].

Метою роботи є вдосконалення методики технологічного розрахунку ліній діагностичного контролю обґрунтуванням величини трудомісткостей перевірки технічного стану автомобілів шляхом оптимізації технологічного процесу.

Результати досліджень. З метою вдосконалення методики технологічного розрахунку за основу прийняті методики наведені у [2 – 10].

Імовірну кількість автомобілів A_{Σ} , які надійдуть на перевірку технічного стану за рік, можна визначити за залежністю:

$$A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^k A_{Di} \quad (1)$$

$$A_{Di} = \frac{p_1 \cdot p_2 \cdot n_i \cdot A_i}{p_3}, \quad (2)$$

де A_{Di} – кількість автомобілів відповідної групи (категорії), які перевірятимуться підприємством в рік;

p_1 – коефіцієнт врахування автомобілів, що поступають з інших міст або проходять позапланову перевірку, який враховує прийняте збільшення кількості транспортних засобів до 20% [9, 10];

p_2 – коефіцієнт врахування перспектив розвитку підприємства, який визначається аналогічно до [9, 10].

p_3 – коефіцієнт, що враховує кількість суб'єктів господарювання, які надають аналогічні послуги в розрізі груп (категорій) транспортних засобів [9, 10];

n_i – періодичність проведення обов'язкового контролю технічного стану транспортних засобів відповідної групи (категорії) в рік, яка наведена у [20];

A_i – кількість автомобілів відповідної групи (категорії) у регіоні;

Для діючих підприємств кількість автомобілів можна підрахувати на основі даних за попередні періоди.

Враховуючи, що перевірка технічного стану автомобіля здійснюється щонайменше двома працівниками, річну трудомісткість робіт пропонується визначати за залежністю:

$$T_{Д} = \sum_{i=1}^k (A_{Дi} \cdot 2t_{Дi}^H \cdot K), \quad (3)$$

де $t_{Дi}^H$ – норма часу для визначення трудомісткості обслуговування автомобіля відповідної групи (категорії).

K – коефіцієнт коректування величини трудомісткості.

У [21] встановлено оперативний час виконання робіт з перевірки технічного стану автомобіля t_{oi}^H , однак до цього часу необхідно додати підготовчо-заклучний час $t_{нз}$, який необхідний для оформлення заявки, додаткової підготовки транспортного засобу, оформлення та видачі протоколу випробувань. За результатами хронометражу, проведеного у пунктах технічної діагностики м. Луцька, даний час $t_{нз}$ становить близько 20 хв. Встановлення рекомендованого інтервалу вибору остаточного значення $t_{нзi}$ для технологічного розрахунку потребує проведення додаткових досліджень. Таким чином вираз для отримання часу, що визначатиме трудомісткість обслуговування одного автомобіля, матиме вигляд:

$$t_{Дi}^H = (t_{oi}^H + t_{нзi}) / 60, \quad (4)$$

Визначивши річну трудомісткість робіт, з врахуванням частки постових робіт на лінії $T_{ДП}$, необхідно розрахувати кількість постів $X_{П}$ лінії діагностичного контролю [9, 10]:

$$X_{П} = T_{ДП} \cdot \varphi / (D_P \cdot T_{ЗМ} \cdot C \cdot P_{П} \cdot \eta_{ро} \cdot \eta_o) \quad (5)$$

де $T_{ДП}$ – річний обсяг постових робіт з перевірки технічного стану транспортних засобів, люд. год.;

φ – коефіцієнт нерівномірності завантаження постів ($\varphi = 1,1 \dots 1,3$);

D_P – річний фонд роботи підприємства, дні;

$T_{ЗМ}$ – тривалість зміни, год;

C – кількість змін, залежно від режиму роботи підприємства;

$P_{П}$ – чисельність одночасно працюючих на посту (приймається $P_{П} = 2 \dots 3$ особи);

$\eta_{ро}$ – коефіцієнт використання робочого часу обладнання постів ($\eta_{ро} = 0,80 \dots 0,90$);

η_o – коефіцієнт технічної готовності обладнання ($\eta_o = 0,95$);

Частка постових робіт на лінії визначиться зі співвідношення оперативного часу з перевірки технічного стану автомобіля та підготовчо-заклучного. Загальна прийнята кількість постів, як правило, кратна трьом-чотирьом, що у свою чергу визначатиме кількість ліній.

Виробничий персонал лінії діагностичного контролю поділяється за наступними категоріями: керівник; керівник з якості; виконавчий персонал – інженери з діагностики (інженери-випробувачі). Кількість виконавчого персоналу визначиться з загальної річної трудомісткості з врахуванням річного фонду робочого часу працівників [9, 10].

Наведену вище методику доцільно застосовувати як для проєктованих так і для діючих підприємств, що здійснюють перевірку технічного стану транспортних засобів. Однак, в даній методиці прийнято нормативні значення трудомісткості виконання робіт, а, за результатами експериментальних досліджень, реальні трудовитрати на виконання перевірки технічного стану автомобілів дещо відрізняються від нормативних, що пов'язано із рядом факторів: особливостями технологічного процесу здійснення перевірки, кваліфікації персоналу, застосовуваного устаткування; організації процесу, планування лінії діагностичного контролю. Тому постає питання організації та оптимізації технологічного процесу перевірки технічного стану транспортних засобів.

Перевірка технічного стану транспортних засобів здійснюється відповідно до вимог ДСТУ 3619:2010 [22]. Рекомендований порядок (типову послідовність) операцій технічного контролю наведено у додатку 4 [23].

Відповідно до «Вимог до перевірки конструкції та технічного стану колісного транспортного засобу, методів такої перевірки» типова послідовність основних операцій технічного контролю виглядає наступним чином:

- попередження власника про необхідність заправлення ТЗ паливом згідно з вимогами виробника;
- контроль за можливим витоком газів у ТЗ, що має газобалонне обладнання, поза виробничим приміщенням;
- попередній контроль витоків експлуатаційних рідин – під нерухомим ТЗ до початку його першого переміщення установлюють спеціальний екран;
- зовнішній огляд нерухомого ТЗ з прогрітим двигуном, а також нейтралізаторами газових викидів, якщо такі є в конструкції;
- ідентифікація ТЗ;
- перевірка і доведення до норми, у разі потреби, рівня тиску в пневматичних шинах;
- перевірка зовнішніх світлових приладів;
- стендова перевірка гальмових систем;
- огляд складників ТЗ на оглядовій канаві, естакаді або підйомачі;
- контроль за рівнем забруднювальних речовин і димністю спалин або діагностування за допомогою OBD;
- практичне опробування систем і складників ТЗ у русі.

Наведена послідовність є далекою від оптимальної, оскільки не враховує місця виконання робіт, усіх можливих перевірок, а також послідовності або обсягу перевірок систем, вузлів, агрегатів.

ДСТУ 3649:2010 передбачає проведення ідентифікації транспортного засобу, а також перевірку: зовнішніх світлових приладів; рульового керування; шин та коліс; гальмівних систем; склоочисників та склоомивачів вітрового скла; двигуна та його систем; газобалонного обладнання; інших елементів конструкції (пасів безпеки, спідометра, сидінь, внутрішнього планування автобусів, зчіпних пристроїв, електропроводів, наявності вогнегасників, аптечок, знаку аварійної зупинки) [22].

Для вирішення задачі оптимізації технологічного процесу перевірки технічного стану транспортного засобу застосовано метод мережевого планування [24]. Критерієм оптимізації при цьому являються затрати часу на проведення перевірки технічного стану, які необхідно мінімізувати. У таблиці 1 наведено кодування робіт та примірні затрати часу на їх виконання.

Таблиця 1 – Перелік робіт по перевірці технічного стану автомобіля та час їх виконання.

Найменування робіт	Умовне позначення виду робіт	Попередній вид робіт	Тривалість роботи*, хв
Ідентифікація та перевірка автомобіля ззовні	a ₁	–	5
Ідентифікація та перевірка автомобіля знизу	a ₂	a ₁	3
Перевірка зовнішніх світлових приладів	a ₃	a ₅	5
Перевірка рульового керування	a ₄	a ₂ , a ₅	4
Перевірка шин та коліс	a ₅	a ₂	3
Перевірка гальмівних систем	a ₆	a ₅	6
Перевірка склоочисників та склоомивачів вітрового скла	a ₇	не важливо	2
Перевірка двигуна та його систем	a ₈	не важливо	4
Перевірка газобалонного обладнання	a ₉	не важливо	3
Перевірка інших елементів конструкції	a ₁₀	не важливо	5
Завершення перевірки	a ₁₁	a ₁ , a ₂ , a ₃ , a ₄ , a ₅ , a ₆ , a ₇ , a ₈ , a ₉ , a ₁₀	0
Всього	–	–	40,0
Примітка: * тривалість робіт визначено, за результатами хронометражу випробувальної лабораторії Дочірнього підприємства “Автоскладальний завод № 1” публічного акціонерного товариства “Автомобільна компанія ”Богдан Моторс”			

За даними таблиці 1 побудовано мережевий графік перевірки технічного стану автомобіля категорії N_1 , який наведено на рисунку 3.

По мережевому графіку перевірки технічного стану автомобілів категорії N_1 визначено критичний час виконання робіт, який відповідає наступній послідовності подій $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6, \alpha_7, \alpha_8, \alpha_9, \alpha_{10}, \alpha_{11}$ і становить 40,0 хв.

Відповідно до методики наведених у [24] здійснено розрахунок термінів настання подій для мережевого графіка, таким чином на основі мережевого графіка встановлено найбільш оптимальну послідовність виконання робіт, яку наведено на рисунку 4.

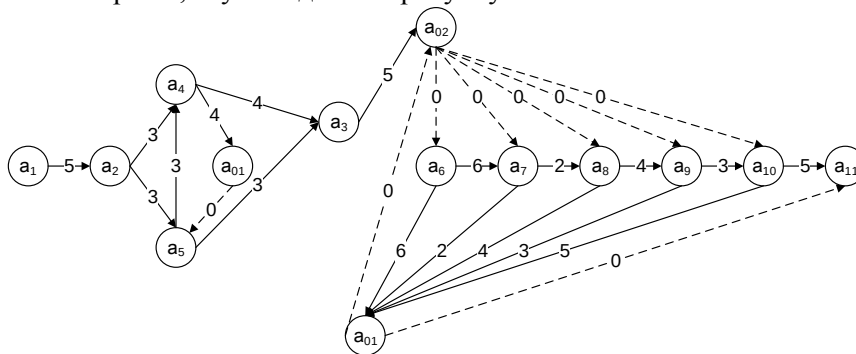


Рисунок 3 – Мережевий графік перевірки технічного стану автомобілів категорії N_1

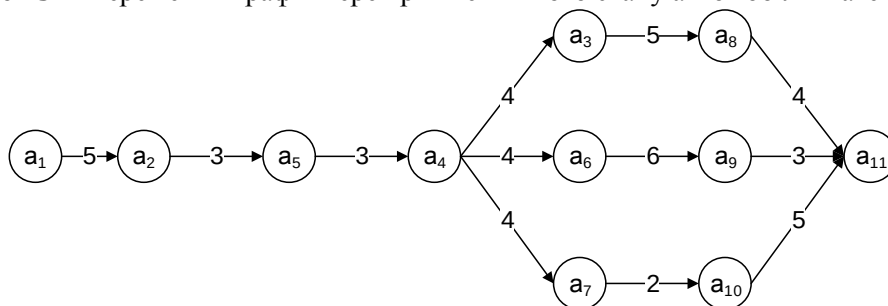


Рисунок 4 – Оптимальний мережевий графік перевірки технічного стану автомобілів категорії N_1

Загальна тривалість робіт, згідно запропонованого технологічного процесу (рис. 4) становить 24,0 хв.

Варто зауважити, що для ефективного застосування запропонованого технологічного процесу на лінії діагностики повинно працювати 3 особи.

З метою оцінки ефективності запропонованого технологічного процесу перевірки технічного стану транспортних засобів в реальних умовах роботи його було впроваджено на відповідних підприємствах Волинської області. В результаті роботи встановлено зменшення затрат часу на проведення перевірки в межах 12...15 %.

Висновки: За результатами проведених досліджень запропоновано удосконалення методики технологічного розрахунку ліній інструментального контролю, основною діяльністю яких являється перевірка технічного стану транспортних засобів в рамках проведення обов'язкового технічного контролю. Також здійснено оптимізацію технологічного процесу перевірки, в результаті чого можна зменшити час перевірки технічного стану автомобіля до 20 %. За результатами практичних досліджень на підприємствах Волинської області встановлено зменшення витрат часу на 12...15 %.

1. Мішук А. Проблеми розрахунку потужності ліній інструментального контролю / А. Мішук // Тези ІХ студентської науково-технічної конференції машинобудівного факультету "Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті". Луцьк – 2018р. – с. 176 - 177.

2. Напольский Г.М. Технологическое проектирование автотранспортных предприятий и станций технического обслуживания: Учебник для вузов. / Г.М. Напольский. – 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Транспорт, 1993. – 271 с.

3. Проектирование предприятий автомобильного транспорта: учебник для студентов специальности «Техническая эксплуатация автомобилей» учреждений, обеспечивающих получение высшего образования / М.М.Болбас [и др.]; под ред. М.М.Болбаса. – Минск: Адукацыя і выхаванне, 2004. – 528 с.

4. Капустин Н.М. Технологическое проектирование станций технического обслуживания легковых автомобилей: Учеб. пособие / Н.М. Капустин, М.М. Болбас, Е.Л. Савич, И.М. Флерко. – Минск: БНТУ, 2003. – 117 с.

5. Епишкин В.Е. Проектирование станций технического обслуживания автомобилей: Учебное пособие по дисциплине «Проектирование предприятий автомобильного транспорта»: для студентов специальности 190601 «Автомобили и автомобильное хозяйство» / В.Е. Епишкин, А.П. Караченцев, В.Г. Остапец - Тольятти: ТГУ, 2008. - 284 с.

6. Масуев М.А. Проектирование предприятий автомобильного транспорта: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / М.А. Масуев. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 224 с.
7. Колубаев Б.Д., Дипломное проектирование станций технического обслуживания автомобилей: учеб. пособ. / Б.Д. Колубаев, И.С. Туревский. – М.: ИД «ФОРУМ»: ИНФРА-М, 2008. – 240 с.
8. Шумик С.В., Болбас М.М., Петухов Е.И. Техническая эксплуатация автотранспортных средств: Курсовое и дипломное проектирование. – Минск: Высшая школа, 1988. – 206с.
9. Марков О.Д. Станции технического обслуживания автомобилей. – К: Кондор, 2008. – 536 с.
10. Волков В.П., Мармут І.А., Кривошапов С.І., Белов В.І. Проектування підприємств автомобільного транспорту : Підручник / Під загальною редакцією В.П. Волкова. – Харків: ХНАДУ, 2013. – 288 с.
11. Кабикинов С.Ж., Интыков Т.С., Аскаров Б.Ш., Жаркенов Н.Б., Балабекова К.Г. Методика оптимизации рабочих постов предприятия сервисного обслуживания автомобилей // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2014. – № 8-1. – С. 17-20; URL: <https://www.applied-research.ru/ru/article/view?id=5629> (дата обращения: 20.12.2018).
12. Ощепков П.П., Храпова М.Ю. Модель расчёта трудоёмкости работ по техническому обслуживанию и ремонту автомобилей // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 8, №3 (2016) <http://naukovedenie.ru/PDF/60TVN316.pdf> (дата обращения: 20.12.2018).
13. Лянденбургский В.В., Рыбакова Л.А., Судьев В.В. Анализ снижения трудоемкости динамичной системы технического обслуживания автомобилей // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» 2014. № 6 <http://naukovedenie.ru/PDF/25TVN614.pdf> (дата обращения: 20.12.2018).
14. Сергеева А. Г., Полужтов М. В. Анализ методов технологического расчета предприятий автосервиса // Молодой ученый. — 2017. — №23. — С. 157-159. — URL <https://moluch.ru/archive/157/44128/> (дата обращения: 04.01.2019).
15. В. Н. Шиловский Зарубежный опыт технического сервиса машин и оборудования // Resour. Technol.. 2001. №3. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/zarubezhnyy-opyt-tehnicheskogo-servisa-mashin-i-oborudovaniya> (дата обращения: 10.01.2019).
16. Канен Махмуд Гадора Федлалла, Масленников Валерий Александрович Обоснование потребности населенных пунктов в линиях технического осмотра автотранспортных средств // Вестник МГСУ. 2016. №1. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/obosnovanie-potrebnosti-naseleennykh-punktov-v-liniyah-tehnicheskogo-osmotra-avtomototransportnykh-sredstv> (дата обращения: 10.01.2019).
17. Павлишин С.Г. Расчет нормативов обеспеченности населения пунктами технического осмотра АМТС // Автотранспортное предприятие. 2012. № 6. С. 27—32.
18. Methodology of Ensuring Road Traffic Safety With Respect to Road-Building Materials Compaction Efficiency Factor / Sergei Nosov, Viktor Kuzmichev, Sergei Repin, Sergei Maksimov // Transportation Research Procedia. Volume 20, 2017, Pages 450-454 [https://authors.elsevier.com/sd/article/S2352-1465\(17\)30073-X](https://authors.elsevier.com/sd/article/S2352-1465(17)30073-X). Final version published online: 26-Jan-2017. This article belongs to a special issue: 12th International Conference "Organization and Traffic Safety Management in large cities", SPbOTSIC-2016, 28-30 September 2016, St. Petersburg, Russia
19. Лисенко В.И. Государственный технический осмотр транспортных средств: современные проблемы и пути их решения // Вестник ННГУ. 2018. №1. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/gosudarstvennyy-tehnicheskii-osmotr-transportnykh-sredstv-sovremennyye-problemy-i-puti-ih-resheniya> (дата обращения: 21.01.2019).
20. Павлишин, С.Г. К вопросу расчета пропускной способности оператора технического осмотра / С.Г. Павлишин // Автомобильная промышленность. - №4. - 2012. - С. 38-39.
21. Постанова КМУ № 137 від 30.01.2012 «Про затвердження Порядку проведення обов'язкового технічного контролю та обсягів перевірки технічного стану транспортних засобів, технічного опису та зразка протоколу перевірки технічного стану транспортного засобу» (із змінами, внесеними згідно з Постановою КМ № 485 від 23.09.2014)
22. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання.: ДСТУ 3649:2010. - [Чинний від 2011-07-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2010. – 56 с. – (Національний стандарт України).
23. Наказ Міністерства інфраструктури України № 710 від 26.11.2012 «Про затвердження Вимог до перевірки конструкції та технічного стану колісного транспортного засобу, методів такої перевірки»
24. Біліченко В. В. Моделирование технологических процессов предприятий автомобильного транспорта. Навальный посібник / Біліченко В. В., Кужель В. П. –. Вінниця: ВНТУ, 2017. – 163 с.

REFERENCES

1. Mishchuk A. (2018). Problemy rozrakhunku potuzhnosti liniy instrumental'noho kontrolyu [Problems of calculation of power lines of instrumental control] / A. Mishchuk // Abstracts of the IX student scientific and technical conference of the machine-building faculty "Modern technologies in mechanical engineering and transport" - Tezy IX student's'koyi naukovy-tekhnichnoyi konferentsiyi mashynobudivnoho fakul'tetu "Suchasni tekhnolohiyi v mashynobuduvanni ta transporti", Lutsk, p. 176 - 177. [in Ukrainian]
2. Napolsky G.M. (1993). Tekhnologicheskoye proyektirovaniye avtotransportnykh predpriyatiy i stantsiy tekhnicheskogo obsluzhivaniya: Uchebnik dlya vuzov. [Technological design of motor transport enterprises and service stations: A textbook for universities.], 271 p. [in Russian]
3. Bolbas M.M. [and others] (2004). Proyektirovaniye predpriyatiy avtomobil'nogo transporta: uchebnik dlya studentov spetsial'nosti «Tekhnicheskaya ekspluatatsiya avtomobiley» uchrezhdeniy, obespechivayushchikh polucheniye vysshego obrazovaniya [Designing of automobile transport enterprises: a textbook for students of the specialty "Technical maintenance of automobiles" of institutions providing higher education], 528 p. [in Russian]
4. Kapustin N.M. [and others] (2003). Tekhnologicheskoye proyektirovaniye stantsiy tekhnicheskogo obsluzhivaniya legkovykh avtomobiley: Ucheb. Posobiye [Technological design of car service stations: Proc. Manual], 117 p. [in Russian]
5. Epishkin V.E. [and others] (2008). Proyektirovaniye stantsiy tekhnicheskogo obsluzhivaniya avtomobiley: Uchebnoye posobiye po distsipline «Proyektirovaniye predpriyatiy avtomobil'nogo transporta»: dlya studentov spetsial'nosti 190601 «Avtomobili i avtomobil'noye khozyaystvo» [Designing car service stations: A manual for the discipline "Design of enterprises of automobile transport": for students of the specialty 190601 "Automobiles and automobile industry"], 284 p. [in Russian]

6. Masuev M.A. (2007). *Proyektirovaniye predpriyatiy avtomobil'nogo transporta: ucheb. posobiye dlya stud. vyssh. ucheb. Zavedeniy* [Design of enterprises of road transport: studies. allowance for stud. higher studies. Institutions], 224 p. [in Russian]
7. Kolubaev B.D. [and others] (2008). *Diplomnoye proyektirovaniye stantsiy tekhnicheskogo obsluzhivaniya avtomobiley: ucheb. posob.* [Graduation design of car service stations: studies. aids.], 240 p. [in Russian]
8. Shumik S.V., Bolbas M.M., Petukhov E.I. (1988). *Tekhnicheskaya ekspluatatsiya avtotransportnykh sredstv: Kursovoye i diplomnoye proyektirovaniye* [Technical operation of vehicles: Course and diploma design.], 206 p. [in Russian]
9. Markov O.D. (2008). *Stantsii tekhnicheskogo obsluzhivaniya avtomobiley* [Car service stations], 536 p. . [in Russian]
10. Volkov V.P., Marmut I.A., Krivoshepov S.I., Belov V.I. (2013). *Proektuvannya pidpryemstv avtomobil'noho transportu: Pidruchnyk* [Design of enterprises of motor transport: Textbook], 288 p. [in Ukrainian]
11. Kabichenko S.Zh. [and others] (2014). *Metodika optimizatsii rabochikh postov predpriyatiya servisnogo obsluzhivaniya avtomobiley* [Methods of optimizing the working posts of the car service company] // *Mezhdunarodnyy zhurnal prikladnykh i fundamental'nykh issledovaniy* [International Journal of Applied and Fundamental Research], № 8-1. - p. 17-20. URL: <https://www.applied-research.ru/ru/article/view?id=5629>. [in Russian]
12. Oshchepkov P.P., Khrapova M.Yu, (2016). *Model' rascheta trudoyomkosti rabot po tekhnicheskomu obsluzhivaniyu i remontu avtomobiley* [Model for calculating the laboriousness of car maintenance and repair] // *Internet-zhurnal «NAUKOVEDENIYE»* [Internet magazine "SCIENCE"]. Vol. 8, No. 3 <http://naukovedenie.ru/PDF/60TVN316.pdf> [in Russian]
13. Lyandubsky V.V., Rybakova L.A., Sudyev V.V., (2014). *Analiz snizheniya trudoyemkosti dinamichnoy sistemy tekhnicheskogo obsluzhivaniya avtomobiley* [Analysis of reducing the complexity of the dynamic system of vehicle maintenance] // *Internet-zhurnal «NAUKOVEDENIYE»* [Internet magazine "SCIENCE"]. № 6. <http://naukovedenie.ru/PDF/25TVN614.pdf> [in Russian]
14. Sergeeva A. G., Poluektov M. V., (2017). *Analiz metodov tekhnologicheskogo rascheta predpriyatiy avtoservisa* [Analysis of Technological Calculation Methods of Auto Service Enterprises] // *Molodoy uchenyy [A Young Scientist]* №23. — p. 157-159. — URL <https://moluch.ru/archive/157/44128> [in Russian]
15. Shilovsky V.N., (2001). *Zarubezhnyy opyt tekhnicheskogo servisa mashin i oborudovaniya* [Foreign experience in technical service of machinery and equipment] // *Resour. Technol.* 2001. №3. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/zarubezhnyy-opyt-tehnicheskogo-servisa-mashin-i-oborudovaniya> [in Russian]
16. Kanen Makhmud Gadora Fedllah, Maslennikov Valeriy Alexandrovich , (2016). *Obosnovaniye potrebnosti naselennykh punktov v liniyakh tekhnicheskogo osmotra avtomototransportnykh sredstv* [Justification of the need of settlements in the lines of technical inspection of motor vehicles] // *Vestnik MGSU*. №1. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/obosnovanie-potrebnosti-naselennykh-punktov-v-liniyakh-tehnicheskogo-osmotra-avtomototransportnykh-sredstv> [in Russian]
17. Pavlishin S.G., (2012). *Raschet normativov obespechennosti naseleniya punktami tekhnicheskogo osmotra AMTS* [Calculation of standards of provision of the population with technical inspection points of automatic long-distance transport] // *Avtotransportnoye predpriyatiye* [A road transport enterprise]. № 6. С. 27—32. [in Russian]
18. *Methodology of Ensuring Road Traffic Safety With Respect to Road-Building Materials Compaction Efficiency Factor* (2017) / Sergei Nosov, Viktor Kuzmichev, Sergei Repin, Sergei Maksimov // *Transportation Research Procedia*. Volume 20, Pages 450-454 [https://authors.elsevier.com/sd/article/S2352-1465\(17\)30073-X](https://authors.elsevier.com/sd/article/S2352-1465(17)30073-X). Final version published online: 26-Jan-2017. This article belongs to a special issue: 12th International Conference "Organization and Traffic Safety Management in large cities", SPbOTSIC-2016, 28-30 September 2016, St. Petersburg, Russia
19. Liseenko V.I., (2018). *Gosudarstvennyy tekhnicheskyy osmotr transportnykh sredstv: sovremennyye problemy i puti ikh resheniya* [State technical inspection of vehicles: current problems and solutions] // *Vestnik NNGU* [Bulletin of NNGU]. №1. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/gosudarstvennyy-tehnicheskyy-osmotr-transportnykh-sredstv-sovremennyye-problemy-i-puti-ikh-resheniya>. [in Russian]
20. Pavlishin S.G., (2012). *K voprosu rascheta propusknoy sposobnosti operatora tekhnicheskogo osmotra* [To the issue of calculating the capacity of the operator technical inspection] // *Avtomobil'naya promyshlennost'* [Automotive industry] №4. p. 38-39. [in Russian]
21. *Postanova KMU № 137 vid 30.01.2012 «Pro zatverdzhennya Poryadku provedennya obov'yazkovoho tekhnichnoho kontrolyu ta obsyahir perevirky tekhnichnoho stanu transportnykh zasobiv, tekhnichnoho opysu ta zrazka protokolu perevirky tekhnichnoho stanu transportnoho zasobu» (iz zminamy, vnesenymy z-hidno z Postanovoyu KM № 485 vid 23.09.2014)* [CMU Resolution No. 137 dated January 30, 2012 "On Approval of the Procedure for the Obligatory Technical Inspection and Volumes of Inspection of the Technical Condition of Vehicles, Technical Description and Model of the Protocol for Checking the Technical Condition of the Vehicle" (as amended in accordance with the Resolution of the Cabinet of Ministers No. 485 dated September 23, 2014)] [in Ukrainian]
22. *Kolisni transportni zasoby. Vymohy shchodo bezpechnosti tekhnichnoho stanu ta metody kontrolyuvannya.* [Wheeled vehicles. Requirements for technical safety and control methods] DSTU 3649:2010. - [Existing from 2011-07-01]. – K.: Derzhspozhyvstandart of Ukraine. 56 p. – (National standard of Ukraine). [in Ukrainian]
23. *Nakaz Ministerstva infrastruktury Ukrayiny № 710 vid 26.11.2012 «Pro zatverdzhennya Vymoh do perevirky konstruktsiyi ta tekhnichnoho stanu kolisnoho transportnoho zasobu, metodiv takoyi perevirky»* [The Order of the Ministry of Infrastructure of Ukraine No. 710 of November 26, 2012 "On approval of the requirements for checking the design and technical condition of the wheeled vehicle, methods of such verification"] [in Ukrainian]
24. Bilichenko V.V., Kuzhel V.P. (2017). *Modelyuvannya tekhnologichnykh protsesiv pidpryemstv avtomobil'noho transportu. Navchal'nyy posibnyk* [Modeling of technological processes of enterprises of motor transport. Textbook]. 163 p. [in Ukrainian]

Дембіцький В.Н., Павлюк В.І., Мишук А.Н., Тудрій В.Л. Совершенствование методики технологического расчёта предприятий автосервиса.

По результатам проведенных исследований методов расчета предприятий автомобильного сервиса предложена методика расчета предприятий, осуществляющих работы по обязательному контролю технического состояния транспортных средств. Проведен анализ технологического процесса проверки технического состояния транспортных средств и с помощью методов сетевого планирования осуществлено его оптимизацию. По результатам теоретических

расчетов установлено сокращение времени выполнения проверки технического состояния автомобилей до 20%, по результатам практического внедрения на предприятиях Волынской области при проведении проверки сократился на 12...15%.

Ключевые слова: техническое состояние, проверка, технологический расчет, трудоемкость, предприятие.

V. Dembitskyi, V. Pavliuk, A. Mischuk, V. Tudrij Improving methods of technological calculation of autoservice enterprises

The main field of activity of the car service enterprises is the provision of services for checking the technical condition of vehicles and testing vehicles.

The need for a technological calculation of the enterprise to provide the effectiveness of its work is substantiated. Methods of calculation of enterprises of automobile service have been investigated. The algorithm of determination of amount of labor content for carrying out of check of a technical condition of vehicle was offered. The method of calculation of enterprises that carry out mandatory control of the technical condition of vehicles was improved.

The analysis of the technological process of checking the technical condition of vehicles was carried out. Optimization of this process with the help of network planning methods was carried out.

The reduction of the time for performing the inspection of the technical condition of cars to 20 % was set up by calculation. The time of the audit was decreased by 12...15% on the results of practical implementation at the enterprises of the Volyn region.

Key words: technical (mechanical) condition, check, technological calculation, labor content, enterprise.

АВТОРИ:

ДЕМБІЦЬКИЙ Валерій Миколайович, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: dvm2@meta.ua

ПАВЛЮК Василь Іванович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький НТУ, e-mail: pavliuk_v.i@ukr.net

МІЩУК Андрій Миколайович, студент кафедри «Автомобілі і транспортні технології», Луцький НТУ, e-mail: dikdes@gmail.com

ТУДРІЙ Вячеслав Леонідович, студент кафедри «Автомобілі і транспортні технології», Луцький НТУ, e-mail: slavontiy123@gmail.com

АВТОРЫ:

ДЕМБИЦКИЙ Валерий Николаевич, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: dvm2@meta.ua

ПАВЛЮК Василий Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: pavliuk_v.i@ukr.net

МИЩУК Андрей Николаевич, студент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: dikdes@gmail.com

ТУДРИЙ Вячеслав Леонидович, студент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: slavontiy123@gmail.com

AUTHORS:

Valerii DEMBITSKYI, PhD. in Engineering, lecturer of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: dvm2@meta.ua

Vasyl PAVLIUK, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: pavliuk_v.i@ukr.net

Andrij MISCHUK, Student of Automobiles and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: dikdes@gmail.com

Vyacheslav TUDRIJ, Student of Automobiles and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: slavontiy123@gmail.com

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.33>

Стаття надійшла в редакцію 27.04.2019р.

Дударєв І.М.¹, Хомич А.В.², Герасимик-Чернова Т.П.²¹Луцький національний технічний університет, м. Луцьк, Україна²Любешівський технічний коледж Луцького НТУ, смт. Любешів, Україна

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ БРАННЯ ЛЬОНУ КОНІЧНО-ДИСКОВИМ ЛЬОНОБРАЛЬНИМ АПАРАТОМ

Технологія переробки льону на коротке волокно не вимагає паралельності стебел у стрічці. Це дозволяє спростити конструкцію льонобрального апарата. Теоретичне дослідження процесу брання льону новим конічно-дискним льонобральним апаратом, що має просту конструкцію, дозволило отримати умови для обґрунтування його раціональних параметрів в залежності від стану і параметрів стеблостою льону. Отримано умови для визначення кутової швидкості обертання і висоти встановлення дисків та рівняння, що описують траєкторії руху частин стебла льону під час брання.

Ключові слова: льон-довгунець, льон олійний, брання льону, льонобральний апарат, збирання льону, льонозбиральна техніка.

Постановка проблеми. У відповідності до технології первинної переробки стеблової частини льону-довгунця та льону олійного на коротке волокно, немає потреби забезпечувати паралельність стебел льону під час їх обробки. Відповідно, під час збирання льону також не потрібно забезпечувати паралельність стебел у стрічці (валку). За традиційної технології збирання льону основною вимогою, що висувалася до льонозбиральної техніки, була необхідність забезпечення паралельності стебел льону на всіх етапах збирання. Оскільки під час переробки льону на коротке волокно такої вимоги до розташування стебел льону у стрічці (валку) немає, відповідно, можна спростити конструкцію льонобрального апарата, чим зменшити його металомісткість. Тому, актуальним завданням є обґрунтування конструкції нового льонобрального апарата, який би забезпечував лише брання льону, а також дослідження його роботи.

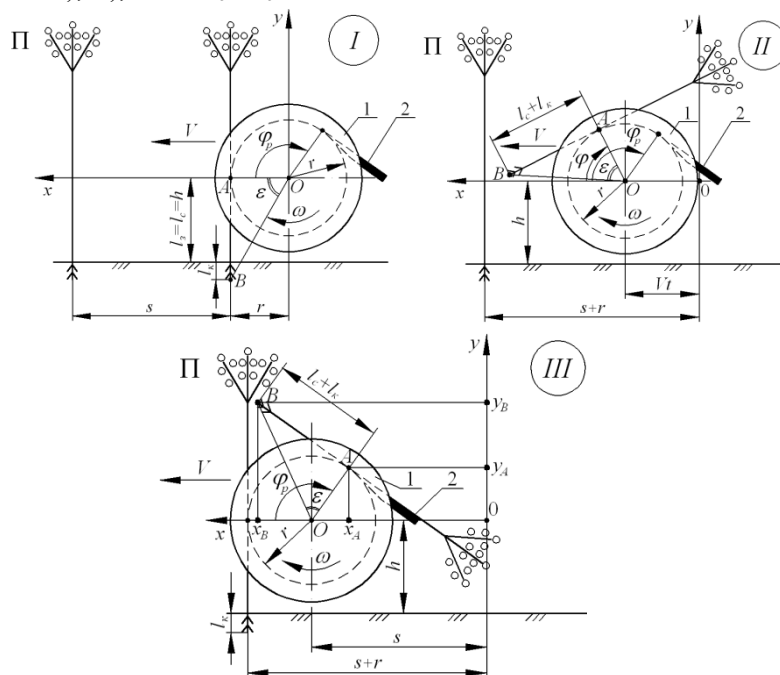
Аналіз останніх досліджень. У переважній більшості льонозбиральна техніка містить пасові льонобральні апарати різної конструкції [1, 2]. Більшість наукових досліджень провідних науковців у галузі льонарства присвячена теоретичному обґрунтуванню конструкції та параметрів саме цих льонобральних апаратів [3 – 7]. Пасові льонобральні апарати забезпечують високу якість збирання льону та паралельність стебел у стрічці. Але ці льонобральні апарати є громіздкими, мають складну конструкцію та привод. Застосовувати льонозбиральну техніку з такими льонобральними апаратами для збирання льону, що буде перероблений на коротке волокно, є недоцільним. У більшості господарств для збирання льону, що призначений для переробки на коротке волокно, використовують зернозбиральні комбайни. Різальний механізм зернозбиральних комбайнів при цьому часто виходить з ладу, оскільки у стеблах льону міститься волокно. Крім того, у стерні після зрізування льону, залишається волокно, яке втрачається. Тому необхідно льон витягувати із ґрунту, а не зрізувати. Таким чином, доцільно застосовувати зернозбиральні комбайни з льонобральним апаратом замість різального механізму, ніж спеціалізовану льонозбиральну техніку. Таке використання зернозбиральної техніки суттєво здешевить вирощування та збирання льону і виробникам немає необхідності закупляти спеціалізовану техніку. Розробка нової конструкції льонобрального апарата потребує ґрунтовних теоретичних та експериментальних досліджень з обґрунтування його параметрів.

Формування цілей роботи. Мета дослідження – теоретично дослідити процес брання льону конічно-дискним льонобральним апаратом.

Основна частина. Дослідимо переміщення рослини льону, що защемлена між конічними дисками льонобрального апарата [8, 9], від початку її витягування із ґрунту до моменту контакту стебла із зубцем очисної планки, тобто виштовхування стебла льону із міждискного простору. Нехай, усі рослини льону мають однакові параметри та фізико-механічні властивості, а також розташовані у рядку на відстані s одна від одної. Розглянемо випадок, коли у міждискний простір надходять прямостоячі рослини льону лише з одного рядка, причому стебла льону розташовані в площині Π контакту двох конічних дисків основами меншого радіуса r (рис. 1).

Нехай, у початковий момент стебло прямостоячого льону защемлене між конічними дисками в площині Π у точці A (рис. 1, положення I). Відповідно, стебло защемлене між конічними дисками на висоті l_z над поверхнею ґрунту, що рівна висоті встановлення конічно-дискного льонобрального

апарата $l_3 = h$ (де h – відстань від осі обертання дисків до поверхні ґрунту, м), а також рівна довжині стебла l_c (де l_c – довжина частини стебла льону від поверхні ґрунту до місця защемлення стебла між конічними дисками (точка A), м), тобто $l_3 = l_c = h$.



1 – конічні диски; 2 – зубець очисної планки (I – льон в момент защемлення між дисками; II – льон під час обертання з дисками; III – льон виходить із міждискового простору)

Рисунок 1 – Схеми до пояснення переміщення рослини льону, що защемлена між конічними дисками

Защемлене між дисками у точці A стебло льону внаслідок обертання дисків витягується із ґрунту та обертається разом із ними. Нехай, після витягування із ґрунту стебло льону залишається прямолінійним, тобто не згинається. Складемо рівняння руху точки A , що характеризує переміщення стебла льону під час його обертання разом з конічними дисками в процесі брання. Розташуємо нерухому систему координат xOy у площині Π контакту конічних дисків (рис. 1, положення I). Причому початок координат системи xOy розташовано у площині Π на осі обертання дисків у момент початкового контакту дисків зі стеблом (рис. 1, положення I). Вісь x спрямуємо горизонтально вздовж напрямку руху льонозбирального агрегата полем. Вісь y спрямуємо вертикально вгору. Нехай льонозбиральний агрегат рухається полем вздовж рядка льону з постійною швидкістю V . Конічні диски бральних секцій розташовані на горизонтальному валу, який обертається зі сталою кутовою швидкістю ω . Позначимо радіус дисків більшої основи через R , а радіус дисків меншої основи – r . Кут φ повороту дисків починаємо відраховувати від початкового положення точки A у напрямку обертання дисків. Враховуючи зазначене, для випадку $l_c = h$ рівняння переміщення точки A стебла під час обертання з дисками матимуть вигляд:

$$\left. \begin{aligned} x_A &= Vt + r \cos \varphi; \\ y_A &= r \sin \varphi; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де x_A, y_A – координати точки A , відповідно, по осі x та осі y , м; t – час, який змінюється в межах від 0 до t_p ; $s; t_p$ – час повороту дисків на кут φ_p ; φ_p – кут, що визначає робочу зону дисків, рад.

Для випадку $l_3 = l_c = h$ складемо рівняння переміщення вільного кінця (на рис. 1 у положеннях II та III – це точка B) защемленого стебла льону під час обертання дисків, якщо вільний кінець має довжину $l_c = l_k$ (де l_k – довжина кореня льону, який витягується із ґрунту без обриву, м). Із метою спрощення приймаємо, що стебло не згинається під час витягування із ґрунту і обертання з дисками, тобто залишається прямолінійним. Нехай, траєкторія руху точки B стебла у ґрунті така, як начебто ґрунт не чинить опір переміщенню прямолінійного стебла під час його обертання з дисками. Задачу спростуємо із тією метою, що у даному випадку необхідно встановити найбільший можливий “виліт” вільного кінця стебла льону (точка B) перед дисками. Такий “виліт” матиме місце, якщо стебло льону

під час брання не згинається. Від величини “вильоту” вільного кінця стебла, що обертається з дисками, буде залежати його вплив на надходження наступних рослин у міждисковий простір.

Із прямокутного трикутника ΔOAB очевидно (рис. 1), що радіус опущений із точки O до вільного кінця стебла B буде рівний $OB^2 = r^2 + (l_c + l_k)^2$, а кут між гіпотенузою OB та катетом OA складатиме $\varepsilon = \arcsin \left[\frac{l_c + l_k}{\sqrt{r^2 + (l_c + l_k)^2}} \right]$.

Таким чином, рівняння переміщення точки B стебла матимуть вигляд:

$$\left. \begin{aligned} x_B &= Vt + \sqrt{r^2 + (l_c + l_k)^2} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon + \varphi \right); \\ y_B &= -\sqrt{r^2 + (l_c + l_k)^2} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon + \varphi \right); \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де x_B, y_B – координати точки B по осі x та осі y , м; ε – кут між радіусом опущеним із точки O до вільного кінця стебла B та радіусом опущеним із точки O до точки A стебла, рад.

Для випадку $l_s = l_c = h$ траєкторії точок A та B стебла, побудовані за рівняннями (1) та (2), зображені на рис. 2. Визначимо найбільшу величину “вильоту” вільного кінця стебла льону під час обертання разом із дисками, тобто найбільше переміщення точки B стебла вздовж осі x (рис. 3, а). У першому рівнянні системи (2) введемо позначення $A = (r^2 + (l_c + l_k)^2)^{1/2}$ та врахуємо, що $\varphi = \omega t$:

$$x_B = Vt + A \sin \left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon + \omega t \right). \quad (3)$$

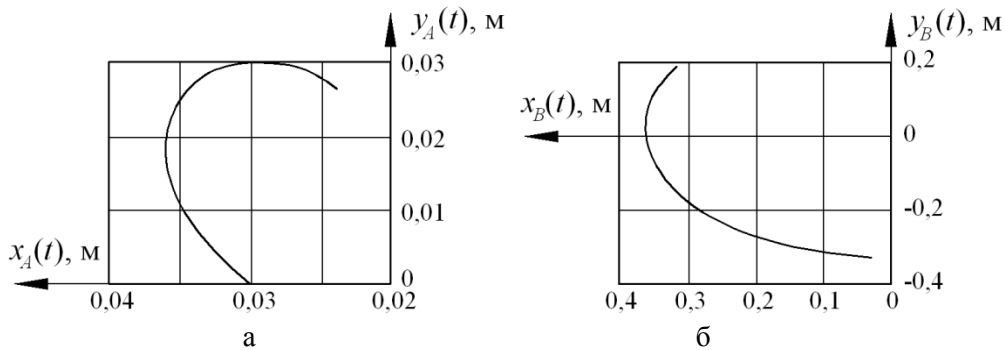


Рисунок 2 – Траєкторії точок A (а) та B (б) стебла, що защемлене між дисками, у випадку $l_c = h$ ($V = 0,833$ м/с; $r = 0,03$ м; $l_c = 0,3$ м; $l_k = 0,03$ м; $s = 0,04$ м; $\omega = 45$ рад./с; $t_p = 0,047$ с; $\varepsilon = 1,48$ рад.)

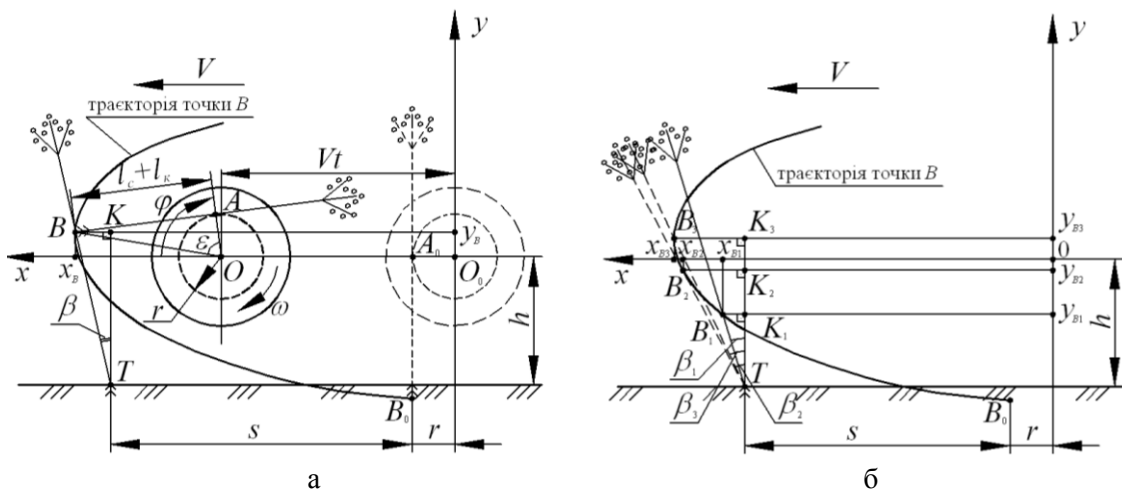


Рисунок 3 – Схеми до визначення “вильоту” x_B вільного кінця стебла вибраного льону (а) та кута β відхилення стебла невибраного льону від вертикального положення (б)

Здійсимо тригонометричні перетворення у рівнянні (3):

$$x_B(t) = Vt + A \cos \varepsilon \cos(\omega t) + A \sin \varepsilon \sin(\omega t). \quad (4)$$

Знайдемо похідну від функції $x_B(t)$ за t та прирівняємо її до нуля:

$$V - A\omega \cos \varepsilon \sin(\omega t) + A\omega \sin \varepsilon \cos(\omega t) = 0. \quad (5)$$

Здійснимо тригонометричні перетворення у рівнянні (5) та введемо заміну $z = \operatorname{tg}(\omega t/2)$:

$$(V - A\omega \sin \varepsilon) \operatorname{tg}^2\left(\frac{\omega t}{2}\right) - 2A\omega \cos \varepsilon \operatorname{tg}\left(\frac{\omega t}{2}\right) + (V + A\omega \sin \varepsilon) = 0, \quad (6)$$

$$(V - A\omega \sin \varepsilon) z^2 - 2A\omega \cos \varepsilon z + (V + A\omega \sin \varepsilon) = 0. \quad (7)$$

Корені рівнянь (6) та (7):

$$z_1 = \frac{A\omega \cos \varepsilon + \sqrt{A^2 \omega^2 - V^2}}{V - A\omega \sin \varepsilon} \quad \text{та} \quad z_2 = \frac{A\omega \cos \varepsilon - \sqrt{A^2 \omega^2 - V^2}}{V - A\omega \sin \varepsilon}. \quad (8)$$

$$t_1 = \frac{2}{\omega} \operatorname{arctg} \left[\frac{A\omega \cos \varepsilon + \sqrt{A^2 \omega^2 - V^2}}{V - A\omega \sin \varepsilon} \right] \quad \text{та} \quad t_2 = \frac{2}{\omega} \operatorname{arctg} \left[\frac{A\omega \cos \varepsilon - \sqrt{A^2 \omega^2 - V^2}}{V - A\omega \sin \varepsilon} \right]. \quad (9)$$

Таким чином, найбільша величину “вильоту” вільного кінця стебла (точки B) вздовж осі x :

$$x_{B\max} = \max \{x_B(t_1); x_B(t_2)\}. \quad (10)$$

Визначимо, на який кут β відхилиться від вертикального положення у напрямку руху льонозбирального агрегата рослина льону, яка наступна у рядку за вибраною рослиною, внаслідок дії на неї вільного кінця стебла вибраної рослини, якщо прийняти, що стебло вибраної рослини залишається прямолінійним під час обертання з дисками. Необхідно зазначити, що якщо $x_{B\max} \leq s + r$, тоді відхилення стебла наступної рослини льону у рядку від вертикалі не буде, тобто $\beta = 0$.

Розглянемо прямокутний трикутник ΔBKT (рис. 3, а), де точка B – це точка контакту вільного кінця стебла вибраної рослини з стеблом наступної невибраної рослини у рядку, причому у положенні, коли “виліт” вільного кінця стебла вибраної рослини найбільший, тобто за $x_B = x_{B\max}$. У трикутнику ΔBKT : $BK = x_{B\max} - s - r$ та $KT = h + y_{B\max}$ (де $y_{B\max}$ – це координата точки B стебла вздовж осі y в момент часу $t_{x\max}$ (час $t_{x\max}$ визначається за виразом (10)), коли вільний кінець стебла досягає вздовж осі x значення $x_{B\max}$). Враховуючи зазначене, матимемо:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{BK}{KT} = \frac{x_{B\max} - s - r}{h + y_{B\max}}, \quad \text{звідки} \quad \beta = \operatorname{arctg} \left[\frac{x_{B\max} - s - r}{h + y_{B\max}} \right]. \quad (11)$$

Що менше значення кута β , то кращі умови для брання льону конічно-дисковим льонобральним апаратом. Крім того, значне відхилення стебла льону від вертикального (початкового) положення з подальшим його коливанням, спричинятиме струшування супліддя, що, у свою чергу, зумовить обсіпання насіння та насіннєвих коробочок, тобто втрату насіннєвої частини урожаю.

На рис. 3 (б) показано декілька положень невибраної рослини льону, що відхиляється від вертикального положення на кут β внаслідок дії на неї вільного кінця стебла вибраного льону. Траєкторія вільного кінця стебла вибраного льону (точка B) залежить від параметрів стебла, висоти h встановлення льонобрального апарата, довжини стебла l_c , на якій воно защемлене дисками, кутової швидкості обертання дисків ω та швидкості руху V льонозбирального агрегата. Розглянемо відхилення стебла льону від вертикального положення протягом часу, коли вільний кінець (точка B) стебла вибраного льону переміщується своєю траєкторією на інтервалі від $x_B = s + r$ до $x_B = x_{B\max}$. В межах цього інтервалу досягається найбільший кут $\beta = \beta_{\max}$ відхилення стебла невибраного льону від вертикального положення. Значення найбільшого кута $\beta_{\max}$ визначимо графічним методом. Для цього визначимо інтервал часу, протягом якого вільний кінець стебла вибраного льону буде переміщатися

інтервалом від $x_B = s + r$ до $x_B = x_{B\max}$. Час t_{s+r} , за який вільний кінець стебла вибраного льону матиме координату по осі x рівну $x_B = s + r$, також визначимо графічним методом. У момент часу t_{s+r} вільний кінець стебла вибраного льону наблизиться до стебла невибраного льону, при цьому кут відхилення від вертикалі стебла невибраного льону буде $\beta = 0$.

Побудуємо графік функції $x_B(t)$ (перше рівняння системи (2)). Графік будемо на інтервалі часу від 0 до $t_{x\max}$. Визначимо із графіка, за якого значення часу $t = t_{s+r}$ функція $x_B(t_{s+r}) = s + r$ (рис. 4, а). Час $t_{x\max}$, за який вільний кінець стебла вибраного льону досягне найбільшого “вильоту” вздовж осі x , визначається за виразами (10). У загальному випадку на інтервалі траєкторії вільного кінця стебла вибраного льону від $x_B = s + r$ до $x_B = x_{B\max}$ кут відхилення стебла невибраного льону від вертикального положення визначимо за виразом:

$$\beta(t) = \arctg \left[\frac{x_B(t) - s - r}{h + y_B(t)} \right] = \arctg \left[\frac{Vt + \sqrt{r^2 + (l_c + l_k)^2} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon + \omega t\right) - s - r}{h - \sqrt{r^2 + (l_c + l_k)^2} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon + \omega t\right)} \right], \quad (12)$$

де $t \in (t_{s+r}, t_{x\max})$.

Під час підстановки значень у залежність (12), необхідно приймати $l_k = 0$.

Побудуємо графік функції $\beta(t)$ на інтервалі часу від t_{s+r} до $t_{x\max}$ (рис. 4, б). Із графіка визначимо найбільший кут відхилення стебла невибраного льону від вертикального положення $\beta_{\max}$ та час $t_{\beta\max}$, за який він досягається. Підставляючи значення часу $t_{\beta\max}$ у рівняння системи (2), можна визначити координати вільного кінця стебла вибраного льону в момент, коли стебло невибраного льону відхилиться на найбільший кут $\beta_{\max}$ від вертикального положення.

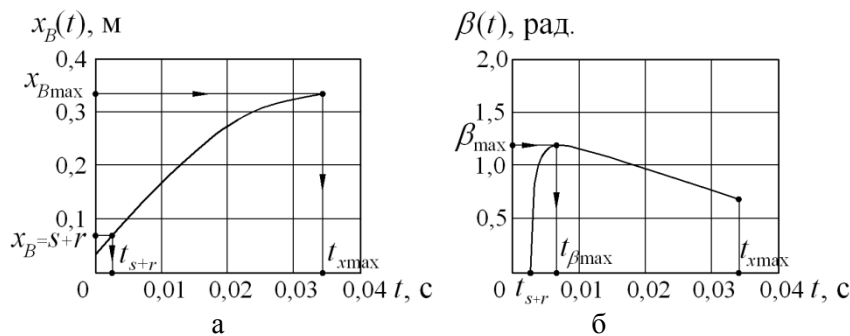


Рисунок 4 – Графіки функцій $x_B(t)$ (а) та $\beta(t)$ (б)

($r = 0,03$ м; $h = 0,3$ м; $l_c = 0,3$ м; $l_k = 0,03$ м; $V = 0,833$ м/с; $\omega = 45$ рад./с; $s = 0,04$ м)

Визначимо найбільший кут відхилення стебла невибраного льону від вертикального положення $\beta_{\max}$ та час $t_{\beta\max}$ при: $r = 0,03$ м; $h = 0,3$ м; $l_c = 0,3$ м; $l_k = 0$; $V = 0,833$ м/с; $\omega = 45$ рад./с; $s = 0,04$ м. У результаті розрахунків одержимо: $\varepsilon = 1,471$ рад.; $t_{x\max} = 0,034$ с; $t_{s+r} = 0,0028$ с; $x_{B\max} = 0,329$ м; $y_{B\max} = 0,019$ м; $\beta_{\max} = 1,171$ рад.; $t_{\beta\max} = 0,008$ с. Кут $\beta_{\max} = 67$ град. є значним, що може призвести до згину стебла та обсіпання насінневої частини урожаю. Для зменшення значення кута $\beta_{\max}$ необхідно зменшувати довжину вільного кінця стебла вибраного льону, що можна забезпечити зменшенням висоти h встановлення льонобрального апарата. Разом з тим, необхідно зазначити, що під час виведення залежностей приймалася низка припущень, зокрема про те, що вибране стебло не згинається під час обертання із дисками. Під час реального процесу брання вибране стебло льону буде згинатися як під час витягування із ґрунту (протягом витягування стебла із ґрунту на величину рівну довжині кореня l_k стебло буде огинати поверхню дисків), так і внаслідок контакту з наступними рослинами у рядку, якщо такий контакт матиме місце. Ймовірність контакту вільного кінця стебла вибраного льону із невибраним на його технічній довжині низька. Більшу ймовірність має контакт вільного кінця стебла вибраного льону із супліддям або розгалуженням невибраного льону. Внаслідок контакту із супліддям невибраного льону вільний кінець стебла вибраного льону буде також згинатися, оскільки супліддя буде чинити опір вільному кінцю стебла вибраного льону. Цей опір зумовлений тим, що у стеблостой льону розгалужені супліддя рослин переплетені, що забезпечує стійкість стеблостою. Тому значних відхилень невибраного льону від вертикального (початкового) положення внаслідок дії на нього вільних кінців стебел вибраного льону не буде.

Вихід вибраного стебла льону із міждискового простору внаслідок дії зубця очисної планки відбувається за кута повороту конічних дисків φ_p . Кут φ_p визначає робочу зону конічних дисків, коли защемлене стебло рухається разом з дисками. Величина кута φ_p має бути більшою за кут $\varphi_{вит.}$ повороту конічних дисків із защемленим стеблом, за якого відбувається витягування стебла із ґрунту, тобто $\varphi_p > \varphi_{вит.}$. Кут $\varphi_{вит.}$ визначається із врахуванням довжини l_k кореня льону та за умови, що стебло льону під час витягування не розтягується та огинає конічні диски на їх найменшому радіусі r :

$$\varphi_{вит.} = l_k / r. \quad (13)$$

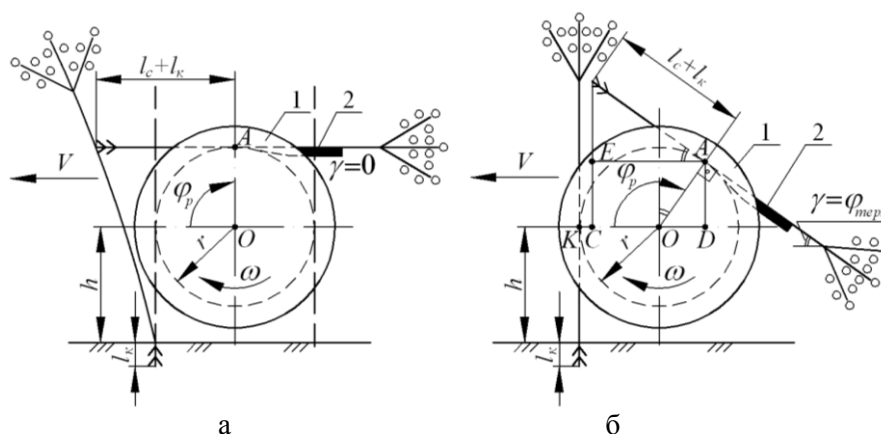
Для визначення значення кута φ_p обґрунтуємо положення встановлення зубця очисної планки відносно конічних дисків. Оскільки стебло льону під час обертання із дисками за прийнятим припущенням залишається прямолінійним, відповідно, доцільно, щоб зубець був встановлений по дотичній до дисків на їх радіусі r , тоді не буде мати місце згинання стебла під час виходу із міждискового простору. Спочатку розглянемо горизонтальне розташування зубця (рис. 5, а). Цей варіант має недолік: горизонтальне розташування стебла льону на зубці очисної планки ускладнює його переміщення до наступних робочих органів і потребує встановлення додаткового робочого органу (бітера) для спрямування стебел вибраного льону із зубців очисної планки до шнека. Крім того, якщо $l_c + l_k > r$ (тут $l_c = h$), тоді створюються несприятливі умови для надходження наступних рослин із рядка у міждисковий простір, оскільки наступні рослини будуть відгинатися у напрямку руху льонозбирального агрегата внаслідок дії на них гузиревої частини стебла вибраного льону.

Для усунення зазначеного недоліку зубець очисної планки необхідно розташовувати таким чином, щоб під час виходу вибраного льону із робочої зони дисків гузирева частина стебла не виходила за межу, що у площині рис. 5 (а) позначена лівою вертикальною штриховою лінією, яка проходять через крайню точку дисків вздовж горизонталі на їх радіусі r . Також необхідно, щоб кут встановлення зубця γ забезпечував ковзання стебла вибраного льону поверхню зубця до наступних робочих органів. Ковзання можливе, якщо кут встановлення зубця γ рівний або більший за кут тертя $\varphi_{тер.}$ стебла по матеріалу зубця, тобто $\gamma \geq \varphi_{тер.}$ (рис. 5, б). Таким чином, у випадку $l_s = l_c = h$:

$$\varphi_p = \pi - \left(\frac{\pi}{2} - \gamma \right) = \frac{\pi}{2} + \gamma. \quad (14)$$

Для того, щоб гузирева частина стебла вибраного льону не виходила за межу, що у площині рис. 5 (а) позначена лівою вертикальною штриховою лінією, у момент виходу стебла з робочої зони конічних дисків необхідно, щоб виконувалася умова (рис. 5, б):

$$r \geq (l_c + l_k) \cos \gamma - r \sin \gamma. \quad (15)$$



а – кут $\gamma = 0$; б – кут $\gamma = \varphi_{тер.}$ (1 – конічні диски; 2 – зубець очисної планки)
Рисунок 5 – Схеми до обґрунтування кута γ встановлення зубця очисної планки

Відповідно, необхідна висота h встановлення льонобирального апарата над поверхнею ґрунту:

$$h \leq \frac{r(1 + \sin \gamma)}{\cos \gamma} - l_k, \text{ якщо } \cos \gamma > 0. \quad (16)$$

Переміщення льонозбирального агрегата вздовж рядка льону на відстань s (де s – відстань у рядку між двома сусідніми рослинами, м) має відбутися за час t_s , що більший часу t_p повороту конічних дисків на кут φ_p . В іншому випадку матимуть місце несприятливі умови для брання льону, оскільки гузирева частина витягнутого із ґрунту стебла льону, що обертається защемленим разом із дисками, буде перешкоджати надходженню невибраного льону у простір між дисками (рис. 5, а). Таким чином, має виконуватися умова:

$$t_s > t_p. \quad (17)$$

Оскільки $t_p = \varphi_p / \omega$ та $t_s = s / V$, тоді із умови (17) визначимо кутову швидкість обертання дисків:

$$\omega > \frac{V \varphi_p}{s}. \quad (18)$$

За значення кутової швидкості ω , що задовольняє умову (18), конічні диски наблизяться до наступної рослини льону у рядку тоді, коли попереднє стебло льону, що защемлене і обертається із дисками, вийде з робочої зони дисків, яка визначається кутом φ_p .

Розглянемо випадки, коли стебло льону з рядка, що в площині П, у початковий момент защемлене між конічними дисками (на рис. 6 – це точка А) на висоті $l_z \neq h$ над поверхнею ґрунту.

Спочатку розглянемо випадок, коли $l_z < h$ (рис. 6 а, в). Цей випадок можливий, якщо стеблостій льону полеглий, тобто стебла льону відхилені у напрямку руху льонозбирального агрегата від вертикального положення на кут β , або льон у прямостоячому положенні не защемлений між дисками, а внаслідок дії на нього дисків відхиляється від вертикального положення на кут β у напрямку руху льонозбирального агрегата полем і в такому положенні відбувається защемлення між дисками. При цьому решта рослин льону у рядку залишаються прямолінійними. У даному випадку не допустимо, щоб довжина стебла l_c , на якій відбувається защемлення, перевищувала технічну довжину стебла l_{mex} . Оскільки, якщо $l_z > l_{mex}$, тоді матимуть місце пошкодження та втрати насіннєвої частини врожаю внаслідок дії дисків. Таким чином, має виконуватися умова $l_c \leq l_{mex}$.

У випадку $l_z < h$, рівняння руху точки А, що характеризує місце защемлення стебла дисками в площині П, та точки В (вільний кінець стебла зі сторони гузирів) матимуть вигляд (рис. 6, а):

$$\left. \begin{aligned} x_A &= Vt + r \cos(\varphi - \beta); \\ y_A &= r \sin(\varphi - \beta); \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

$$\left. \begin{aligned} x_B &= Vt + \sqrt{r^2 + (l_c + l_k)^2} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon + \varphi - \beta\right); \\ y_B &= -\sqrt{r^2 + (l_c + l_k)^2} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon + \varphi - \beta\right). \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

У рівняннях (19) та (20) кут $\varphi = \omega t$, причому час t змінюється в межах від 0 до $t_p = \varphi_{p\beta} / \omega$. Для випадку $l_z < h$ траєкторії точок А та В стебла льону зображені на рис. 7 та рис. 8, а.

Для випадку, що розглядається, робоча зона конічних дисків буде визначатися кутом:

$$\varphi_{p\beta} = \varphi_p + \beta. \quad (21)$$

Найбільше значення кута $\varphi_{p\beta}$, а також найбільша допустима висота h встановлення конічно-дискового льонобрального апарата будуть у випадку, якщо у початковий момент стебло буде защемлене у місці початку розгалуження супліддя (рис. 6, в), тобто, коли $l_c = l_{mex}$. У цьому випадку:

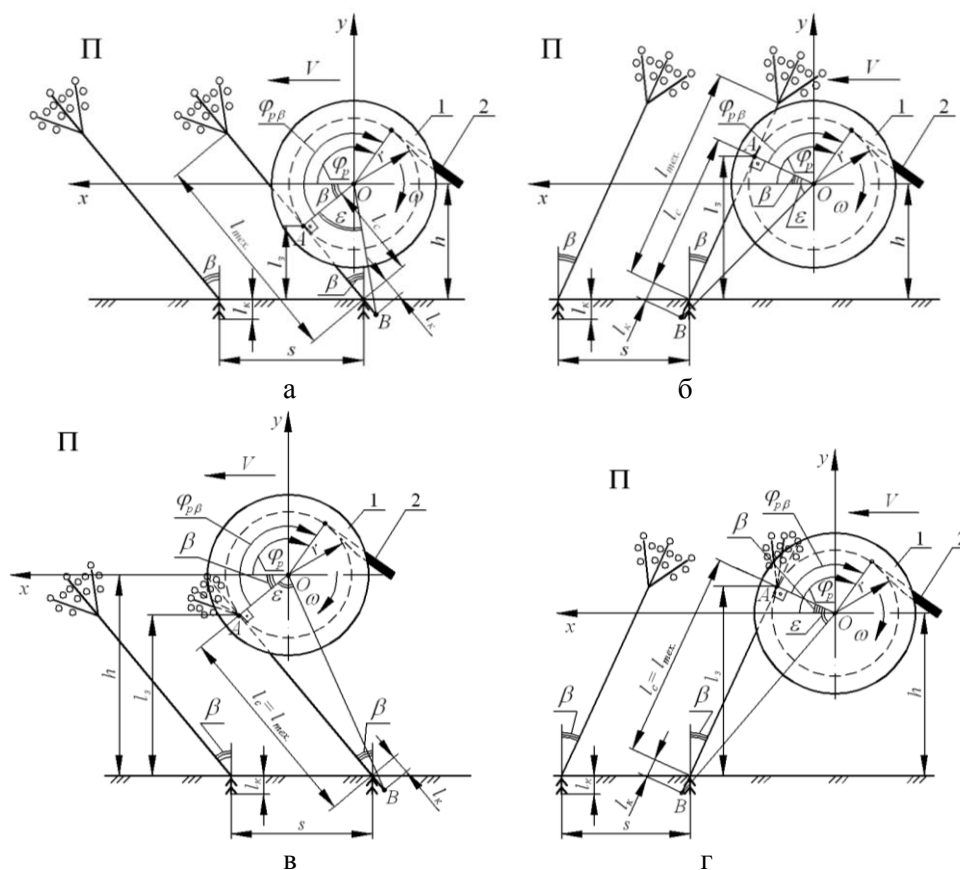
$$h - r \sin \beta = l_{mex} \cos \beta. \quad (22)$$

Знайдемо кут β із рівняння (22):

$$\beta_{1,2} = 2 \arctg \left[\frac{r \pm \sqrt{r^2 - h^2 + l_{mex.}^2}}{h + l_{mex.}} \right]. \quad (23)$$

Значення кута β , за якого матимемо найбільший кут $\varphi_{p\beta}$:

$$\beta = \max \{ \beta_1; \beta_2 \}. \quad (24)$$



а, в – $l_3 < h$; б, г – $l_3 > h$ (1 – конічні диски; 2 – зубець очисної планки)

Рисунок 6 – Схеми переміщення стебла льону, що защемлене між дисками, у випадку $l_3 \neq h$

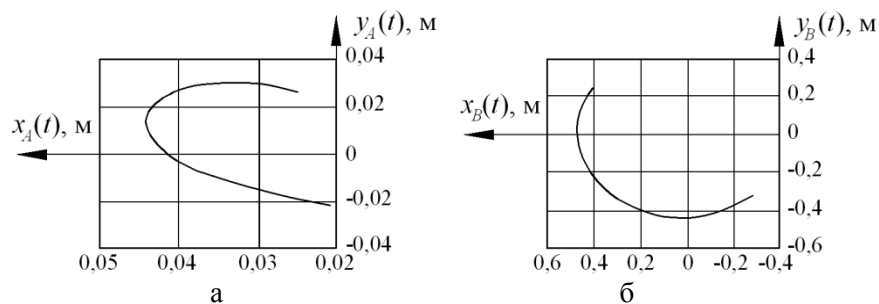


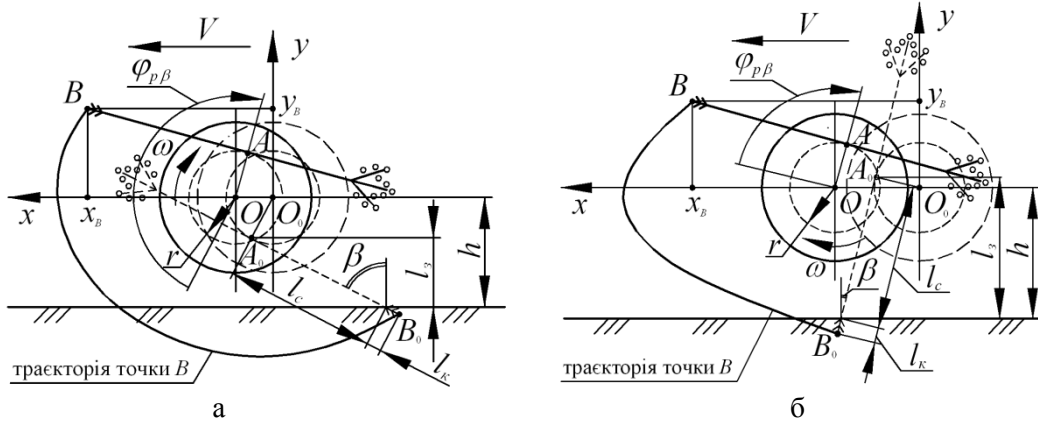
Рисунок 7 – Траєкторії точок А (а) та В (б) стебла льону, що защемлене між дисками, у випадку $l_3 < h$
($V = 0,833$ м/с; $r = 0,03$ м; $\gamma = \pi/6$ рад.; $h = 0,3$ м; $l_{mex.} = 0,4$ м; $l_c = 0,4$ м; $l_k = 0,03$ м; $s = 0,04$ м;
 $\omega = 61$ рад./с; $t_p = 0,047$ с; $\beta = 0,801$ рад.; $\varepsilon = 1,501$ рад.)

Визначений за виразом (24) кут β – це найбільший допустимий кут відхилення стебел льону від вертикального положення, за якого можлива робота конічно-дискового льонобрального апарата, встановленого на висоті h , без втрат і пошкодження насінневої частини урожаю. При цьому значенні кута β для випадку $l_3 < h$ визначається найбільша допустима висота h (рис. 6, в):

$$h \leq l_{\text{mex.}} \cos \beta + r \sin \beta. \quad (25)$$

У випадку $l_3 < h$, кутова швидкість обертання конічних дисків визначається з умови:

$$\omega > \frac{V \varphi_{p\beta}}{s} \quad \text{або} \quad \omega > \frac{V(\varphi_p + \beta)}{s}. \quad (26)$$



а – $l_3 < h$; б, – $l_3 > h$

Рисунок 8 – Траєкторії переміщення стебла льону, що защемлене між дисками, у випадку $l_3 \neq h$

Розглянемо випадок, коли $l_3 > h$ (рис. 6 б, г). Цей випадок можливий, якщо стеблостій льону теж полеглий, але стебла льону відхилені від вертикального положення на кут β у напрямку, що протилежний до напрямку руху льонозбирального агрегата. Для цього випадку рівняння руху точки А, що характеризує місце защемлення стебла дисками в площині П, та точки В (вільний кінець стебла зі сторони гузирів) матимуть вигляд:

$$\left. \begin{aligned} x_A &= Vt + r \cos(\varphi + \beta); \\ y_A &= r \sin(\varphi + \beta); \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

$$\left. \begin{aligned} x_B &= Vt + \sqrt{r^2 + (l_c + l_k)^2} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon + \varphi + \beta\right); \\ y_B &= -\sqrt{r^2 + (l_c + l_k)^2} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varepsilon + \varphi + \beta\right). \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

У рівняннях (27) та (28) кут $\varphi = \omega t$, причому час t змінюється в межах від 0 до $t_p = \varphi_{p\beta}/\omega$. Для цього випадку робоча зона конічних дисків буде визначатися кутом (рис. 6, б):

$$\varphi_{p\beta} = \varphi_p - \beta. \quad (29)$$

Для випадку $l_3 > h$ траєкторії точок А та В стебла зображені на рис. 8, б та рис. 9.

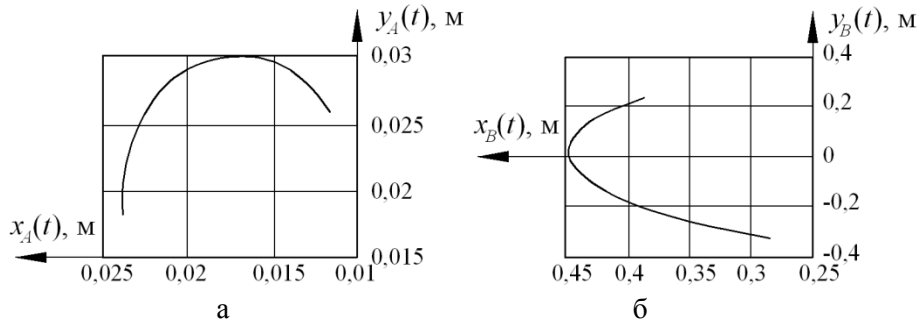


Рисунок 9 – Траєкторії точок А (а) та В (б) стебла льону, що защемлене між дисками, у випадку $l_3 > h$ ($V = 0,833$ м/с; $r = 0,03$ м; $\gamma = \pi/6$ рад.; $h = 0,3$ м; $l_{\text{mex.}} = 0,4$ м; $l_c = 0,4$ м; $l_k = 0,03$ м; $s = 0,04$ м; $\omega = 45$ рад./с; $t_p = 0,032$ с; $\beta = 0,651$ рад.; $\varepsilon = 1,501$ рад.)

У цьому випадку, чим більше значення кута β , тим менше значення кута $\varphi_{p\beta}$, що визначає робочу зону конічних дисків. Разом з тим, має виконуватися умова $\varphi_{p\beta} \geq \varphi_{\text{вст.}}$. Для забезпечення виходу вибраного стебла льону з робочої зони дисків до надходження туди наступної рослини, кутову швидкість ω дисків необхідно визначати при $\beta = 0$ з умови (18), оскільки тоді величина кута $\varphi_{p\beta}$ буде найбільшою. Якщо стеблостій полеглий, тоді льонозбиральний агрегат з конічно-дисківим льонобральним апаратом необхідно спрямовувати у напрямку, що протилежний напрямку відхилення стебел льону від вертикального положення на кут β , тоді матимемо $l_s > h$. Саме у випадку $l_s > h$ будуть створені найбільш сприятливі умови для брання льону.

Висновки. У результаті теоретичного дослідження процесу брання льону конічно-дисківим льонобральним апаратом отримано умови для обґрунтування раціональних параметрів апарата в залежності від стану стеблостою льону та його параметрів. Зокрема, отримано умови для визначення кутової швидкості обертання конічних дисків та висоти встановлення льонобального апарата. Також отримано рівняння, що описують траєкторії руху частин стебла вибраного льону у конічно-дисківому льонобральному апараті.

1. Хайлис Г. А. Льноуборочные машины / Г. А. Хайлис, Н. Н. Быков, В. Н. Бухарин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
2. Шейченко В. О. Обґрунтування параметрів та режиму роботи льонобального апарата з поперечними рівчакми: дис... канд. техн. наук: 05.05.11 / Шейченко Віктор Олександрович; Український НДІ випробування та прогнозування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва ім. Леоніда Погорілого (УКРНДІПВТ ім. Л.Погорілого). – Дослідницьке, 2006. – 173 с.
3. Налобіна О. О. Механіко-технологічні основи процесів взаємодії робочих органів льонозбирального комбайна з рослинним матеріалом: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11 / Налобіна Олена Олександрівна; Луцький держ. техн. ун-т. – Луцьк, 2008. – 476 с.
4. Foulk, J. A., Akin, D. E., & Dodd, R. B. (2003). Fiber flax farming practices in the Southeastern United States. *Crop Management*, 2 (1). Available at <https://doi.org/10.1094/CM-2003-0124-01-MG>
5. Hall L. M., Booker H., Siloto R. M. P., Jhala A. J., Weselake R. J. (2016): Flax (*Linum usitatissimum* L.). *Industrial Oil Crops*, 157–194. Available at <https://doi.org/10.1016/B978-1-893997-98-1.00006-3>
6. Mańkowski, J., Maksymiuk, W., Sychalski, G., Kołodziej, J., Kubacki, A., Kupka, D., & Pudielko, K. (2017). Research on new technology of fiber flax harvesting. *Journal of Natural Fibers*, 15 (1), 53–61.
7. Nilsson D. (2006). Dynamic simulation of the harvest operations of flax straw for short fibre production – Part 1. *Journal of Natural Fibers*, 3 (1), 23–34.
8. Патент №125964 (Україна), МПК A01D45/06, A01D41/14. Льонобралка конічно-дисків / Дударев І.М.; Заявлено 29.01.2018; Опубл. 25.05.2018; Бюл. № 10.
9. Патент №126578 (Україна), МПК A01D45/06. Конічно-дисківий льонобральний апарат / Дударев І.М.; Заявлено 29.01.2018; Опубл. 25.06.2018; Бюл. № 12.

REFERENCES

1. Khailys, H. A., Bykov, N. N., Bukharyn, V. N. (1985). *Lnouborochnye mashyny*, – М.: Mashynostroenye, 232.
2. Sheichenko, V. O. (2006). *Obgruntuvannia parametriv ta rezhymu roboty lonobralnoho aparata z poperechnymy rivchakamy: dys... kand. tekhn. nauk: 05.05.11 / Sheichenko Viktor Oleksandrovyh; Ukrainyskyi NDI vyprobuvannia ta prohnozuvannia tekhniki i tekhnolohii dlia silskohospodarskoho vyrobnytstva im. Leonida Pohoriloho (UKRNDIPVT im. L.Pohoriloho), Doslidnytske, 173.*
3. Nalobina, O. O. (2008). *Mekhaniko-tekhnolohichni osnovy protsesiv vzaiemodii robochych orhaniv lonozbyralnoho kombaina z roslynnyym materialom: dys. ... d-ra tekhn. nauk: 05.05.11 / Nalobina Olena Oleksandrivna; Luts'kyi derzh. tekhn. un-t, Luts'k, 476.*
4. Foulk, J. A., Akin, D. E., & Dodd, R. B. (2003). Fiber flax farming practices in the Southeastern United States. *Crop Management*, 2 (1). Available at <https://doi.org/10.1094/CM-2003-0124-01-MG>
5. Hall L. M., Booker H., Siloto R. M. P., Jhala A. J., Weselake R. J. (2016): Flax (*Linum usitatissimum* L.). *Industrial Oil Crops*, 157–194. Available at <https://doi.org/10.1016/B978-1-893997-98-1.00006-3>
6. Mańkowski, J., Maksymiuk, W., Sychalski, G., Kołodziej, J., Kubacki, A., Kupka, D., & Pudielko, K. (2017). Research on new technology of fiber flax harvesting. *Journal of Natural Fibers*, 15 (1), 53–61.
7. Nilsson D. (2006). Dynamic simulation of the harvest operations of flax straw for short fibre production – Part 1. *Journal of Natural Fibers*, 3 (1), 23–34.
8. Dudarev, I. M. (2018). *Lonobral'ka konichno-dyskova*. UA Patent №125964, filed January 29, 2018, and issued May 25, 2018.
9. Dudarev, I. M. (2018). *Konichno-dyskovyi lonobralnyi aparat*. UA Patent №126578, filed January 29, 2018, and issued June 25, 2018.

Дударев І.Н., Хомич А.В., Герасимик-Чернова Т. П. Теоретическое исследование процесса теребления льна конусно-дисківим льнотеребильным аппаратом.

Распространенные ременные льнотеребильные аппараты обеспечивают параллельность стеблей в ленте льна, но имеют сложную конструкцию. При переработке льна на короткое волокно в соответствии с новыми технологиями нет необходимости обеспечивать параллельность стеблей в ленте. Для уборки льна можно использовать конусно-дисківий льнотеребильный аппарат простой конструкции, условия, для обоснования параметров которого (угловой скорости и

высоты установки дисков), получены в статье. Получены уравнения, описывающие траектории движения стебля в процессе тербления.

Ключевые слова: лен-долгунец, лен масличный, тербление льна, льнотеребилный аппарат, уборка льна, льноуборочная техника.

I. Dudarev. A. Khomych. T. Gerasymyk-Chernova. Theoretical study of the flax pulling process by conical-disc flax pulling mechanism.

Flax is mainly grown to produce a long flax fibre. Therefore, during harvesting, it is important to ensure the parallelism of flax stems in the band, as it is necessary for subsequent technological operations. The most common are belt flax pulling mechanisms. A large number of scientific studies of leading scientists in the field of flax are devoted to the theoretical justification of the design and parameters of these flax-pulling mechanisms. These flax pulling mechanisms provide high quality flax and parallelism of the stems in the flax band. But these flax pulling mechanisms are bulky, have a complicated structure and drive. During the processing of flax into a short flax fibre according to new technologies, there is no need for the stems in the tape to be parallel, even damage to the stems and their rupture is allowed. Thus, for flax harvesting, which is processed into a short flax fibre, it is possible to use flax pulling mechanisms of a simpler design, which should provide only the pulling of all flax plants from the soil. In most farms, grain harvesters are used to harvest flax, which is intended for processing on short fibers. The cutting mechanism of grain harvesting combines often fails, since flax contains fibers. In addition, in the stubble after cutting the flax, the fiber that is lost is left. Therefore, it is necessary to pull flax from the soil, and cutting flax is not desirable. Therefore, research towards the development of simple design of flax pulling mechanism is relevant. Accordingly, the aim of the study is to justify design parameters of conical-disc flax pulling mechanism. The theoretical study of the flax pulling process with a new conical-disc flax pulling mechanism having a simple design allowed us to obtain the conditions for substantiating its rational parameters, depending on the state and parameters of flax. Conditions for determining the angular velocity and the height of the installation of disks and equations describing the trajectories of motion of parts of the flax stem during pulling process are obtained.

Keywords: fiber flax, linseed, flax pulling process, flax pulling mechanisms, flax harvesting, flax harvesting machines.

АВТОРИ:

ДУДАРЕВ Ігор Миколайович, доктор технічних наук, доцент, професор кафедри технологій і обладнання переробних виробництв, Луцький національний технічний університет, i_dudarev@ukr.net

ХОМИЧ Анатолій Васильович, кандидат технічних наук, в.о. директора, Любешівський технічний коледж Луцького НТУ, chomicht@ukr.net

ГЕРАСИМИК-ЧЕРНОВА Тетяна Павлівна, вчитель-методист, заступник директора з навчальної роботи, Любешівський технічний коледж Луцького НТУ.

АВТОРЫ:

ДУДАРЕВ Игорь Николаевич, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры технологий и оборудования перерабатывающих производств, Луцкий национальный технический университет, i_dudarev@ukr.net

ХОМЫЧ Анатолий Васильевич, кандидат технических наук, и.о. директора, Любешовский технический колледж Луцкого НТУ, chomicht@ukr.net

ГЕРАСЫМЫК-ЧЕРНОВА Татьяна Павловна, учитель-методист, заместитель директора по учебной работе, Любешовский технический колледж Луцкого НТУ.

AUTHORS:

Igor DUDAREV, Doctor of Technical Sciences, Professor of Department of Technologies and Equipment of Processing Industries, Lutsk National Technical University, i_dudarev@ukr.net

Anatoliy KHOMECH, Candidate of Technical Sciences, Acting Director, Liubeshiv Technical College, chomicht@ukr.net

Tatiana GERASYMYK-CHERNOVA, Teacher-Methodist, Deputy Director of Education, Liubeshiv Technical College.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.34>

Стаття надійшла в редакцію 14.04.2019р.

Єфімчук Г. В., Назарчук Л. В., Селезньов Е. Л., Клименко О. Д., Селезньов Д. Е., Шимчук Ю. П.
Луцький національний технічний університет, м. Луцьк, Україна

ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ ВІДМОЧУВАННЯ ПРІСНОСУХОЇ СИРОВИНИ ПІД ВПЛИВОМ ЕЛЕКТРОАКТИВОВАНИХ ВОДНИХ СЕРЕДОВИЩ

У статті представлено планування двохфакторного експерименту, в результаті якого встановлено оптимальні режими процесу відмочування хутрової сировини. Запропоновано практичні рекомендації використання електроактивованих водних розчинів під час проведення технологічних процесів обробки хутрової сировини, а також визначено раціональні технологічні параметри проведення підготовчих процесів вичинки хутра.

Ключові слова: відмочування, хутрова сировина, рН водного розчину, електроактивована вода.

Планування другого порядку використовують на практиці в тих випадках, коли лінійного приближення недостатньо для математичного опису об'єкту досліджень з необхідною точністю. Тому виникає необхідність в побудові моделей у вигляді поліномів другої степені [1].

Постановка проблеми. Основна задача, яку необхідно вирішити під час проведення експерименту, – це підібрати такі значення водневого показника і температури відмочувальної рідини, при яких значення вологовмісту зразка було б максимальним. Іншими словами, потрібно знайти оптимальні режими проведення процесу відмочування, при яких би основна його задача (приведення консервованої шкурки в стан, близький до парного) виконувалась з найменшими затратами часу та електроенергії [1].

Об'єкти та методи дослідження. Об'єктом дослідження було обрано шкіру кроля прісносухого способу консервування. Дослідження по відмочуванню хутрової сировини [2] проводились в режимах, що відповідали матриці рототабельного планування експерименту другого порядку. Експериментальні дані оброблялись з допомогою оболонки MathCAD. Результати математичного моделювання представлені у вигляді таблиць та графіків.

Критерієм оптимізації процесу відмочування шкурок кроля прісносухого методу консервування є вологовміст зразків (W , %), на який суттєво впливають температура (t , °C) та водневий показник (рН) відмочувальної рідини.

Результати та їх обговорення. Попередні дослідження показали [3], що найбільші значення функції відгуку досягаються при водневому показнику близько 3,0 (аноліт) та температурі робочої рідини 50 °C. Тому ці значення факторів були обрані за такі, що відповідають нульовому рівню при плануванні експерименту.

Значення факторів та їх кодування наведено у табл. 1.

Таблиця 1. Інтервали та рівні варіювання факторів критерію оптимізації в кодованих та натуральних величинах

Фактори	Рівні варіювання факторів					Інтервал варіювання ε
	-1,41	-1	0	+1	+1,41	
Водневий показник рН (x_1)	1,6	2	3	4	4,4	1
Температура робочої рідини t , °C (x_2)	20	28,7	50	71,3	80	21,3

Загальна кількість дослідів N визначалась згідно [1], тому для двох факторів ($k=2$) $N=13$.

Статистична обробка даних по кожному досліді підтвердила, що вибірка не містить даних, які б відрізнялись від інших настільки, що б виникло припущення про грубу помилку. Таким чином, з вибірки не були викинуті дані експериментів.

Розрахунки середнього арифметичного значення критерію оптимізації в окремому досліді $\bar{y}_u$, дисперсії s_i та величини похибок Δy в кожному досліді, а також визначення довірчих інтервалів $\bar{y}_u + \Delta y$ і $\bar{y}_u - \Delta y$ здійснювалось згідно [1]. Отримані результати було використано для перевірки

однорідності дисперсій за критерієм Кохрена, який знаходиться із відношення максимальної дисперсії до суми всіх дисперсій:

$$G_{розр} = \frac{s_{max}^2}{\sum_{i=1}^N s_i^2} = 0,1657 \quad (1)$$

Всі дисперсії можна вважати однорідними з довірчою імовірністю 95%, так як $G_{розр} < G_{табл}$ при $G_{табл} = 0,3095$ [2].

Для розрахунку коефіцієнтів рівняння регресії згідно [4, 5] проводились попередні розрахунки, в результаті чого були одержані розрахункові значення коефіцієнтів рівняння регресії. Після оцінки похибок при визначенні коефіцієнтів регресії та перевірки їх значимості було виявлено один не значимий коефіцієнт, а тому він може бути виключений із подальшого розгляду моделі. З урахуванням цього, рівняння регресії для кодованих факторів матиме вигляд:

$$y(x_1, x_2) = 146,7658 - 4,0386x_2 - 2,5406x_1x_2 - 3,074x_1^2 - 8,5704x_2^2 \quad (2)$$

Гіпотезу про адекватність моделі (2) перевіряли з допомогою критерію Фішера за методикою, описаною в [6]. З цією метою, знаходили значення дисперсій адекватності s_{ad}^2 та відтворюваності $s_{\{y\}}^2$: $s_{ad}^2 = 142,9741$; $s_{\{y\}}^2 = 98,9268$. Знаючи значення вищеприведених дисперсій, було знайдено розрахункове значення критерію Фішера:

$$F_{розр} = \frac{s_{ad}^2}{s_{\{y\}}^2} = 1,4453 \quad (3)$$

Порівнюючи розрахункове значення з табличним $F_{табл} = 6,59$ ($F_{розр} < F_{табл}$), з довірчою імовірністю 95% можна стверджувати, що математична модель адекватно описує поверхню відгуку і її можна використовувати з метою оптимізації процесу.

Відповідно до математичної моделі (2) за допомогою оболонки MathCAD були побудовані геометричні залежності функції відгуку від факторів (рис. 1–3).

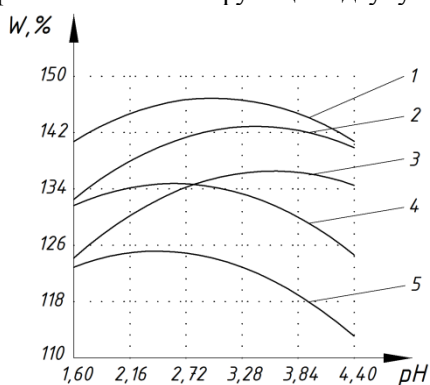


Рисунок 1. Залежність вологовмісту W від значення водневого показника pH при різних температурах відмочувальної рідини t : 1 – при $t=50$ °C; 2 – при $t=28,7$ °C; 3 – при $t=20$ °C; 4 – при $t=71,3$ °C; 5 – при $t=80$ °C

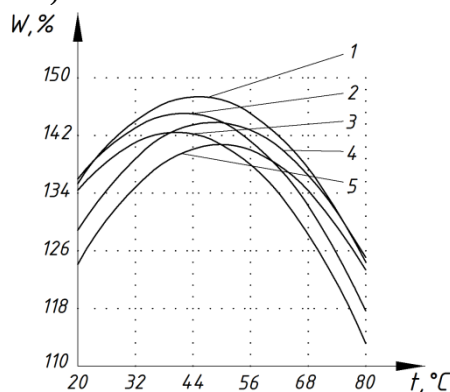


Рисунок 2. Залежність вологовмісту W від температури відмочувальної рідини t при різних значеннях водневого показника pH : 1 – при $pH=3,0$; 2 – при $pH=4,0$; 3 – при $pH=4,4$; 4 – при $pH=2,0$; 5 – при $pH=1,6$

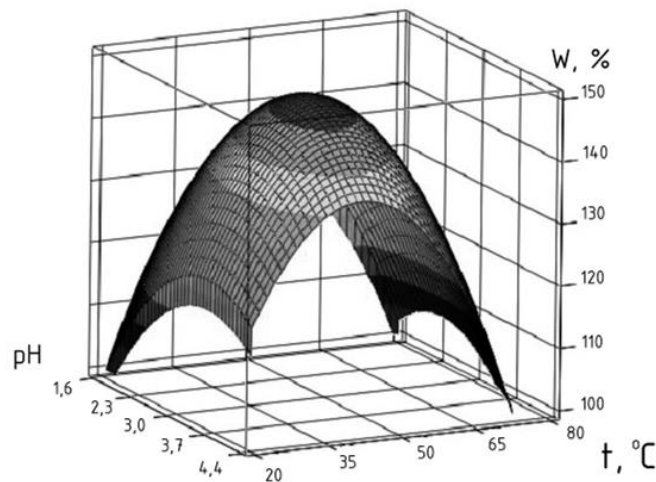


Рисунок 3. Просторова залежність критерію оптимізації процесу відмочування (вологівмісту зразків W , %) від факторів (температури t , °C та водневого показника pH відмочувальної рідини)

З наведених графіків слідує, що функція відгуку має вигляд випуклої поверхні, тобто екстремум – максимальне значення вологовмісту зразка при водневому показнику pH 2,2...3,8 та температурі відмочувальної рідини 32...56 °C.

Для пошуку оптимальних технологічних параметрів процесу зволоження при відмочуванні прісносухих шкур кроля застосовано метод релаксації [4], заснований на переміщенні до оптимуму в напрямку осей координат, вздовж яких функція мети змінюється (зменшується або збільшується) найбільш суттєво.

Оскільки вирішувалась задача максимізації вологовмісту, кроки в напрямку збільшення значень функції мети здійснювались до тих пір, доки значення критерію оптимізації по вибраному осьовому напрямі не припиняло зростати. Критерієм закінчення пошуку служив момент досягнення точки, яка характерна тим, що при русі із неї в будь-якому осьовому напрямі не відбувалось подальше збільшення критерію оптимізації. Причому приймалось до уваги те, що оптимум знаходиться всередині області допустимих відхилень у вимірюваннях факторів, оскільки в точці оптимуму значення часткових похідних близькі до нуля.

При відомому математичному описі об'єкту дослідження у вигляді рівняння другого порядку (2), критерій оптимізації у вихідній точці був рівний 128,542. Ця точка пошуку мала наступні координати: $x_1^{(0)} = 1$; $x_2^{(0)} = 1$. Пошук вели спершу в напрямку осі x_1 , в зв'язку з чим зберігали значення $x_2^{(0)} = 1$ постійним:

$$y_1 = 146,7658 - 4,0386 \cdot 1 - 2,5406 \cdot x_1 \cdot 1 - 3,0740 \cdot x_1^2 - 8,5704 \cdot 1^2 \quad (4)$$

Максимум функції (2) знаходимо із умови:

$$\frac{dy_1}{dx_1} = 2,5406 - 2 \cdot 3,0740 \cdot x_1 \quad (5)$$

Прирівнявши вираз (5) до нуля і визначивши x_1 , отримаємо: $x_1^{(1)} = -0,413$. В новій точці на постійному рівні фіксували фактор x_1 ; координати точки наступні: $x_1^{(1)} = -0,413$; $x_2^{(1)} = x_2^{(0)} = 1$. Значення критерію оптимізації піднялось до 134,682. Далі вели пошук в напрямку осі x_2 з врахуванням нового рівняння для функції мети, яке знайшли із рівняння (2):

$$y_2 = 146,242 - 2,990 \cdot x_2 - 8,5704 x_2^2 \quad (6)$$

Максимум функції мети знайшли із умови:

$$\frac{dy_2}{dx_2} = -2,990 - 17,141 \cdot x_2, \quad (7)$$

звідси $x_2^{(2)} = -0,174$.

Координати нової точки: $x_1^{(2)} = x_1^{(1)} = -0,413$; $x_2^{(2)} = -0,174$. Величина критерію оптимізації збільшилась до 146,502. Після цього рух знову продовжували вздовж осі x_1 , потім знову вздовж осі x_2 і т.д.

В результаті після чотирьох циклів установили максимальне значення критерію оптимізації, яке склало 147,270. Результати пошуку зведені в табл. 2.

Таблиця 2. Знаходження максимального значення критерію оптимізації

№ циклу	Фактори		Значення критерію оптимізації у
	x_1	x_2	
0	1	1	128,542
1	-0,413	1	134,682
2	-0,413	-0,174	146,502
3	0,072	-0,174	147,225
4	0,072	-0,246	147,270

На рис. 4 показано схему пошуку оптимуму в координатах кодovаних величин.

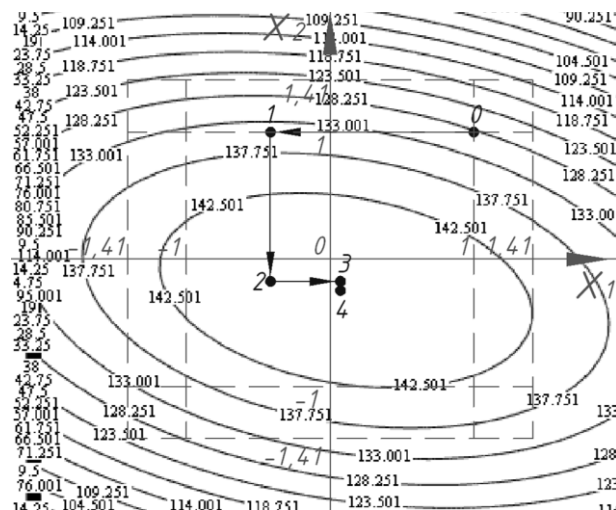


Рисунок 4. Схема пошуку оптимуму при русі методом релаксації

Аналізуючи рис.4, слід відмітити, що при віддаленні від точки екстремуму значення вологовмісту зменшується. Задаючись значенням одного фактора, за рис. 4 можна визначити, як при зміні вологовмісту зразка змінюватиметься інший фактор.

Висновки. В результаті планування експерименту були знайдені оптимальні режими процесу відмочування хутрової сировини. Графічна інтерпретація математичної моделі процесу дійсно відображає поверхню відгуку, що містить екстремум функції.

Отже, оптимальними значеннями технологічних параметрів процесу відмочування є температура 45 ± 1 С та водневий показник рН $3,1 \pm 0,1$. При цих значеннях технологічних параметрів досягається максимальне значення вологовмісту шкіри 147 ± 12 %.

1. Савченко Г. В. Прогнозування властивостей шкур кроля, вичинених з використанням електроактивованої води / Г. В. Савченко, В. П. Коновал, М. С. Беднарчук // Легка промисловість. – К.: Держ.центр. бюро техн. інформації з легкої та текстильної промисл., 2010. – № 4. – С. 32-33.

2. Савченко Г. В. Дослідження впливу електроактивованої води на процес відмочування пріснотрихих шкур кроля / Г. В. Савченко // Наукові розробки молоді на сучасному етапі: IX Всеукр. ювілейна наук. конф. молодих вчених та студентів, 22-23 квіт. 2010 р.: тези доп. – К.: КНУТД, 2010. – Том II. – С. 82.

3. Цимбаленко О. П. Дослідження впливу рН електроактивованої води на її кислотну та лужну ємність / О. П. Цимбаленко, Г. В. Савченко, Б. М. Злотенко // Сучасні екологічно безпечні технології виробництва шкіри та хутра: III міжнар. наук.-практ. конф., присвячена 80-річчю каф. ТШХ, 27-28 квіт. 2010 р.: зб. наук. праць. – К.: КНУТД, 2010. – С. 170-172.

4. Тихомиров В. Б. Планирование и анализ эксперимента (при проведении исследований в легкой и текстильной промышленности). – М.: Легкая индустрия, 1974. – 262 с.
5. Виварский М. С., Лурье М. В. Планирование эксперимента в технологических исследованиях. – К.: Техника, 1975. – 168 с.
6. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976. – 280 с.

REFERENCES

1. Savchenko H.V., Konoval V.P., Bednrrchuk M.S. (2010) The forecasting of the properties of rabbit skins, made using electric activated water. Light industry, 4, 32-33.
2. Savchenko H.V. (2010) The investigation of the influence of electroactivated water on the process of wetting of dry, rabbit hides. Scientific developments of youth at the present stage, volume II, 82
3. Tsybalenko O.P., Savchenko H.V., Zlotenko B.M. (2010) The investigation of the influence of pH of electroactivated water on its acid and alkaline capacity. Modern ecologically safe technologies of leather and fur production, 170–172.
4. Tikhomirov V.B. (1974) Experiment planning and analysis (when conducting research in the light and textile industry). Light industry, 262.
5. Vivarskii M.S., Lurie M.V. (1975) Experiment planning in technological research. Equipment, 168.
6. Adler Y.P., Markova E.V., Granovskii Y.V. (1976) Planning an experiment when searching for optimal conditions. Science, 280.

Єфімчук Г. В., Назарчук Л. В., Селезньов Е. Л., Клименко О. Д., Селезньов Д. Е., Шимчук Ю. П. Оптимізація процесу отмоки пресносухого сир'я під впливом електроактивованої водної середовища.

В статті представлені результати планування двохфакторного експерименту, в результаті якого установлені оптимальні режими процесу отмоки мехового сир'я. Предложені практичні рекомендації використання електроактивованих водних розчинів при проведенні технологічних процесів обробки мехового сир'я, а також визначені раціональні технологічні параметри проведення підготовчих процесів виделки меха.

Ключові слова: отмока, мехове сир'я, рН водного розчину, електроактивована вода.

Halyna Yefimchuk, Liudmyla Nazarchuk, Eduard Seleznov, Aleksandr Klymenko, Dmytro Seleznov, Yurii Shymchuk. Optimization of the process soaking fresh-dry raw materials under the influence of electroactivated aqua environment.

The article presents the planning of a two-factor experiment, which resulted in the establishment of optimal regimes of the process of wrapping fur raw materials. Practical recommendations for the use of electroactivated aqueous solutions during technological processes of processing of fur raw materials are offered, as well as rational technological parameters of conducting preparatory processes for finning.

Keywords: soaking, fur raw materials, pH of an aqueous solution, electroactivated water.

Г. В. ЄФІМЧУК, кандидат технічних наук, доцент кафедри отраслевого машиностроєння і лісного господарства, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

Л. В. НАЗАРЧУК, кандидат технічних наук, доцент кафедри отраслевого машиностроєння і лісного господарства, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

Е. Л. СЕЛЕЗНЬОВ, кандидат технічних наук, доцент кафедри отраслевого машиностроєння і лісного господарства, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

О. Д. КЛИМЕНКО, кандидат технічних наук, доцент кафедри отраслевого машиностроєння і лісного господарства, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

Д. Е. СЕЛЕЗНЬОВ, кандидат технічних наук, старший преподаватель кафедри отраслевого машиностроєння і лісного господарства, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

Ю. П. ШИМЧУК, асистент кафедри отраслевого машиностроєння і лісного господарства, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

Halyna YEFIMCHUK, Ph. D., Associate Professor of the Department of industry mechanical engineering and forestry, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

Liudmyla NAZARCHUK, Ph. D., Associate Professor of the Department of industry mechanical engineering and forestry, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

Eduard SELEZNOV, Ph. D., Associate Professor of the Department of industry mechanical engineering and forestry, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

Aleksandr KLYMENKO, Ph. D., Associate Professor of the Department of industry mechanical engineering and forestry, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

Dmytro SELEZNOV, Ph. D., Senior Lecturer of the Department of industry mechanical engineering and forestry, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

Yurii SHYMCHUK, assistant of the Department of industry mechanical engineering and forestry, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.35>.

Захарчук В.І., Захарчук О.В., Тарасюта Ю.С., Кулик В.В.

*Луцький національний технічний університет***ДОСЛІДЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ З
ПЕРЕОБЛАДНАНИМ З ДИЗЕЛЯ ГАЗОВИМ ДВИГУНОМ**

В статті наведено результати розрахункових досліджень впливу експлуатаційних факторів на витрату палива та токсичність відпрацьованих газів вантажного автомобіля з переобладнанням з дизеля газовим двигуном. Встановлено, що більш екологічно небезпечним на 31,5...39,5 % є транспортний засіб з дизелем при збільшенні витрати палива автомобілем з газовим двигуном на 18,1...22,6 %. Також встановлено, що з підвищенням маси вантажу та при збільшенні коефіцієнта опору кочення суттєво підвищується витрата палива та погіршуються екологічні показники вантажного автомобіля з переобладнанням з дизеля газовим двигуном.

Ключові слова: газовий двигун, експлуатаційні фактори, їздовий цикл, витрата палива, шкідливі викиди.

Постановка проблеми. Інтенсивне збільшення ціни на традиційні палива за останні роки та забруднення навколишнього середовища викидами шкідливих речовин (ШР) з відпрацьованими газами (ВГ) різних видів техніки визначили актуальність досліджень використання альтернативних палив. Одним з дійових шляхів зменшення витрат на дизельне паливо (ДП) та зниження викидів ШР з ВГ дизелів є використання стиснутого природного газу (СПГ).

Аналіз останніх досліджень. Як показали попередні наукові дослідження [1, 2, 3], одним з найкращих способів поліпшення екологічних показників транспортних засобів (ТЗ) та економії витрат на ДП є їх конвертація для роботи на СПГ. Конвертуванням дизелів у газові двигуни займаються в США, Німеччині, Італії, Франції, Японії, Україні та інших країнах світу [3, 4, 5, 6, 7].

Порівняльні дослідження, виконані при роботі автотракторних дизелів на ДП та СПГ, свідчать про зміну паливної економічності та токсичності ВГ двигуна при переході з одного палива на інший [8]. Також відрізняється закономірність зростання витрати палива та викидів ШР з ВГ при підвищенні навантаження на двигун (завантаження ТЗ), зміні коефіцієнта опору кочення, кута нахилу повздовжнього профілю дороги та ін [3, 8].

Таким чином, на сьогоднішній день актуальні дослідження які направлені на вивчення закономірностей зміни витрати палива та викидів ШР з ВГ газового двигуна вантажного автомобіля при роботі на СПГ в залежності від експлуатаційних факторів.

Формування цілей роботи. Метою роботи є визначення витрати палива та викидів ШР з ВГ при русі вантажного автомобіля з переобладнанням з дизеля газовим двигуном в залежності від експлуатаційних факторів.

Основна частина. Об'єктом дослідження є вантажний автомобіль ГАЗ 3309 з переобладнанням з дизеля газовим двигуном. Дослідження впливу експлуатаційних факторів на витрату палива та викиди ШР з ВГ газовим двигуном ТЗ виконано шляхом математичного моделювання. Зміну режимів роботи газового двигуна та відповідну зміну режимів руху вантажного автомобіля, що задано їздовим циклом, описано рядом алгебраїчних та диференціальних рівнянь [8].

Щоб результати порівняльного аналізу в характерних умовах руху автомобіля максимально повно відповідали реальним умовам експлуатації, розгін запропоновано здійснювати при максимальних (за весь період руху по циклу) положеннях органів управління паливоподачею, обох типів двигунів. Розгін ТЗ імітувався з першої по п'яту передачі транспортного ряду. Усталений рух моделювався зі сталою швидкістю на п'ятій передачі. Режим сповільнення – рух автомобіля накатом, при якому двигун працює в режимі холостого ходу.

В табл. 1 наведено показники ТЗ з дизелем і газовим двигуном (маса вантажу $m_b = 4000$ кг, довжина циклу $S = 1000$ м, коефіцієнт опору кочення $f_0 = 0,016$), які отримано шляхом розрахунку на математичній моделі.

На рис. 1 зображено відтворений на математичній моделі рух вантажного автомобіля з різними двигунами за прийнятим їздовим циклом.

Таблиця 1 – Показники вантажного автомобіля з дизелем та газовим двигуном в прийнятому їздовому циклі

Тип двигуна	Показники вантажного автомобіля			
	Час розгону, с	Час виконання циклу, с	Шлях розгону, м	Витрата енергії палива, МДж/км
Газовий двигун	50,5	139,5	46,3	11,12
Дизель	54	143,5	52,6	9,053

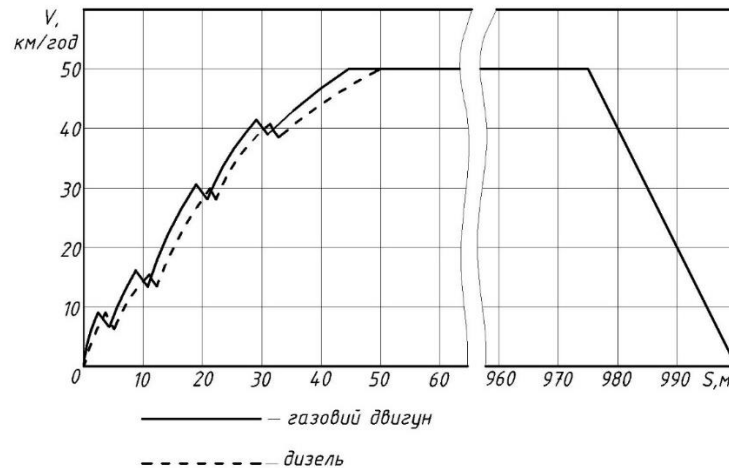


Рисунок 1 – Відтворена на математичній моделі швидкість руху вантажного автомобіля з різними двигунами за прийнятим їздовим циклом

На рис. 2 показано отримані шляхом розрахунку на математичній моделі в залежності від маси вантажу m_b : витрату палива g_n в енергетичних одиницях на 1 км пробігу вантажного автомобіля з дизелем і газовим двигуном; питомі викиди оксиду вуглецю g_{CO} , вуглеводнів g_{CH} , оксидів азоту g_{NOx} , твердих часток g_c та сумарні питомі, приведені до оксиду вуглецю ΣCO викиди шкідливих речовин.

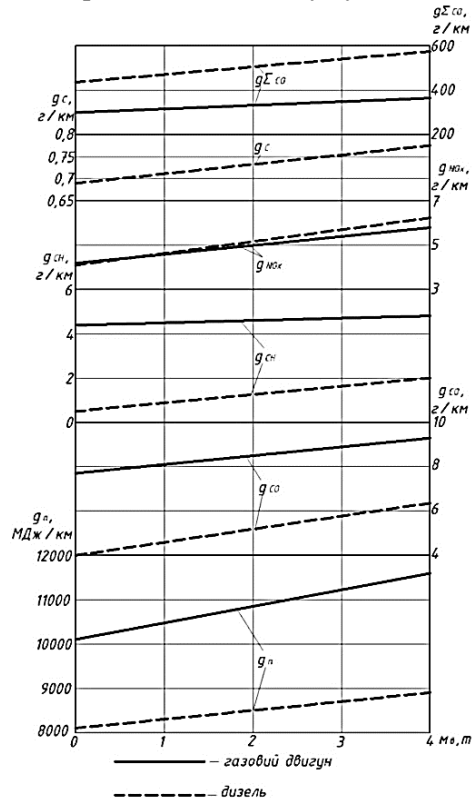


Рисунок 2 – Залежності витрати палива та викидів ШР від маси вантажу вантажного автомобіля з газовим двигуном та дизелем

З цих залежностей видно, що вантажний автомобіль з дизелем витрачає менше палива на 18,1...22,6 %, викиди CO у автомобіля з дизелем менші відповідно на 31,5...48,7 %, CH відповідно менші на 56,5...88,6 % ніж у автомобіля з газовим двигуном. Це пояснюється тим, що газовий двигун на всіх режимах працює на більш багатих паливо-повітряних сумішах. Оксидів азоту NO_x автомобіль з дизелем викидає на 8,1 % більше. На відміну від автомобіля з газовим двигуном, автомобіль з дизелем викидає ще і тверді частки. Порівнюючи сумарні питомі приведені до оксиду вуглецю ΣCO , викиди шкідливих речовин, з урахуванням відносної агресивності, видно, що більш токсичним (на 31,5...39,5 %) є автомобіль з дизелем.

Дорожні умови визначаються, в основному, фізико-механічними характеристиками дорожнього покриття та ґрунту. До них належать: структура і механічний склад, вологість, пористість, опір зсувним і стискальним навантаженням. Значний вплив на формування дорожніх умов має і рельєф місцевості [9].

На витрату палива та викиди ШР з ВГ двигуна при прямолінійному русі транспортного засобу в значній мірі впливає коефіцієнт опору кочення коліс f_0 .

Враховуючи велику кількість факторів, які впливають на величину f_0 , для розрахунків користуються його середнім значенням. Так f_0 асфальтобетонної або цементобетонної дороги складає 0,014...0,020, f_0 дороги з гравійним покриттям 0,020...0,025, f_0 дороги з кам'яної бруківки складає 0,023...0,030, f_0 ґрунтової сухої дороги 0,025...0,035, f_0 ґрунтової мокрої дороги 0,050...0,15 [9].

Порівняння показників вантажного автомобіля при різних коефіцієнтах опору кочення f_0 здійснювалось за наступною методикою. Спочатку за допомогою математичних моделей визначали показники розгону. При розрахунках розгін здійснювався до кінцевої швидкості, а потім рух відбувався зі сталою швидкістю до кінця циклу. З врахуванням розгону і руху зі сталою швидкістю визначались загальні показники витрати палива та викиди шкідливих речовин при однаковій відстані циклу.

На рис. 3 наведені залежності витрати палива g_p , викидів ШР з ВГ двигуна: g_{CO} , g_{CH} , g_{NO_x} , час виконання циклу та сумарні, приведені до CO викидів ШР $g_{\Sigma CO}$, вантажного автомобіля з газовим двигуном, з завантаженням 4000 кг, при різних швидкостях руху на прямій передачі від коефіцієнта опору кочення дороги f_0 .

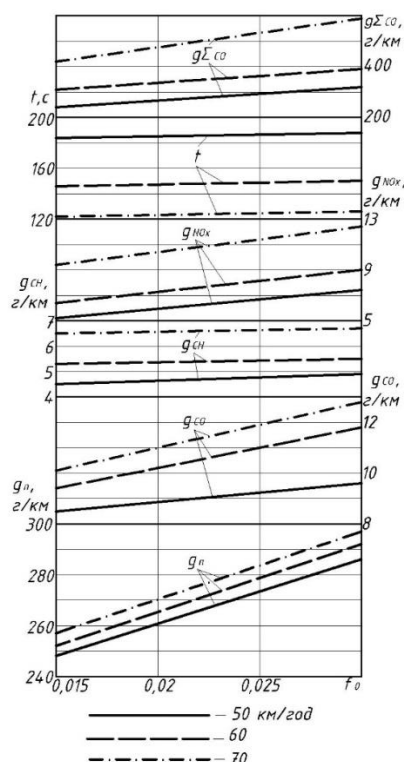


Рисунок 3 – Вплив коефіцієнта опору кочення на показники вантажного автомобіля з газовим двигуном при різних швидкості усталеного руху на прямій передачі

При порівнянні приведених показників за цикл видно, що зменшення швидкості руху на прямій передачі з 70 до 50 км/год призводить до збільшення часу проходження циклу вантажним автомобілем на 34 %. При цьому витрата палива g_p та викиди ШР g_{CO} , g_{CH} , g_{NO_x} зменшуються.

Збільшення f_0 з 0,016 до 0,03 призводить до збільшення витрати палива на 14 %, збільшення викидів ШР газовим двигуном: g_{CO} на 11...22 %, g_{CH} на 2...7 %, g_{NOx} на 24...25 %. Сумарні, приведені до СО викиди ШР $g_{\Sigma CO}$, збільшуються на 26...29 %.

Зростання швидкості в циклі на прямій передачі з 50 до 70 км/год збільшує витрату палива на 5 %, також збільшує викиди ШР газовим двигуном: g_{CO} на 25...26 %, g_{CH} на 27...31 %, g_{NOx} на 44...46 %. Сумарні, приведені до СО викиди ШР $g_{\Sigma CO}$, збільшуються на 44...45%.

З приведених порівняльних показників за цикл видно, що рух вантажного автомобіля із швидкістю 50 км/год на прямій передачі, при різних коефіцієнтах опору руху f_0 найбільш доцільний. При такій швидкості руху спостерігаються найкращі економічні та екологічні показники, хоча час проходження циклу збільшується.

На рис. 4 наведені залежності витрати палива g_p , викидів ШР з відпрацьованими газами двигуна: g_{CO} , g_{CH} , g_{NOx} , час виконання циклу та сумарні, приведені до СО викиди ШР $g_{\Sigma CO}$, вантажного автомобіля з газовим двигуном від коефіцієнта опору кочення f_0 з різними завантаженнями (2 т та 4 т).

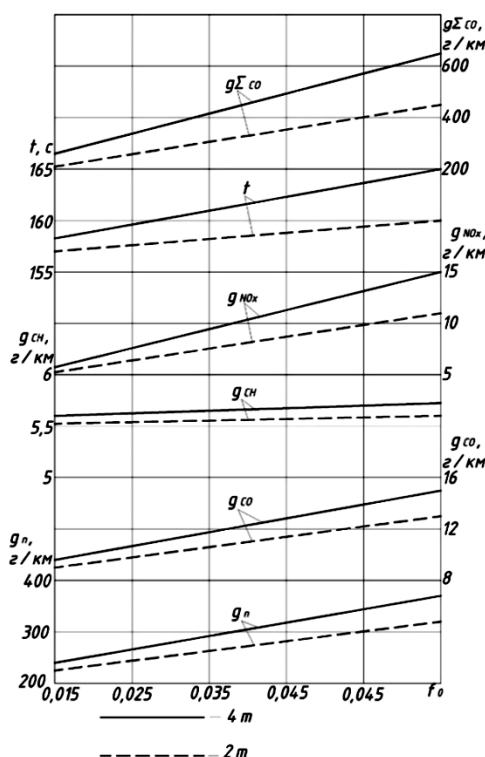


Рисунок 4 – Вплив коефіцієнта опору кочення на показники вантажного автомобіля з газовим двигуном з різним завантаженням

При порівнянні приведених показників за цикл видно, що збільшення коефіцієнта опору кочення f_0 призводить до збільшення часу проходження ТЗ циклу. При цьому витрата палива g_p та викиди ШР g_{CO} , g_{CH} , g_{NOx} також збільшуються.

Збільшення f_0 з 0,016 до 0,065 з різними завантаженнями приводить до збільшення витрати палива на 5...15 %, викидів g_{CO} на 7...15 %, викидів g_{CH} на 2...7 %, викидів g_{NOx} на 14...26 %, сумарних, приведених до СО викидів ШР $g_{\Sigma CO}$ на 13...25 % та часу виконання циклу t на 1...5 %.

На рис. 5 наведені залежності витрати палива g_p , викидів ШР з відпрацьованими газами двигуна: g_{CO} , g_{CH} , g_{NOx} , часу виконання циклу та сумарних, приведених до СО викидів ШР $g_{\Sigma CO}$, вантажного автомобіля з газовим двигуном при різних швидкостях руху на прямій передачі з різними завантаженнями.

При проведенні аналізу отриманих показників за цикл видно, що зменшення швидкості руху на прямій передачі з 70 до 50 км/год призводить до збільшення часу проходження циклу вантажного автомобіля на 31,5 %. При цьому витрата палива g_p та викиди ШР g_{CO} , g_{CH} , g_{NOx} зменшуються.

Збільшення завантаження при швидкості руху 50 км/год з 0 до 4 т призводить до збільшення витрати палива g_p на 18,8 % та збільшення викидів ШР газового двигуна g_{CO} на 14,8 %, g_{CH} на 4,6 % та g_{NOx} на 18,2 %. Сумарні, приведені до СО викидів ШР $g_{\Sigma CO}$ збільшуються на 20,4 %.

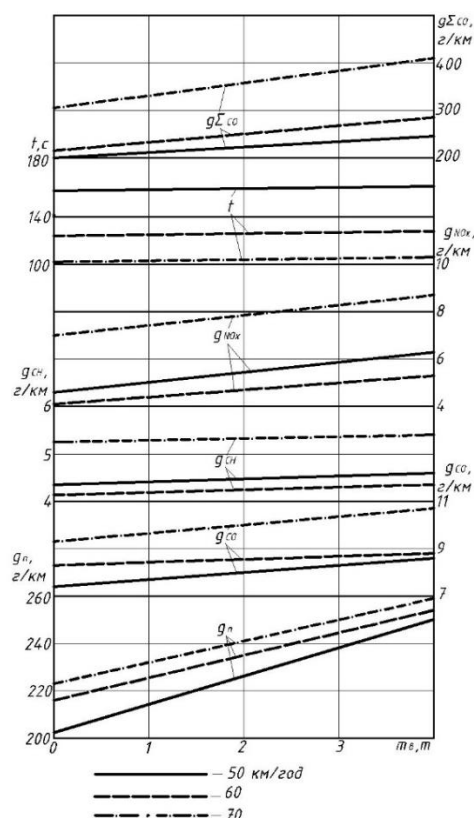


Рисунок 5 – Вплив завантаження на показники вантажного автомобіля з газовим двигуном з різними швидкостями усталеного руху на прямій передачі

Висновки. З проведених порівняльних теоретичних досліджень можна побачити, що більш екологічно небезпечним на 31,5...39,5 % є ТЗ з дизелем при збільшенні витрати палива автомобілем з газовим двигуном на 18,1...22,6 %. Також встановлено, що з підвищенням маси вантажу та при зміні коефіцієнта опору кочення суттєво підвищується витрата палива та погіршуються екологічні показники вантажного автомобіля з переобладнанням з дизеля газовим двигуном. Наступним етапом роботи будуть теоретичні дослідження впливу параметрів керування газовим двигуном вантажного автомобіля для покращення його паливної економічності.

1. Лютко В. Применение альтернативных топлив в ДВС / В. Лютко, В. Н. Луканин, А. С. Хачиян. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 331 с.
2. Гайворонский А. И. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях / А. И. Гайворонский, В. А. Марков, Ю. В. Илатовский. – М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. – 480 с.
3. Матейчик В. П. Методи оцінювання та способи підвищення екологічної безпеки дорожніх транспортних засобів: монографія / В. П. Матейчик. – К.: НТУ, 2006. – 216 с.
4. Hamling P. "Down Under" success with natural gas buses / P. Hamling // NGV Worldwide. – 2002. – P. 11.
5. Nylund N. Pathways For Natural Gas Into Advanced Vehicles / N. Nylund, J. Laurikko, M. Ikonen. – Brussel: IANGV. – 2002. – 105 p.
6. Mori K. Worldwide Trends in Heavy-Duty Diesel Engine Exhaust Legislation and Compliance Technologies / K. Mori. – Warrendale, USA: SAE international, 2001. – 46 p.
7. Газовые двигатели // Журнал «Автомобиль». – 2006. – № 12. – С. 30–32.
8. Гутаревич Ю. Ф. Снижение вредных выбросов автомобиля в эксплуатационных условиях / Ю. Ф. Гутаревич. – К.: Вища школа, 1991. – 179 с.
9. Бортницкий П. И. Тягово-скоростные качества автомобилей / П. И. Бортницкий, В. И. Задорожный. – К.: Вища школа, 1978. – 176 с.

REFERENCES

1. L'otko V., Lukanin V. N. & Khachyyan A. S. (2000). Primenenie al'ternativnyh topliv v DVS. MADI (TU), 331.
2. Hayvoronsky A. Y., Markov V. A. & Ylatovskyy Y. V. (2007) Yspol'zovanye pryrodnoho haza y druhykh al'ternatyvnukh topliv v dyzel'nykh dvyhatelyakh. ООО "YRTs Hazprom", 480.
3. Mateychyk V. P. (2006). Metody otsinyuvannya ta sposoby pidvyshchennya ekolohichnoyi bezpeky dorozhnykh transportnykh zasobiv: monohrafiya. NTU, 216.
4. Hamling P. (2002) "Down Under" success with natural gas buses. NGV Worldwide, 11.
5. Nylund N., Laurikko J. & Ikonen M. (2002). Pathways For Natural Gas Into Advanced Vehicles. IANGV, 105.
6. Mori K. (2001). Worldwide Trends in Heavy-Duty Diesel Engine Exhaust Legislation and Compliance Technologies. SAE international, 46.

7. Gazovye dvigateli. (2006). Zhurnal "Avtomajsternja", 30–32.
8. Gutarevich Y. F. (1991). Snigienie vrednyh vybrosov avtomobil'ia v ekspluatacionnyh uslovi'ah. Vyshcha shkola, 1991.
9. Bortnickij P. I. (1978). Tjagovo-skorostnye kachestva avtomobilej. Vyshcha shkola, 176.

Захарчук В.И., Захарчук О.В., Тарасюта Ю.С., Кулик В.В. Исследование показателей грузового автомобиля с переоборудованным из дизеля газовым двигателем

В статье приведены результаты расчетных исследований влияния эксплуатационных факторов на расход топлива и токсичность отработавших газов грузового автомобиля с переоборудованным с дизеля газовым двигателем. Установлено, что более экологически опасным на 31,5...39,5% является транспортное средство с дизелем при увеличении расхода топлива автомобилем с газовым двигателем на 18,1...22,6%. Также установлено, что с повышением массы груза и при увеличении коэффициента сопротивления качению существенно повышается расход топлива и ухудшаются экологические показатели грузового автомобиля с переоборудованным с дизеля газовым двигателем.

Ключевые слова: газовый двигатель, эксплуатационные факторы, ездовой цикл, расход топлива, вредные выбросы.

V. Zaharchuk, O. Zaharchuk, Y. Tarasiuta, V. Kulyk. Research of indexes of the cargo automobile with the gas engine reconstruction from a diesel.

The article presents the results of the calculations of the influence of operational factors on the fuel consumption and the toxicity of the exhaust gases of a truck with a diesel engine retrofitted with a gas engine. The research is done through the mathematical modeling. For comparative researches the motion of a gas engine and diesel engine with a ride cycle was restored, and the dependencies of fuel consumption and emissions of harmful substances on the weight of the load are shown. It has been established that more environmentally dangerous at 31.5 ... 39.5 % is a diesel vehicle with an increase in fuel consumption by a car with a gas engine of 18.1 ... 22.6 %. The analysis of the influence of the coefficient of rolling resistance on the parameters of a truck with a gas engine from the speed of steady motion on a direct transmission and on loading is carried out. Also, the research of the impact of loading on the indicators of a car with a gas engine from the rate of steady motion on a direct transmission has been conducted. It is established that with the increase in the weight of the load and the increase in the rolling resistance coefficient of the wheels significantly increased fuel consumption and deteriorates the environmental performance of a truck with a diesel engine replaced by a gas engine.

Key words: gas engine, operating factors, ride cycle, fuel consumption, harmful emissions.

ЗАХАРЧУК Віктор Іванович, доктор технічних наук, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет e-mail: victavto@gmail.com.

ЗАХАРЧУК Олег Вікторович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет e-mail: Zaharchukov205@gmail.com.

ТАРАСЮТА Юрій Сергійович, магістр кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет.

КУЛИК Владислав Володимирович, магістр кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет.

ЗАХАРЧУК Виктор Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий национальный технический университет e-mail: victavto@gmail.com.

ЗАХАРЧУК Олег Викторович, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий национальный технический университет e-mail: Zaharchukov205@gmail.com.

ТАРАСЮТА Юрий Сергеевич, магистр кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий национальный технический университет.

КУЛИК Владислав Владимирович, магистр кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий национальный технический университет.

Victor ZAHARCHUK, Doctor of Technical Sciences, Professor of the department of motor cars and transport technologies, Lutsk National Technical University e-mail: victavto@gmail.com.

Oleg ZAHARCHUK, PhD, associate professor of the department of motor cars and transport technologies, Lutsk National Technical University e-mail: Zaharchukov205@gmail.com.

Yuriy TARASIUTA, Master of the department of motor cars and transport technologies, Lutsk National Technical University

Vladislav KULYK, Master of the department of motor cars and transport technologies, Lutsk National Technical University

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.36>

Стаття надійшла в редакцію 02.05.2019 р.

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

Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна

АНАЛІЗ ОСНОВНИХ ПРАВОВИХ ПОЛОЖЕНЬ ЩОДО ПЕРЕВЕЗЕННЯ ПАСАЖИРІВ ТА БАГАЖУ

У статті проаналізовано основні правові положення одного із інститутів транспортного права – перевезення пасажирів та багажу, зокрема, нормативно-правову базу перевезень пасажирів різними видами транспорту, окреслено основні напрями її систематизації. Дана характеристика правових відносин, які виникають під час перевезення пасажирів різними видами транспорту і які оформлені відповідними цивільними договорами, описані основні права та обов'язки сторін в цих відносинах. Виділені основні підстави юридичної відповідальності за порушення договорів перевезення пасажирів та багажу, а також підняті основні актуальні проблеми, що виникають в діяльності транспортної системи України.

У статті використані різноманітні наукові загальні та спеціальні методи, а саме: логічний, порівняльний, історичний, методи синтезу та аналізу тощо.

Ключові слова: перевезення, пасажир, багаж, транспорт, договір, перевізник, транспортна система, транспортний комплекс.

Постановка проблеми. Утворення України та становлення її як демократичної, правової, соціальної держави стало результатом втілення багатовікових традицій державотворення українського народу. Подальший державний розвиток обумовлює необхідність удосконалення державної політики у сфері перевезень. Транспорт – найважливіша ланка у сфері економічних відносин, одна із провідних галузей матеріального виробництва. Він бере участь у створенні продукції та доставці її споживачам, здійснює зв'язок між виробництвом та споживанням, між різними галузями господарства, між країнами та регіонами. Без відносин у сфері перевезення був би неможливий сам процес сучасного виробництва, для якого необхідні зв'язки щодо постачання сировини і продукції.

На сьогоднішній час транспортне право України тільки починає відокремлюватись в самостійну галузь права. У зв'язку з цим в юридичній літературі майже немає робіт, які б висвітлювали основні принципи діяльності та правового регулювання різних видів транспорту.

Аналіз останніх досліджень. Аналізу даної проблеми присвятили свої наукові праці юристи в галузі транспортного, цивільного, господарського права, серед яких можна назвати таких, як Е. Ф. Демський, В. К. Гіжевський, О. В. Дзера, Н. С. Кузнецова, О. А. Підпригора, Д. В. Боброва, С. М. Приступа, А. П. Сергєєв, Ю. К. Толстой, С. М. Корнєєв, С. Н. Братусь, Ю. А. Попов, В. Ф. Маслов та ін.

Формування цілей роботи. Метою даної роботи є аналіз нормативно-правової бази перевезень пасажирів різними видами транспорту, окреслити основні напрями її систематизації.

Основна частина. У всіх країнах світу транспорт є однією з важливих галузей народного господарства та складовою частиною міжлюдських стосунків [1]. Сам процес перевезень не виробляє нового продукту, але виступає як сполучна ланка між підприємствами, сприяючи функціонуванню інших галузей економіки, виконанню соціальних завдань, раціональному та гнучкому використанню виробничих сил, забезпечуючи обороноздатність країни.

Тому державна політика становлення та розвитку транспортного комплексу України передбачає забезпечення своєчасного, повного та якісного задоволення потреб населення і суспільного виробництва у перевезеннях, створення рівних умов для розвитку господарської діяльності підприємств транспорту всіх форм власності та входження транспортного комплексу України до європейської і світової транспортної системи [2].

За договором про перевезення пасажирів перевізник зобов'язується перевезти пасажирів до пункту призначення, а в разі здачі пасажиром багажу – також доставити багаж до пункту призначення і видати його уповноваженій на одержання багажу особі; пасажир зобов'язаний сплатити встановлену плату за проїзд, а при здачі багажу – і за його перевезення [3].

Перевезення пасажирів здійснюється залізничним, річковим, морським, повітряним та автомобільним транспортом, а в містах – метрополітенем, трамваями і тролейбусами. Існують автомобільні приміські, міжміські перевезення пасажирів та міські автобусні, а також перевезення маршрутними та вантажопасажирськими таксомоторами. Перевезення за плату пасажирів та їхніх

речей громадянами, які здійснюють їх епізодично, регулюються нормами про договір підяду, а не правилами транспортного законодавства.

Роль і значення транспорту закріплено статтею 1 Закону України «Про транспорт» [4], в якій визначається, що транспорт є однією з найважливіших галузей суспільного виробництва, яка покликана задовольнити потреби населення та суспільного виробництва в перевезеннях. Отже, законодавець визначає транспорт як важливу галузь суспільного виробництва, що перебуває у тісній взаємодії з промисловістю, енергетичним, агропромисловим, будівельним і торговельним комплексом, зв'язком, житловим господарством, побутовим обслуговуванням населення, сферою використання й охорони природних ресурсів тощо. У кожній з перерахованих галузей є окремі специфічні матеріальні умови виробництва, технологічні процеси, структура підприємств, особовий склад працівників тощо.

На теперішній час чи не найпоширеніша функція транспорту полягає у перевезенні пасажирів. Щорічно обсяги перевезення пасажирів збільшуються на таких видах транспорту, як автомобільний, залізничний, відновлює свої можливості за рахунок покращення матеріальної та технічної бази річковий, морський та авіаційний транспорт.

На даний час вважається, що для задоволення потреб у перевезенні пасажирів та багажу необхідні транспортні засоби й комплекси, які мають бути побудовані й повинні перебувати у відповідному технічному стані, своєчасне впровадження заходів технічного переозброєння і передових методів з вдосконалення всіх ланок транспортної системи. Досягнення стратегічних результатів, які повинна забезпечувати транспортна система, залежить від виконання вищезазначених завдань.

На теперішній час в Україні транспортний комплекс має свою організаційну структуру. За Законом України «Про транспорт» (ст. 21) у нашій країні сформована Єдина транспортна система, яка охоплює всі види державного, колективного й приватного транспорту, транспортно-технічні засоби, рухомий склад, структури управління на кожному виді транспорту та соціально-економічного забезпечення. Підтвердженням цьому є статті 22-40 зазначеного вище Закону.

Необхідно зазначити, що в юридичній літературі вважається, що транспортні правовідносини мають всі ознаки цивільно-правових відносин, які врегульовані нормами цивільного права на підставах договору перевезень.

Враховуючи формування нових економічних відносин, створення стабільної та незалежної ринкової інфраструктури на сьогоднішній день повинні бути актуальними питання подальшого розвитку транспортної системи, збільшення обсягів перевезень, в тому числі і пасажирів, що забезпечить наповнюваність державного та місцевих бюджетів.

Зміст спеціальної правоздатності деяких підприємств становить виробнича діяльність з надання послуг. Одні послуги являють собою результат певних видів діяльності або праці (споживні вартості) і втілюються у товарах, інші, навпаки, не залишають реальних результатів, які б існували окремо від виконавців цих послуг. Головною особливістю договорів про надання послуг, на відміну від договорів про виконання робіт, є те, що надання послуг невіддільне від діяльності особи, яка надає послуги. Корисний ефект такої діяльності не виступає у вигляді певного збагненого матеріалізованого результату, як це має місце у підрядних договорах, а полягає в самому процесі надання послуги. Зобов'язання з надання послуг виникають, зокрема, з транспортних договорів.

У ст. 6 Закону України «Про транспорт» визначено загальні основи господарської діяльності підприємств транспорту. Перевезення пасажирів, вантажів, багажу та пошти, надання інших транспортних послуг, експлуатація та ремонт шляхів здійснюють залізниці, пароплавства, порти (пристані), автомобільні, авіаційні, дорожні підприємства, якщо це передбачено їх статутами.

Підприємства транспорту здійснюють перевезення та надають послуги на основі державних контрактів і договорів про перевезення пасажирів і вантажів з урахуванням економічної ефективності перевізних та переробних можливостей транспорту. Економічні відносини підприємств транспорту, що виникають у процесі перевезення, ґрунтуються на принципах взаємної вигоди, рівної та повної відповідальності [5].

Відносини підприємств транспорту загального користування з центральними та місцевими органами виконавчої влади та органами місцевого самоврядування будуються на основі податків, податкових пільг, встановлених нормативів та інших економічних засобів відповідно до чинного законодавства України.

Транспортні договори поділяються на основні та допоміжні. *Основні транспортні договори* опосередковують головну сферу взаємовідносин транспортних організацій та клієнтури (договори про перевезення пасажирів, вантажів, багажу та пошти, договори буксирування). *Допоміжні договори*

сприяють нормальній організації перевізного процесу (договори на організацію перевезень, експедиції, на експлуатацію під'їзних колій, подачу і забирання вагонів тощо).

Перевезення пасажирів, вантажів, багажу та пошти залежно від видів транспорту, якими вони здійснюються, поділяються на: а) залізничні; б) внутрішніми водними шляхами (річкові); в) морські; г) повітряні; д) автомобільні.

Крім того, перевезення у межах територіальної сфери дії однієї транспортної організації (наприклад, Львівської залізниці) вважаються перевезеннями місцевого сполучення; перевезення двома чи кількома організаціями одного виду транспорту є перевезеннями у прямому сполученні, а перевезення за єдиним транспортним документом організаціями різних видів транспорту – перевезеннями у прямому змішаному сполученні. На морському транспорті перевезення та буксирування бувають: а) каботажні – між портами України; б) міжнародні – між іноземними портами [6].

Розгорнені правила, які регулюють відносини щодо перевезення пасажирів, багажу і вантажобагажу залізничним транспортом, встановлені Порядком обслуговування громадян залізничним транспортом, Правилами перевезень пасажирів, багажу, вантажобагажу та пошти залізничним транспортом України. Укладення договорів перевезення пасажирів автомобільним транспортом має свою специфіку. Зазвичай такі договори укладаються автовокзалами, автостанціями, від імені перевізника (ст. 42 Закону України «Про автомобільний транспорт»). Договір укладається в письмовій формі, якщо може бути пасажирський квиток, договір, квитанція тощо. Встановлюється, що договір вважається укладеним з моменту придбання пасажиром квитка на право проїзду. Укладений в такий спосіб договір набуває чинності з моменту посадки пасажирів в автомобільний транспортний засіб. При туристичних перевезеннях, при перевезеннях на замовлення, а також у випадках, коли пасажир користується правом пільгового проїзду, договір перевезення вважається укладеним з моменту посадки в автобус. Щодо таксі встановлюється, що з моменту посадки пасажирів договір перевезення набуває чинності (ст. 52 Закону України «Про автомобільний транспорт»). Всі ці особливості визначення моменту укладення договору перевезення та набуття ним чинності не мають істотного практичного значення, а лише підкреслюють неконструктивність ідеї використання поряд з правовою конструкцією укладення цивільно-правового договору правової конструкції набуття (набрання) ним чинності відповідно до ст. 631 Цивільного кодексу України (далі – ЦК).

Кожен із видів транспорту є окремою господарською системою, що взаємодіє з іншими транспортними системами. Крім перелічених, існує ще один вид транспорту – трубопровідний, який перекачує нафту, газ, воду тощо. Проте відносини, що складаються при транспортуванні цих продуктів трубопроводами, регулюються або законодавством про поставки, або законодавством про постачання енергетичних та інших ресурсів через приєднану мережу. Організація, що експлуатує трубопровід, водночас є й володільцем продукції, яка перебуває у трубопроводі [7].

Згідно зі статутами (кодексами) розробляються та затверджуються правила перевезення на окремих видах транспорту, а також у змішаному сполученні.

Різновидом договору перевезення є договір перевезення пасажирів та багажу, за яким одна сторона (перевізник) зобов'язується перевезти другу сторону (пасажирів) до пункту призначення, а в разі здавання багажу – також доставити багаж до пункту призначення та видати його особі, яка має право на одержання багажу, а пасажир зобов'язується сплатити встановлену плату за проїзд, а у разі здавання багажу – також за його провезення [3].

Сторонами договору є пасажир – фізична особа (як при перевезенні пасажирів, так і його багажу) та перевізник (транспортна організація, яка належить, як правило, до транспорту загального користування).

Щодо форми договору, то слід зауважити, що допускається усна (при купівлі квитка або шляхом здійснення конклюдентних дій, наприклад, шляхом подання міського транспорту до зупинки, посадка пасажирів в таксі, прохід через турнікети метро, сплата за проїзд жетоном тощо).

Предметом договору є надання послуг, пов'язаних із перевезенням.

Щодо договору перевезення пасажирів, то не допускається будь-яка домовленість між перевізником і пасажиром про обмеження або виключення встановленої законом відповідальності перевізника. Однак таке правило не виключає можливості домовленості про обмеження або виключення передбаченої відповідальності пасажирів, а також про підвищення відповідальності перевізника, наприклад, у разі повітряного перевезення.

Відповідно до ст. 922 ЦК за затримку у відправленні транспортного засобу, що перевозить пасажирів, або запізнення у прибутті такого транспортного засобу до пункту призначення перевізник

сплачує пасажирові штраф у розмірі, встановленому за домовленістю сторін транспортними кодексами (статутами). Перевізник звільняється від відповідальності, якщо це сталося внаслідок: непереборної сили; усунення несправності транспортного засобу, яка загрожувала життю або здоров'ю пасажирів; інших обставин, що не залежали від перевізника.

Характерною рисою відповідальності за невиконання або неналежне виконання зобов'язань за договором перевезення багажу є її обмежений характер. Наприклад, відповідно до ст. 68 Закону України «Про автомобільний транспорт» [8] у разі втрати або нестачі багажу – в розмірі вартості багажу, який втрачено або якого бракує; у разі пошкодження (псування) багажу – в розмірі суми, на яку зменшилася вартість багажу; у разі втрати багажу, зданого для перевезення з оголошенням його цінності, – в розмірі оголошеної цінності багажу.

Згідно зі ст. 928 ЦК перевізник несе відповідальність за шкоду, завдану каліцтвом, іншим ушкодженням здоров'я або смертю пасажирів за правилами глави 82 ЦК, якщо договором або законом не встановлено відповідальності перевізника без вини. Можливість притягнення перевізника до цивільно-правової відповідальності за шкоду, завдану каліцтвом, іншим ушкодженням здоров'я або смертю пасажирів зумовлено тією обставиною, що законодавець розглядає транспортний засіб як джерело підвищеної небезпеки (ст. 1187 ЦК). А особа, яка здійснює діяльність, що є джерелом підвищеної небезпеки, відповідає також за завдану шкоду, якщо вона не доведе, що шкоди було завдано внаслідок непереборної сили або умислу потерпілого.

В ст. 924 ЦК передбачено, що перевізник звільняється від відповідальності за втрату, нестачу, псування або пошкодження прийнятого до перевезення вантажу, багажу, пошти, якщо доведе відсутність своєї вини.

Обставини, які звільняють перевізника від відповідальності, зазначені у відповідних транспортних кодексах і статутах.

Слід відмітити, що перевізник звільняється від відповідальності за недостачу, пошкодження та псування вантажу у випадках, якщо: вантаж прибув у справному транспортному засобі з непорушеними пломбами відправника; вантаж супроводжував експедитор чи представник вантажовідправника чи вантажоодержувача; недостача вантажу не перевищує норм природних втрат; недостача вантажу не перевищує допустимого розходження при визначенні його маси (наприклад, якщо вагон із зерном зважують на вагонних вагах); вологість вантажу перевищувала допустиму норму (на окремі види вантажу встановлена норма вологості – цукор, вугілля, сіль, борошно тощо); вантаж зіпсувався, оскільки відправник завантажив вантаж у непідготовлений, неочищений транспортний засіб, який сам же і розвантажував; вантаж був зданий до перевезення без зазначення його особливостей, які вимагали особливих вимог перевезення («з гірки не спускати»); швидкопсувний вантаж зіпсувався, але перевізник дотримувався режиму перевезення, а строк перевезення не перевищив допустимого та ін.

Висновки. У роботі доведено, що на теперішній час основним завданням транспорту залишається задоволення потреб населення у перевезеннях. Основні функції, які сьогодні виконує транспорт, пов'язані саме із перевезенням пасажирів та багажу.

Значна роль при перевезенні пасажирів та багажу відводиться державі, основними завданнями якої є формування ринку транспортних послуг шляхом реалізації єдиної економічної, інвестиційної, науково-технічної та соціальної політики.

1. Киричок А. Роль транспортної отрасли в устойчивом развитии экономики Украины / А. Киричок, Н. Швец // *Международный журнал «Устойчивое развитие»*. – 2014. – № 15, февраль. Варна. – С. 69-74.

2. Кірічок О. Г. Проблеми та перспективи розвитку транспортної системи України в умовах її інтеграції в транспортні структури Європи / О. Г. Кірічок: Збірник тез VI Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми і механізми відтворення ресурсного потенціалу України в контексті євроінтеграції», 16-17 жовтня 2014 р., м. Рівне. – Рівне: НУВГП, 2014. – С. 62-65.

3. Цивільний кодекс України. № 435-IV від 16.01.2003 // *Відомості Верховної Ради України*, 2003, №№ 40-44.

4. Закон України «Про транспорт» від 10.11.1994 // *Відомості Верховної Ради України*, 2001, № 9.

5. Осоченко І. В. Транспортне співробітництво як ефективний засіб регулювання зовнішньоекономічної діяльності в регіоні / І. В. Осоченко. – № 1 (8). – 2000. – С. 64-66.

6. Яцківський Л. Ю. Загальний курс транспорту / Л. Ю. Яцківський, Д. В. Зеркалов: Навч. посіб. Кн. 1, 2. – К.: Арістей, 2007, 2009.

7. Цивільне право: Особлива частина / за ред. проф. О. А. Підпригорі і Д. В. Бобрової. – К.: Вентурі, 2004. – 540 с.

8. Закон України «Про автомобільний транспорт» від 5.04.2001 // *Відомості Верховної Ради України*, 2001, № 22.

REFERENCES

1. Kirichok, A., Shvets, N. (2014). Rol transportnoi otrasli v ustoichivom rozvitii ekonomiki Ukrainy [The role of the transport industry in the sustainable development of the Ukrainian economy] / International Journal "Sustainable Development", 15, February, Varna, Euro-Expert EOOD Pb., TU – Varna, 69-74.
2. Kirichok O.G. (2014). Problemy ta perspektyvy rozvytku transportnoi systemy Ukrainy v umovakh yii intehtatsii v transportni struktury Yevropy [Problems and possibilities of the transport system development in Ukraine in conditions of its integration into the transport structures of Europe]. A collection of theses of the VI International scientific and practical conference "Problems and mechanisms of reproduction of Ukraine's resource potential in the context of European integration", Rivne, NUWEE, 62-65.
3. Tsyvilnyi kodeks Ukrainy [The Civil Code of Ukraine]. 435-IV nr. of January 16, 2003. Bulletin of the Information from the Verkhovna Rada of Ukraine, 2003, 40-44 nr.
4. Zakon Ukrainy "Pro transport" [The Law of Ukraine "About transport"] of 10.11.1994. Information from the Information from the Verkhovna Rada of Ukraine, 2001, 9 nr.
5. Osochenko, I.V. (2000). Transportne spivrobitnytstvo yak efektyvnyi zasib reguliuvannia zovnishnoekonomichnoi diyalnosti v regioni. [Transport cooperation as an effective means of foreign economic activity regulation in the region]. Regional perspectives, 1 (8), 2000, 64-66.
6. Yatskivski, L.Y., Zerkalov, D.V. (2007, 2009). Zagalni kurs transportu [General course of transport: teaching. manual]. Kyiv. Aristey Pb.
7. Tsyvilne pravo: osoblyva chastyna [Civil law: special part], ed. prof. Pidopygory O.A. and Bobrovoi D.B., Kyiv, Venturi Pb., 2004.
8. Zakon Ukrainy "Pro avtomobilnyi transport" [The Law of Ukraine "About Road Transport"] dated April 5, 2001, Bulletin of the Verkhovna Rada of Ukraine, 22 nr., Kyiv.

Киричок А. Г., Антонюк В. П., Шевченко О. В. Анализ основных правовых положений относительно перевозок пассажиров и багажа.

В статье проанализированы основные правовые положения одного из институтов транспортного права – перевозки пассажиров и багажа, в частности, нормативно-правовую базу перевозок пассажиров различными видами транспорта, определены основные направления её систематизации. Дана характеристика правовых отношений, возникающих при перевозке пассажиров различными видами транспорта и оформленных соответствующими гражданскими договорами, описаны основные права и обязанности сторон в этих отношениях. Выделены основные основания юридической ответственности за нарушение договоров перевозок пассажиров и багажа, а также подняты основные актуальные проблемы, возникающие в деятельности транспортной системы Украины.

В статье использованы различные научные общие и специальные методы, а именно: логический, сравнительный, исторический, методы синтеза и анализа и др.

Ключевые слова: перевозки, пассажиры, багаж, транспорт, договор, перевозчик, транспортная система, транспортный комплекс.

O. Kirichok, V. Antoniuk, O. Shevchenko. The analysis of the main legal positions on the passengers and baggage transportation.

The main legal provisions of the institutes of transport law – the transport of passengers and baggage are analyzed in the article. The regulatory framework for the transport of passengers by various types of transport is decomposed. The main directions of its systematization are proposed. The characteristic of the legal relations arising during the transportation of passengers by various types of transport and executed by the relevant civil contracts are given. The basic rights and obligations of the parties in these relations are described. The main grounds for legal liability for violation of contracts for the carriage of passengers and baggage are highlighted. The main urgent problems arising in the activities of the transport system of Ukraine are raised.

The article uses various scientific general and special methods, in particular: logical, comparative, historical, methods of synthesis and analysis, etc.

Key words: transportation, passengers, baggage, transport, contract, carrier, transport system, transport complex.

КІРІЧОК Олександр Георгійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних технологій і технічного сервісу, Національний університет водного господарства та природокористування, e-mail: o.h.kirichok@nuwm.edu.ua

АНТОНЮК Валентина Петрівна, виконувач обов'язків директора, Рівненський автотранспортний коледж Національного університету водного господарства та природокористування, e-mail: ratk@nuwm.edu.ua

ШЕВЧЕНКО Оксана Володимирівна, завідувач відділення «Транспортні технології», Рівненський автотранспортний коледж Національного університету водного господарства та природокористування, e-mail: ratk@nuwm.edu.ua

КИРИЧОК Александр Георгиевич, кандидат технических наук, доцент кафедры транспортных технологий и технического сервиса, Национальный университет водного хозяйства и природопользования, e-mail: o.h.kirichok@nuwm.edu.ua

АНТОНЮК Валентина Петровна, исполняющая обязанности директора, Ровенский автотранспортный колледж Национального университета водного хозяйства и природопользования, e-mail: ratk@nuwm.edu.ua

ШЕВЧЕНКО Оксана Владимировна, заведующая отделением «Транспортные технологии», Ровенский автотранспортный колледж Национального университета водного хозяйства и природопользования, e-mail: ratk@nuwm.edu.ua

Oleksandr KIRICHOK, PhD in Engineering, Assoc. Professor of Transport Technology and Service Department, National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: o.h.kirichok@nuwm.edu.ua

Valentina ANTONIUK, Acting Director, Rivne Motor Transport College of the National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: ratk@nuwm.edu.ua

Oksana SHEVCHENKO, Head of the Transport Technologies Department, Rivne Motor Transport College of the National University of Water and Environmental Engineering, e-mail: ratk@nuwm.edu

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.38>

Стаття надійшла в редакцію 13.04.2019 р.

Литвин В.В., Таран І.О.
Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»

ВПЛИВ РЕЖИМІВ РУХУ МІСЬКИХ АВТОБУСІВ НА ПАЛИВНУ ЕКОНОМІЧНІСТЬ ТА ЕКОЛОГІЧНУ БЕЗПЕКУ

В роботі обґрунтована актуальність дослідження впливу режимів руху міських автобусів на паливну економічність та екологічну безпеку. Виконано аналіз робіт, які присвячені питанням визначення витрат палива і динамічних якостей автомобілів. Встановлено, що для міських автобусних перевезень найбільш вагомими факторами, які впливають на паливну економічність є довжина перегону і наповнення салону автобусу. Розроблена розрахункова модель, яка дозволяє дослідити вплив умов експлуатації на процес формування витрат палива міськими автобусами. На підставі результатів обстеження пасажиропотоків на маршруті №34 були розраховані витрати палива для автобусів Богдан А092 для різних режимів руху. Наведені результати експериментальних досліджень, які підтверджують адекватність розробленої розрахункової моделі.

Ключові слова: витрати палива, довжина перегону, режим руху, розрахункова модель, екологічна безпека.

Постановка проблеми. На сьогоднішній день міський автобусний транспорт стає все більш соціально орієнтованим, оскільки основними пасажирами є люди з доходами нижче середнього рівня. Таким чином, в сучасних складних економічних умовах основною задачею АТП є виявлення таких варіантів організації перевезень на маршрутах, які призводили б до мінімальних витрат, максимальної продуктивності рухомого складу, але в той же час враховували базові показники якості перевізного процесу пасажирів [1].

Незважаючи на певну бюджетну підтримку ефективність роботи міського пасажирського транспорту в містах залишається низькою. Недостатність коштів на оновлення (утримання) рухомого складу, стихійне формування маршрутної мережі, велика нерегульована конкуренція між офіційними та нелегальними перевізниками призводить до збитковості або низької рентабельності більшості АТП, в тому числі і у м. Дніпро. Наприклад у березні 2018 року пасажирські перевізники м. Дніпро намагаючись домогтися підвищення тарифу від органів міської влади були вимушені оприлюднити калькуляції собівартості перевізного процесу на маршрутах, які вони обслуговують [2]. Аналіз наданої величини розрахункового тарифу засвідчує, що більшість АТП вважають його економічно обґрунтованим, якщо він буде встановлений в діапазоні від 8 до 10 грн., а біля 15% – від 10 до 15 грн. Одним із основних об'єктивних факторів, які призводять до суттєвого зростання тарифів є висока вартість палива, а на сам перед його велика питома вага у загальній калькуляції собівартості перевізного процесу. Так згідно з [2] витрати на паливо по провідним АТП м. Дніпро становлять від 43 до 59% при середньому значенні у 48%. На думку авторів такі значення пояснюються в першу чергу тим фактом, що 93% маршрутів експлуатуються в режимі маршрутного таксі. Внаслідок цього водії (в умовах некерованої конкуренції), намагаючись зібрати якомога більше пасажирів, постійно роблять різкі прискорення і гальмування (особливо у центральній частині міста) кожні 50-100 м. Звичайно постійний рух автобусів у режимі 1-2 передачі призводить до суттєвого зростання витрат палива. Слід зазначити, що витрати на паливо на маршрутах, які працюють у звичайному режимі, становлять 34%.

Одним із способів, який дозволяє суттєво скоротити витрати на паливо-мастильні матеріали (ПММ), а також сприяє зниженню кількості шкідливих викидів в атмосферу міста, є організація на міських автобусних маршрутах експресного сполучення [1]. Даний захід дозволяє скоротити витрати часу пасажирів на пересування та підвищити ефективність використання рухомого складу [3]. Оскільки експресні автобуси мають менше зупинок на шляху прямування ніж ті, які експлуатуються у звичайному режимі (тим більше ніж ті, що працюють у режимі маршрутного таксі), відповідно вони менше здійснюють гальмувань і розгонів, що сприяє значному зменшенню витрат на паливо.

Але на сьогоднішній день Міністерство інфраструктури України рекомендує здійснювати облік споживання ПММ за методикою [4], яка базується на відомостях про базову лінійну норму витрат палива транспортного засобу та низки коригуючих коефіцієнтів. Для міських автобусних перевезень використовують наступні поправки: робота в міських умовах (до 15%), робота, яка потребує частих зупинок – 10% та вік автобусу (до 9%). Звичайно, такий якісний підхід не може враховувати всього різноманіття факторів, які впливають на ефективність перевізного процесу пасажирів. Тим більше не

дає змоги оцінити перевізникам економічні переваги експресного режиму сполучення та застерегти від експлуатації автобусів у режимі маршрутного таксі, особливо у центральній частині міста.

Аналіз останніх досліджень. Питанням визначення паливної економічності і динамічних якостей автомобілів присвячені чисельні роботи таких вітчизняних та зарубіжних науковців як Говорущенко Н.Я. [5], Нефьодов А.Ф., Кузнецов Є.С., Волков В.П., Кривошапов С.І., Абрамов С.Н. [6], Фалькевич Б.С., Веліканов Д.П., Кравець Н.Н., Корякін А.А. та багатьох інших вчених.

Але слід зауважити, що більшість із існуючих досліджень присвячені аналізу впливу конструктивних особливостей і технічного стану транспортних засобів (в переважній більшості вантажних та спеціалізованих автомобілів) на паливну економічність. Таким чином, розроблені на їх базі розрахункові моделі не можуть враховувати технологічних особливостей режимів руху автобусів в міських умовах. На думку авторів слід окремо відзначити роботу [6], в якій наведені результати впливу окремих параметрів організації руху автобусів на міських маршрутах на витрати палива. В результаті проведених експериментальних досліджень встановлено, що для міських автобусних перевезень найбільш вагомими факторами, які впливають на паливну економічність є:

- довжина перегону (частота технологічних зупинок);
- наповнення салону автобусу;
- допустима швидкість руху на перегоні;
- геометрія дорожнього полотна.

Але отримані результати [6] не можуть бути застосовані для кількісного аналізу впливу режимів руху міських автобусів на витрати палива в сучасних умовах, бо, по-перше, вони були отримані для моделей автобусів, які вже не експлуатуються; а, по-друге, умови руху в сучасних містах України суттєво відрізняються від тих, які аналізувалися в роботі [6].

Формування цілей роботи. Незважаючи на різноманіття робіт присвяченим дослідженню паливної економічності транспортних засобів, питання формування норм витрат палива автобусами залишається маловивченим. У зв'язку з чим, проведення досліджень в області вивчення впливу умов експлуатації на процес формування витрат палива міськими автобусами є актуальною науково-практичною задачею. Метою даної роботи є розробка розрахункової моделі (із подальшою її апробацією на типовому міському автобусному маршруті м. Дніпро), яка дозволить дослідити вплив режимів руху міських автобусів на паливну економічність та екологічну безпеку.

Матеріал і результати досліджень. Однією з найважливіших характеристик автомобіля, яка істотно впливає на собівартість перевізного процесу, є його паливна економічність. Паливну економічність двигуна оцінюють питомою або годинною витратою палива. А транспортного засобу – дорожніми витратами палива (на 100 км шляху) при різних режимах руху: на швидкості 40 км/год., 60 км/год., 90 км/год., 120 км/год.; при експлуатації в умовах міського, магістрального або змішаного їздових циклів. Їздовий цикл – це послідовний циклічний перехід режиму холостого ходу на режим розгону, сталої роботи та гальмування.

При згорянні палива в циліндрах двигуна виникає тиск газів (p_i), який при впливі на поршні створює індикаторний момент (M_i), величина якого прямо пропорційна середньому тиску газів в циліндрах двигуна і його робочому об'єму ($i \cdot V_h$). Індикаторний момент витрачається на подолання всіх видів втрат, наявних в автомобілі: механічних втрат у двигуні (P_m); втрат на привід допоміжного обладнання (P_τ); втрат в трансмісії (P_{mp}); опору коченню шин (P_f); аеродинамічного опору (P_w).

Частина M_i , що залишилася представляє собою запас тяги (P_T), який може бути витрачений на подолання підйомів (P_α) і сил інерції (P_j). Перераховані показники, наведені до коліс автомобіля (P_T), формують його силовий баланс [5]:

$$\frac{p_i \cdot i \cdot V_h}{4\pi} \cdot \frac{U_{mp}}{r_K} = P_m + P_\tau + P_{mp} + P_f + P_w + P_j + P_\alpha, \quad (1)$$

де U_{mp} – передаточне число трансмісії; r_K – радіус кочення коліс.

Сукупність складових витрат палива, які витрачаються на подолання сил опору руху автомобіля, утворюють паливний баланс:

$$Q_s = \frac{g_{is}}{\rho} \cdot (P_m + P_\tau + P_{mp} + P_f + P_w + P_j + P_\alpha), \quad (2)$$

де ρ – щільність палива, г/л; g_{is} – значення питомих індикаторних витрат палива, г/Н·100 км:

$$g_{is} = g_{is \min} + \mu_g \cdot \left(\frac{4\pi \cdot P_i \cdot r_K}{i \cdot V_h \cdot U_{mp}} - p_0 \right)^2 + \beta_g \cdot \left[\left(\frac{U_{mp} \cdot V}{r_K} \right)^2 - \omega_0^2 \right], \quad (3)$$

де $g_{is \min}$ – мінімальне значення питомих індикаторних витрат палива, г/Н·100 км; μ_g – коефіцієнт, який враховує зміну g_{is} від p_i ; β_g – коефіцієнт, який враховує зміну g_{is} від ω ; p_0 – точка перегину залежності $g_{is} = f(p_i)$; ω_0 – точка перегину залежності $g_{is} = f(\omega)$; ω – кутова швидкість вихідного вала двигуна.

Базові залежності для визначення складових (1-3); розрахунку зовнішньої, швидкісної характеристики двигуна; шляхів, який проїжджає автомобіль під час прискорень та гальмувань досить повно описані в [5] і тому в роботі не наводяться. Розрахункова модель була створена у середовище *Microsoft Excel*.

Руху автобусів по міському маршруту характеризується циклічністю режимів (розгін → рівномірний рух → накат → гальмування) і високою динамічністю навантаження, яке пов'язано із великою інтенсивністю пасажирообміну на зупиночних пунктах. Для дослідження впливу режимів руху автобусів на їх паливну економічність та екологічну безпеку (а також апробації створеної розрахункової моделі) був обраний міський маршрут №34 (пр. Д. Яворницького – м/н Корея). Довжина маршруту становить 12,7 км, на маршруті облаштовано 26 зупиночних пунктів (відстані між якими відповідають звичайному режиму руху), на маршруті експлуатуються автобуси Богдан А092 у режимі маршрутного таксі.

Згідно із [4] базова лінійна норма витрат палива для автобусів Богдан А092 становить 16,1 л/100км. Розрахуємо експлуатаційні нормативні витрати палива згідно з цією методикою:

$$Q_H = 0,01 \cdot H_{\text{л}} \cdot S \cdot (1 + 0,01 \cdot [K_{MY} + K_{CZ} + K_{BIC}]) = 0,01 \cdot 16,1 \cdot 100 \cdot (1 + 0,01 \cdot [15 + 10 + 9]) = 21,6 \text{ л/100км}, \quad (4)$$

де $H_{\text{л}}$ – базова лінійна норма витрати палива, л/100 км; S – пробіг автомобіля, км; K_{MY} , K_{CZ} , K_{BIC} – коефіцієнти коригування відповідно: робота в міських умовах (для м. Дніпро 15%), робота, яка потребує частих зупинок, 10%; врахування віку або загального пробігу (понад 400 тис. – км 9%).

На Рис. 1 наведені результати розрахунків значень витрат палива л/100км при розгоні (а) та контрольних витрат палива (б) при русі на відповідній передачі (1-6) для автобусу Богдан А092

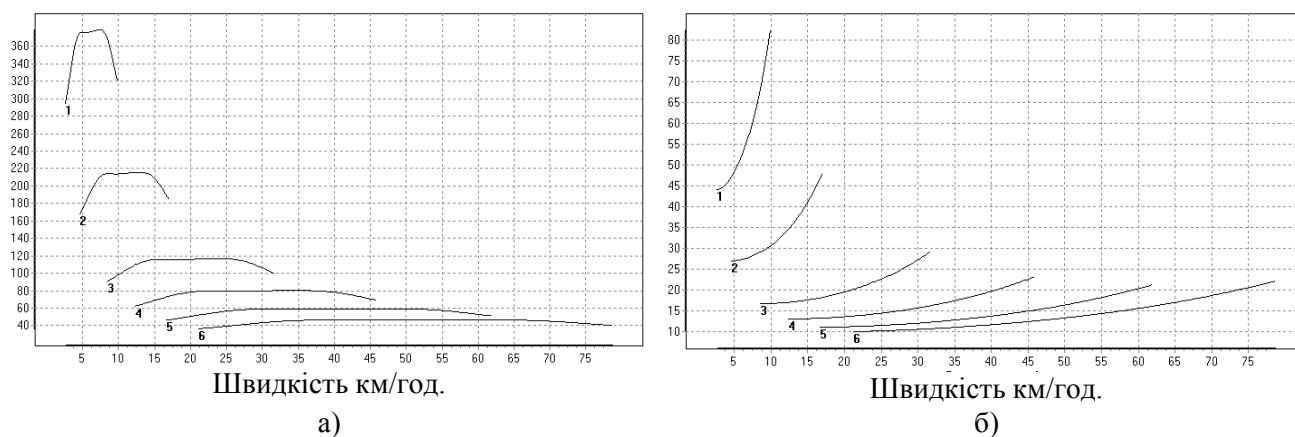


Рисунок 1 – Розрахункові значення витрат палива л/100км при розгоні (а) та контрольних витрат палива (б) при русі на відповідній передачі (1-6) для автобусу Богдан А092

Як було встановлено в роботі [6] найбільш вагомими факторами, які впливають на експлуатаційні витрати палива автобусів, є довжина перегону (частота технологічних зупинок) та наповнення салону автобусу. Для визначення реального розподілу кількості технологічних зупинок, а також додаткових динамічних навантажень, пов'язаних із перебуванням в салоні пасажирів, на маршруті №34 були проведенні обстеження пасажиропотоків табличним методом у ранкову годину «пік». Вірогідність пасажирообміну на зупиночних пунктах на маршруті №34 наведена на Рис. 2 (штрихуванням відмічені 26 стаціонарних зупинок). Взагалі протягом обстеження пасажирообмін спостерігався на 68 (в середньому на 46) зупинках.

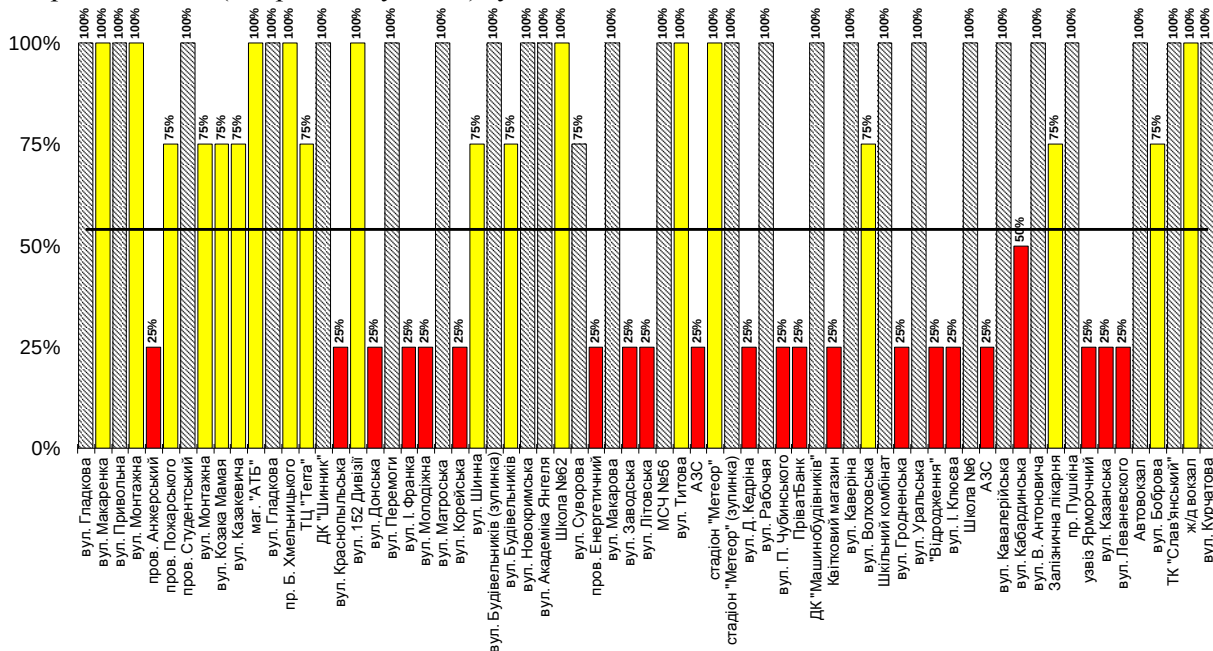


Рисунок 2 – Вірогідність пасажирообміну на зупиночних пунктах на маршруті №34

Кількість додаткових зупинок на світлофорах розраховувалась як середньозважене значення:

$$M(e) = \sum_{e \in u} e \cdot P_u(e) = \sum_{e \in u} e \cdot \left(\frac{u!}{e!(u-e)!} \right) \cdot p^e \cdot q^{u-e}, \quad (5)$$

де e – кількість світлофорів на маршруті; $P_u(e)$ – вірогідність зупинки автобусів на u світлофорах із e , p – вірогідність зеленого сигналу світлофору; q – вірогідність жовтого або червоного сигналу світлофору (вірогідності p і q розраховувались відповідно до тривалості фаз світлофорів).

Додаткові динамічні навантаження, пов'язані із перебуванням в салоні пасажирів, розраховувались як добуток наповнення автобусів, на відповідному перегоні, і середньої маси одного пасажирів ($m_{нас.} = 70$ кг, [3])

Отримані відомості про умови експлуатації роботи автобусів Богдан А092 на маршруті №34 були використані у якості вихідних даних для створеної розрахункової моделі (1-3). Результати моделювання витрат палива для 2, 4, 8 зупинок (експресний режим); 14, 26 зупинок (звичайний режим) та 46,68 зупинок (режим маршрутного таксі) наведені на Рис. 3. Аналіз інформації, наведеної на Рис. 3, засвідчує, що витрати палива автобусів, які працюють у звичайному режимі ($n_{зуп} = 26$, $l_{пер} = 0,51$ км) перевищують нормативні значення [4] на 36%; а у режимі маршрутного таксі ($n_{зуп} = 46$, $l_{пер} = 0,28$ км) на 86%. На думку авторів даний факт пояснюється, по-перше, неможливістю врахування всього різноманіття технологічних факторів, які притаманні міським маршрутам при використанні методики [4]. А по-друге, згідно [5] найвагомішими джерелами витрат палива є саме гальмування та розгони автомобіля, які можуть складати до 60% від загальних витрат палива. В свою чергу

запровадження експресного сполучення на маршруті №34 призведе до суттєвого скорочення (до 20-40%) паливних витрат.

У якості апробації розробленої моделі були проведені експериментальні дослідження (після кожного рейсу бак автобусів заповнювався «до відстрілу») витрат палива на маршруті №34, які позначені на Рис. 3 символом ▲. Отримані результати засвідчують достатню відповідність між розрахунковими та експериментальними значеннями (Рис.3). Також про якісну адекватність розробленої розрахункової моделі свідчить порівняльний аналіз впливу довжини перегону на витрати палива автобусів Богдан А092 (на маршруті №34) та ЛіАЗ 677, які були отримані в роботі [6] на підставі повномасштабних експериментальних досліджень (Рис. 4). Обидві характеристики мають схожий гіперболічний характер, а лінійні залежності, які їх апроксимують, майже паралельні між собою.

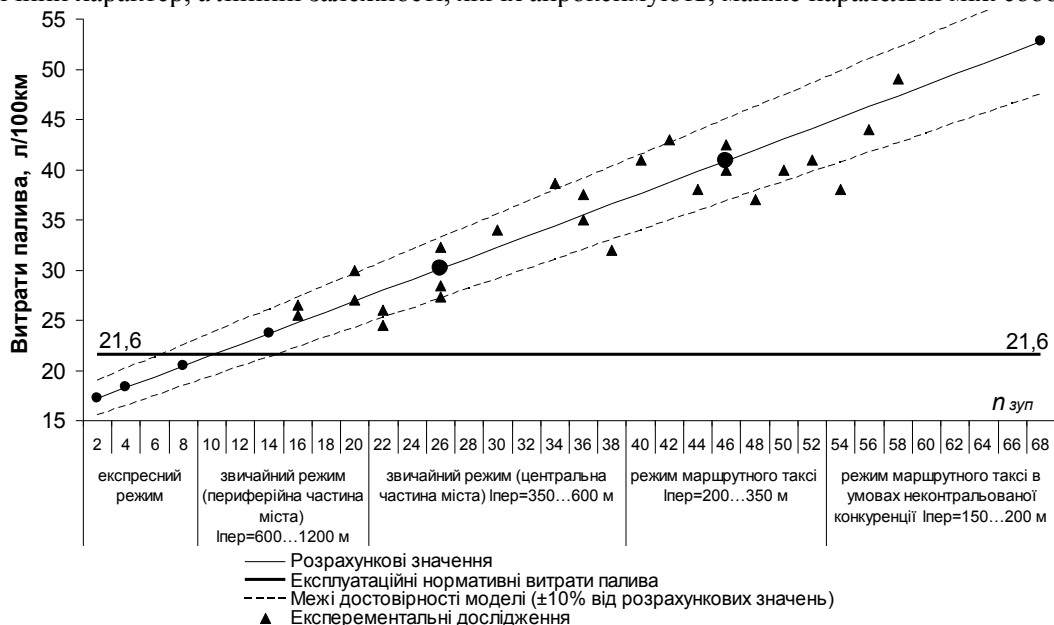


Рисунок 3 – Вплив режиму руху на маршруті №34 на витрати палива автобусів Богдан А092

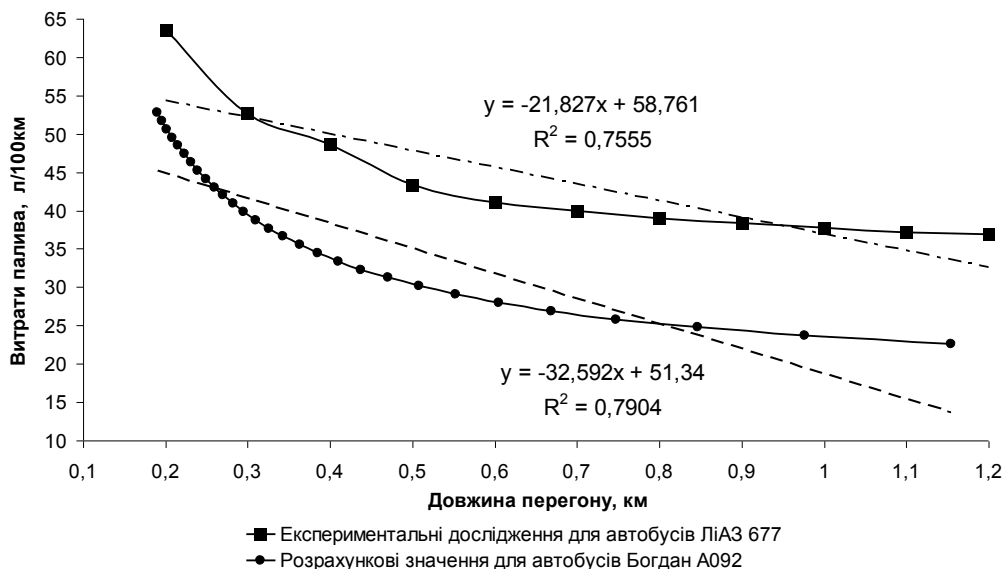


Рисунок 4 – Вплив довжини перегону на витрати палива автобусів Богдан А092 та ЛіАЗ 677

Слід також зауважити, що відмова від експлуатації автобусів на маршруті №34 у режимі маршрутного таксі призведе до зменшення (за рахунок скорочення витрат палива) кількості викидів шкідливих речовин: вуглекислого газу (CO_2) на 27%, чадного газу (CO) на 18%, вуглеводневих сполук (HC) на 10%, оксидів азоту (N_xO_y) на 32%, діоксиду сірки (SO_2) на 27%.

Висновки. На базі рівнянь силового та паливного балансів створено розрахункову модель, яка дозволяє дослідити вплив умов експлуатації на процес формування витрат палива міськими автобусами. На підставі результатів обстеження пасажиропотоків на маршруті №34 були розраховані витрати палива для автобусів Богдан А092 для різних режимів руху. Встановлено, що витрати палива

автобусів, які працюють у звичайному режимі перевищують нормативні значення [4] на 36%; а у режимі маршрутного таксі на 86%. Відмова від експлуатації автобусів на маршруті №34 у режимі маршрутного таксі призведе до зменшення кількості викидів шкідливих речовин на 18-32%.

1. Taran I., Litvin V. Determination of rational parameters for urban bus route with combined operating mode. *Transport Problems: international scientific journal*. 2018. Vol. 13 (4). P. 157-173.
2. Почему выросла цена на проезд в Днепре: расчеты, траты, тарифы [Електронний ресурс]. URL: <https://dengi.informator.ua/2018/03/22/pochemu-vyroslo-tsena-na-proezd-v-dnepre-raschety-traty-tarify> (Дата обращения: 22.03.18).
3. Доля В. К. Пасажирські перевезення: [підручник] / В. К. Доля. – Харків: «Вид-во «Форт», 2011. – 504 с.
4. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті. – К.: Мінтранс України, 1998. – 45 с.
5. Говорушенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта) / Н.Я. Говорушенко, А.Н. Туренко. – Харьков: РИО ХНАДУ, 1999. – 468 с.
6. Абрамов С.Н. Совершенствование методов разработки нормативов расхода топлива на основе учета технологии движения на автобусных маршрутах: дис. кандидата техн. наук / С.Н. Абрамов. – М., 1983. – 170с.

REFERENCES

1. Taran I. & Litvin V. (2018). Determination of rational parameters for urban bus route with combined operating mode. *Transport Problems: international scientific journal*. 13 (4), 157-173.
2. Pochemu vyroslo tsena na proezd v Dnepre: raschety, traty, tarify [Elektronnyy resurs]. URL: <https://dengi.informator.ua/2018/03/22/pochemu-vyroslo-tsena-na-proezd-v-dnepre-raschety-traty-tarify> (Data obrascheniya: 22.03.18).
3. Dolya V. K. (2011). Pasazhirski perevezennya: [pidruchnik]. Harkiv: «Vid-vo «Fort», 504.
4. (1998) Normi vitrat paliva i mastilnih materialiv na avtomobilnomu transporti. K.: Mintrans Ukraini, 45.
5. Govoruschenko N.Ya. & Turenko A.N. (1999). Sistemotekhnika transporta (na primere avtomobilnogo transporta). Harkov: RIO HNADU, 468.
6. Abramov S.N. (1983). Sovershenstvovanie metodov razrabotki normativov rashoda topliva na osnove ucheta tehnologii dvizheniya na avtobusnih marshrutah: dis. kandidata tehn. nauk. M., 170.

Литвин В.В., Таран І.А. Влияние режимов движения городских автобусов на топливную экономичность и экологическая безопасность.

В работе обоснована актуальность исследования влияния режимов движения городских автобусов на топливную экономичность и экологическую безопасность. Выполнен анализ работ, посвященных вопросам определения расхода топлива и динамических качеств автомобилей. Установлено, что для городских автобусных перевозок наиболее весомыми факторами, которые влияют на топливную экономичность, являются длина перегона и наполнение салона автобуса. Разработана расчетная модель, которая позволяет исследовать влияние условий эксплуатации на процесс формирования расхода топлива городскими автобусами. На основании результатов обследования пассажиропотоков на маршруте №34 был рассчитан расход топлива для автобусов Богдан А092 для различных режимов движения. Представлены результаты экспериментальных исследований, которые подтверждают адекватность разработанной расчетной модели.

Ключевые слова: расход топлива, длина перегона, режим движения, расчетная модель, экологическая безопасность.

V. Litvin, I. Taran. Effect of traffic conditions of urban buses on the fuel economy and environmental safety.

The paper has substantiated topicality of analysis of effect of traffic conditions of urban buses on the fuel economy and environmental safety. Papers, concerning the problems to determine fuel consumption and dynamic qualities of transportation vehicles, have been analyzed. It has been determined that distance between stops and bus fullness are the most important factors effecting fuel economy. Analytical model, making it possible to analyze effect of operation conditions on the formation of fuel consumption by urban buses, has been developed. Basing upon the analysis of passenger traffic flow in the context of route 34, fuel consumption for Bohdan A092 bus has been calculated for different traffic conditions. Experimental results, supporting adequacy of the analytical model, have been represented.

Key-words: fuel consumption, distance between stops, traffic condition, analytical model, environmental safety.

ЛИТВИН Вадим Вікторович, старший викладач кафедри «Управління на транспорті», НТУ «Дніпровська політехніка», e-mail: litvin.v.v.79@gmail.com;

ТАРАН Ігор Олександрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Управління на транспорті», НТУ «Дніпровська політехніка», e-mail: taran7077@gmail.com.

ЛИТВИН Вадим Викторович, старший преподаватель кафедры «Управления на транспорте», НТУ «Днепропетровская политехника», e-mail: litvin.v.v.79@gmail.com;

ТАРАН Игорь Александрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Управления на транспорте», НТУ «Днепропетровская политехника», e-mail: taran7077@gmail.com.

Vadim LITVIN, senior lecturer of Transport Management Department, National Technical University “Dnipro Polytechnic”, e-mail: litvin.v.v.79@gmail.com;

Igor TARAN, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of Transport Management Department, National Technical University “Dnipro Polytechnic”, e-mail: taran7077@gmail.com.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.39>

Стаття надійшла в редакцію 04.05.2019р.

Любий Є.В., Колій О.С.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОЦІНКА ТОЧНОСТІ СИНТЕТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ РОЗРАХУНКУ ПАСАЖИРСЬКИХ КОРЕСПОНДЕНЦІЙ НА ПРИКЛАДІ МАЛИХ МІСТ

У роботі розглянуто питання щодо проведення оцінки точності результатів формування матриці пасажирських кореспонденцій з використанням гравітаційної та ентропійної моделей на прикладі малих міст в рамках інтервальної концепції моделювання потреб населення міст у пересуваннях. Основою для проведення такої оцінки є наявність фактичної матриці кореспонденцій, яка характеризує певний розрахунковий період, і яка отримана на основі проведення натурних спостережень за роботою громадського транспорту.

Ключові слова: матриця пасажирських кореспонденцій, малі міста, оцінка точності, синтетичні моделі, громадський транспорт, обстеження пасажиропотоків.

Постановка проблеми. Одним з головних питань при розробці заходів щодо підвищення ефективності функціонування громадського транспорту (ГТ) в містах є формування моделі попиту на пересування пасажирів, яка представляється у вигляді квадратної матриці пасажирських кореспонденцій (МПК), в кожній клітинці якої міститься інформація про кількість фактичних або потенційних пересувань між транспортними районами (ТР). Слід відзначити, що основними підходами до формування МПК, що кардинально відрізняються за змістом і складом виконуваних робіт, є проведення натурних спостережень за роботою ГТ та використання синтетичних моделей розрахунку кореспонденцій, які мають властиві їм недоліки. Для першої групи методів це – потреба в значних трудових і часових витратах на їх реалізацію, а для другої – великі розбіжності між реальними та розрахунковими значеннями кореспонденцій. До цього також слід додати відсутність способів оцінювання якості моделювання потреб населення у пересуваннях та можливості порівняння різних МПК між собою.

Також необхідно розуміти, що для використання синтетичних моделей потрібно мати інформацію про місткості ТР з відправлення та прибуття пасажирів, яку можна отримати тільки за результатами натурних спостережень за роботою міського ГТ. Враховуючи специфіку транспортного обслуговування малих міст ГТ існує можливість збору об'єктивної інформації про потреби населення в пересуваннях обмеженою групою відповідно підготовлених обліковців, в результаті чого буде сформована фактична МПК, яка характеризуватиме відповідний розрахунковий період, та буде використана для проведення оцінки точності основних синтетичних моделей розрахунку пасажирських кореспонденцій.

Аналіз останніх досліджень. Процес формування об'єктивної та точної МПК для розглянутого періоду та об'єкту дослідження є основним завданням на етапі моделювання попиту населення на пересування ГТ. Також слід розуміти, що у відповідності до вимог нормативних документів України в галузі транспортного планування, МПК повинна бути основою моделювання роботи ГТ [1, 2].

Слід відзначити, що при формуванні МПК у містах основною альтернативою натурним спостереженням наразі є теоретичні методи моделювання МПК, але їх використання на прикладі малих міст можливе лише у випадку, коли існують передумови оцінки їхньої якості.

Характерною рисою існуючих теоретичних методів одержання матриці кореспонденцій є те, що вони засновані на пошуках закономірностей у виборі пари «житло – робота», існування яких засноване на законі великих чисел і дотримання якого можливе тільки для великих, крупних і найкрупніших міст. У малих містах ці закономірності не можуть носити сталого характеру через незначний обсяг розглянутої сукупності та великої кількості кореспонденцій, що визначаються у МПК. Крім того, реалізація цих методів здебільшого вимагає серйозних трудових і матеріальних витрат, що є важливою перешкодою на шляху їхньої реалізації в малих містах.

Вважається, що отримані за допомогою натурних обстежень матриці є реальним відображенням потреб населення в пересуваннях на період проведення обстеження. Але результати обстежень значно втрачають свою актуальність на момент реалізації управлінських рішень, які виробляються за допомогою натурної МПК, оскільки відзначаються значним проміжком часу між початком обстеження та отриманням результатів. Звідси виходить, що для отримання МПК, яка б відповідала періоду реалізації управлінських рішень, об'єктивно необхідним є використання

теоретичних методів моделювання МПК, реальна перевірка якості яких можлива лише за умови наявності спеціальних методів оцінки точності матриць [3].

Приступаючи до аналізу існуючих моделей розрахунку матриць кореспонденцій, варто навести дуже важливу для розуміння сутності питання, що розглядається, цитату з НСМ 2000: «Мета оцінювання складається не у визначенні точної матриці кореспонденцій, а у знаходженні такої, яка достатньо близька до неї й відповідає даним інтенсивності руху» [4]. Це свідчить, що на сьогодні перед науковцями навіть і не ставиться завдання встановлення точного значення кореспонденцій у матриці, оскільки перевірити близькість розрахункової матриці до фактичної неможливо, через відсутність останньої.

В науковій та практичній літературі виділяються три основних теоретичних підходи до формування МПК: статистичний, синтетичний та ймовірнісний.

Перший підхід потребує проведення натурних обстежень пересувань [5, 6] і дозволяє одержати максимально достовірну інформацію про потреби міського населення у перевезеннях. Такі обстеження здебільшого є суцільними та проводяться анкетним методом. Як результат обстежень можна отримати адреси місць проживання та роботи кожної людини та маршрути руху за видами транспорту, що є найбільш повною інформацією про кореспонденції та дозволяє сформувати найбільш точну матрицю пересувань [7].

Даний підхід також передбачає застосування статистичних методів розрахунку МПК, які дозволяють розповсюдити наявні величини кореспонденцій поточного або попередньо дослідженого періоду на майбутній період аналізу. До таких методів відносяться метод єдиного коефіцієнта росту, метод середніх коефіцієнтів росту, метод Фратара (Фернесса), детройтський та паризький методи [8, 9]. Згідно з цими методами екстраполяція матриці кореспонденцій на майбутній період полягає у застосуванні коефіцієнтів росту, які відображають можливу перспективну пропорційну зміну значення існуючої (відомої) кореспонденції у майбутньому.

При другому підході для одержання матриці кореспонденцій використовуються різноманітні синтетичні моделі, засновані на припущенні про схожість процесів, що відбуваються в транспортній системі міста, із законами природи [11, 12]. Такий підхід вимагає значно менших витрат праці для формування матриці кореспонденцій, однак не дозволяє одержати результати високої точності. Для розрахунку кореспонденцій застосовуються гравітаційні, ентропійні моделі та метод проміжних можливостей. Найбільше визнання та розповсюдження в рамках даного підходу отримала гравітаційна модель [13, 14].

Гравітаційна модель заснована на припущенні про аналогію поведінки пасажирів при здійсненні поїздок в ТС із законом всесвітнього тяжіння, згідно з яким сила притягання двох тіл прямо пропорційна їх масі та зворотно пропорційна квадрату відстані між ними. У випадку визначення кореспонденцій тілами є ТР, а їх масою – місткості по прибуттю та відправленню пасажирів [14, 15]:

$$D_{ij} = k \frac{HO_i \cdot HP_j}{c_{ij}^2} \quad (1)$$

при обмеженнях

$$D_{ij} > 0; \sum_{j=1}^{N_{TP}} D_{ij} = HO_i; \sum_{i=1}^{N_{TP}} D_{ij} = HP_j, \quad (2)$$

де D_{ij} – кореспонденція між парою ТР i та j , пас.; k – калібрувальний коефіцієнт (певна константа); HO_i , HP_j – місткості ТР з відправлення та прибуття пасажирів, пас.; c_{ij} – складність сполучення між районами i та j ; N_{TP} – кількість ТР, од.

Розрахунок матриці кореспонденцій по даній моделі потребує проведення спеціальної ітераційної процедури, в ході якої розраховуються значення калібрувальних коефіцієнтів для кожної ітерації. Калібрування моделі здійснюється до тих пір, доки не будуть виконані умови (2).

Окрім класичного варіанту гравітаційної моделі розповсюджені її модифікації. Різновидом гравітаційної моделі є отриманий на її основі метод розрахунку кореспонденцій з використанням функції спротиву EVA, запропонованої Д. Лозе [16]. Даний метод побудований з огляду на три етапи

формування кореспонденцій «Створення – Розподіл – Поділ». Основою розподілу кореспонденцій між ТР згідно з даною моделлю є час пересування.

Достатньо велике розповсюдження в рамках синтетичного підходу отримала також ентропійна модель розрахунку кореспонденцій, яка заснована на припущенні про аналогію процесів, що відбуваються в транспортній системі, з термодинамічними [8, 17]. Визначення МПК згідно з цією моделлю полягає у максимізації критерію

$$\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n D_{ij} \ln \frac{1}{D_{ij}} \rightarrow \max \quad (3)$$

при обмеженнях

$$D_{ij} \geq 0; \sum_{j=1}^n D_{ij} = HO_i; \sum_{i=1}^m D_{ij} = HP_j; \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n c_{ij} D_{ij} = C_{заг}, \quad (4)$$

де m, n – кількість районів прибуття та відправлення, од.; $C_{заг}$ – загальні транспортні витрати при поїздах.

Вираз (3) являє собою ентропію системи, а його максимізація приводить до визначення такої МПК, яка відповідає найбільш ймовірному стану транспортної системи.

До переваг ентропійної моделі можна віднести відносно невелику трудомісткість розрахунків та зрозумілість критерію оптимізації – мінімізація витрат часу на поїздки. Серед недоліків слід виділити те, що розрахунок МПК можливий лише за умови замкнутості транспортної системи, тобто в ній не допускається введення нових чи закриття існуючих ділянок вулично-дорожньої мережі та витрати на проїзд маршрутами ГТ повинні бути незмінними. Ще одним недоліком даної моделі є сумнівна схожість термодинамічних процесів з транспортними.

До синтетичних моделей розрахунку МПК також відноситься метод зустрічних можливостей, започаткований С. Стоуффером та розвинений М. Шнайдером. Ідея методу полягає в тому, що у кожного пасажира під час здійснення поїздки є можливість задовольнити свою потребу в пересуванні по мірі віддалення від пункту відправлення та чим більшу відстань він долає на своєму шляху, тим більші ці можливості. Іншими словами, розглядаються ймовірності закінчення пересування у альтернативних пунктах призначення, розташованих на шляху прямування та здатних задовольнити потребу у пересуванні. Недоліком методу зустрічних можливостей є припущення про однорідність розподілу альтернативних пунктів закінчення пересувань по досліджуваній області [8].

В рамках ймовірнісного підходу особливої уваги заслуговують моделі дискретного вибору. Такі моделі засновані на теорії корисності, згідно з якою кожен пасажир обирає шлях прямування з деякої скінченної кількості альтернатив на основі їх соціально-економічних характеристик та відносної привабливості [8]. Найбільш розповсюдженими моделями даного класу є мультиноміальна логіт-модель, ієрархічна логіт-модель, мультиноміальна пробіт-модель та змішана логіт-модель. Розрахунок значень кореспонденцій на основі цих моделей здійснюється не безпосередньо, а заснований на ймовірності вибору пасажиром певного шляху пересування з усіх для нього можливих та прийнятних [8, 18, 19]. Моделі дискретного вибору у порівнянні з синтетичними дозволяють більш ретельно підійти до розрахунку кореспонденції, але оцінка їх точності дуже ускладнена потребою у реальній інформації про пересування.

До класу ймовірнісних моделей також можна віднести моделі множинної кореляції [20]. Сенс даних моделей полягає у встановленні факторів, що визначають виникнення потреб у пересуваннях, та їх впливу на формування пасажиропотоків через визначення коефіцієнтів у кореляційному рівнянні, що визначає кількість пересувань D_{ij} :

$$D_{ij} = a_0 + a_1 x_1 + a_2 x_2 + \dots + a_p x_p, \quad (5)$$

де a_p – емпіричні коефіцієнти, що встановлюються на основі натурних обстежень пересувань міського населення; x_p – незалежні фактори, які визначають формування пасажиропотоків.

Окремо в межах ймовірнісного підходу можна виділити моделі безпосереднього попиту, які відрізняються від інших тим, що дозволяють одночасно вирішити три задачі моделювання потреб у

пересуваннях – створення, розподіл і поділ. Загальна формула визначення кореспонденції згідно з даними моделями є мультиплікативною та записується як [8]

$$D_{ijk} = \varphi(P_i P_j)^{\theta_{r1}} (I_i I_j)^{\theta_{r2}} \prod_m [(t_{ij}^{(y)})^{\alpha_{ry}^{(1)}} (c_{ij}^{(y)})^{\alpha_{ry}^{(2)}}], \quad (6)$$

де $\varphi, \theta_{r1}, \theta_{r2}, \alpha_{ry}^{(1)}, \alpha_{ry}^{(2)}$ – параметри моделі; P_i, P_j – чисельність населення в районах i та j ; I_i, I_j – рівень доходів населення в районах i та j ; $t_{ij}^{(y)}$ – час поїздки між ТР i та j з використанням шляху пересування y ; $c_{ij}^{(y)}$ – вартість поїздки між ТР i та j з використанням шляху y ; T – вид транспорту, яким можна користуватися при пересуванні між ТР i та j .

Недоліком моделі (6) є необхідність отримання досить великої кількості параметрів емпіричним шляхом. Слід також додати, що у [8] зазначається, що дана модель мало використовувалась при моделюванні міських пасажирських перевезень та в, більшій мірі, відносилась до міжміського сполучення.

Майже всім вищерозглянутим моделям розрахунку МПК властивий однозначний алгоритм розрахунку кореспонденцій та отримання в результаті точкової оцінки матриці. Кардинально інший підхід до визначення потреб населення у пересуваннях ГТ представлений в рамках інтервальної концепції визначення станів МПК, яку також можна віднести до ймовірнісних [3, 21, 22]. В рамках даної концепції приймається гіпотеза про те, що потреби у трудових пересуваннях носять випадковий характер і описуються не одною МПК, а їх сукупністю. Кожна матриця сукупності представляє собою один з можливих станів транспортного попиту. Діапазон їх зміни знаходиться в межах, котрим відповідають стани попиту з мінімальною та максимальною транспортною роботою, що виконується в процесі пересування пасажирів по місту. На відміну від всіх інших моделей визначення матриці кореспонденцій, концепція включає розрахунок оцінних показників, що визначають відмінності між матрицями сукупності. Одним з даних показників є різниця в транспортній роботі по реалізації МПК

$$\Delta W = \sum_{i=1}^{N_{TP}} \sum_{j=1}^{N_{TP}} h_{ij} \cdot l_{ij} - \sum_{i=1}^{N_{TP}} \sum_{j=1}^{N_{TP}} h'_{ij} \cdot l_{ij}, \quad (7)$$

де h_{ij} – значення кореспонденції між ТР i та j у базовій МПК, пас.; l_{ij} – відстань між районами i та j , км; h'_{ij} – значення кореспонденції між ТР i та j у експериментальній МК, пас.

Іншим показником є відхилення значень кореспонденцій

$$\Delta H = \sqrt{\sum_{i=1}^{N_{TP}} \sum_{j=1}^{N_{TP}} (h_{ij} - h'_{ij})^2}. \quad (8)$$

З використанням обраних показників (7), (8) можна оцінити межі інтервалу, в якому знаходяться достовірні МПК. Недоліком даної концепції є широкий діапазон зміни станів матриць кореспонденцій, що робить оцінку транспортного попиту доволі «розмитою».

За результатами проведеного аналізу існуючих методів моделювання потреб населення в пересуваннях можна зробити висновок, що найбільш прийнятними для вирішення проблеми розрахунку МПК у малих містах є гравітаційна та ентропійна моделі, які при прийнятних витратах ресурсів дають адекватні результати.

Формулювання цілей роботи. Метою даної роботи є проведення оцінки точності результатів формування моделі попиту на пересування населення малого міста ГТ з використанням гравітаційної та ентропійної моделей. Порівняльною основою слугуватиме фактична МПК малого міста, яка отримана за результатами обстеження маршрутних кореспонденцій. В свою чергу, місткості ТР з відправлення та прибуття пасажирів отримані в ході цього ж обстеження є основою для розрахунку пасажирських кореспонденцій за обраними синтетичними моделями.

Основна частина. Результати аналізу методів формування моделей попиту на перевезення пасажирів свідчать про те, що найчастіше для формування МПК використовуються синтетичні моделі, а саме гравітаційна та ентропійна. Але слід зазначити, що на сьогодні для цих моделей відсутня загальноприйнята методика розрахунку, яка б забезпечувала виконання припущень про сталість місткостей ТР і обмежень за кількістю пасажирів, що вибувають з ТР і прибувають у них. Ліквідувати ці недоліки в рамках даного дослідження пропонується за рахунок проведення корегування значень розрахункових кореспонденцій, використовуючи «цикли», які будуються для перерозподілу обсягів між постачальниками та отримувачами при пошуку оптимального розв'язання транспортної задачі лінійного програмування [21, 23]. При цьому за основу приймається стандартна методика розрахунку кореспонденцій за гравітаційною й ентропійною моделями з подальшим корегуванням отриманої матриці [21].

Отже, для досягнення поставленої мети роботи, а саме оцінювання точності основних синтетичних підходів щодо моделювання матриць кореспонденцій, дослідження необхідно проводити в наступній послідовності:

- розрахувати значення місткостей ТР з відправлення та прибуття пасажирів на основі фактичної матриці кореспонденцій (за фактичну матрицю кореспонденцій приймається МПК, яка сформована на основі проведеного таблично-візуального обстеження мережі маршрутів ГТ, методика проведення якого та методика формування фактичної МПК докладно наведені в [21]);

- сформувати варіанти синтетичних матриць кореспонденцій на основі відомих значень місткостей ТР з відправлення та прибуття пасажирів за допомогою гравітаційної та ентропійної моделей (рисунок 1);

- визначити показники оцінки точності (7), (8) для варіантів синтетичних матриць кореспонденцій та порівняти їх з оціночними показниками фактичної матриці.

Основними залежностями для визначення кореспонденцій в матрицях прийняті: для гравітаційної (1), а для ентропійної (3). Слід зазначити, що за функції спротиву, яка характеризує складність сполучення, в даній роботі використовується відстань пересування пасажирів між ТР міста. Для обох синтетичних моделей використовуються найбільш розповсюджені ступені функцій спротиву, які мають прямопропорційний і зворотнопропорційний вплив на величину кореспонденцій (рисунок 1).

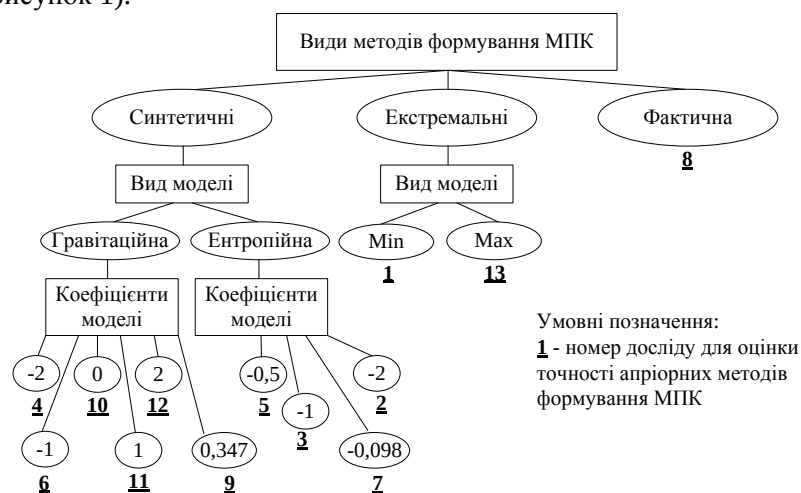


Рисунок 1 – Набір МПК, що моделюються для проведення оцінки за інтервальною концепцією

Також для обох моделей за допомогою вбудованого в Microsoft Excel пакета «Пошук рішення» [24] визначаються такі значення степенів функцій тяжіння, які забезпечують мінімальне відхилення транспортної роботи від фактичної матриці кореспонденцій.

Також необхідно зазначити, що для використання інтервальної концепції моделювання потреб населення в пересуваннях необхідно визначити граничні значення пошукового інтервалу, тобто необхідно сформувати так звані «екстремальні» варіанти матриць кореспонденцій, які мінімізують і максимізують показник транспортної роботи. Для формування таких матриць кореспонденцій можна використовувати прикладну кафедральну програму Mercs.exe. За вихідні дані використовуються значення місткостей ТР, а також матриці найкоротших відстаней між ТР. Після формування граничних варіантів МПК розраховуються значення оцінних показників (7), (8) для синтетичних МПК, які в подальшому порівнюються з оціночними показниками фактичної матриці. Повний набір

МПК, що моделюються для проведення оцінки точності представлено на рисунку 1.

Слід також відзначити, що для отримання додаткової якісної оцінки транспортного обслуговування населення міста ГТ, в залежності від обраного варіанту моделі потреб пасажирів у пересуваннях обрано два критерію: середній час поїздки в транспортному засобі та середній час пересування маршрутною мережею, доцільність використання яких підтверджується [1]

За об'єкт проведення натурних обстежень обрано місто Куп'янськ Харківської області. Місто Куп'янськ, незважаючи на відносно невелику площу, має достатньо розвинену транспортну мережу, як для малих міст. Обслуговування населення, в основному, здійснюється міськими маршрутами, але певна частка містян обслуговується приміськими маршрутами. Для отримання результатів оцінки впливу варіанту МПК на ефективність функціонування маршрутної мережі міста за допомогою програмного продукту VISUM розроблено модель пасажирської маршрутної системи.

Отже, в результаті розрахунків сформовано 12 варіантів матриць кореспонденцій для міста Куп'янська. Наступним кроком досліджень є перевірка точності розроблених варіантів матриць. Результати розрахунку обраних оцінювальних показників розрахункових матриць та показників ефективності обслуговування пасажирів ГТ для міста Куп'янська наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати оцінювання точності розрахункових МПК для м. Куп'янська

Номер матриці	Різниця транспортної роботи		Різниця між кореспонденціями		Середній час пересування пасажира, хв.	Середній час поїздки, хв.
	пас-км	%	пас.	%		
1	1762,3	58,1	1262	166,3	14,6	4,6
2	1615,7	53,3	1038	136,8	15,7	5,0
3	1325,9	43,7	928	122,3	18,1	5,9
4	1177	38,8	1038	136,8	18,9	6,5
5	985,2	32,5	800	105,4	20,8	7,1
6	558,5	18,4	796	104,9	23,3	8,5
7	121,9	4,0	759	100,0	26,6	10,5
8	-	-	-	-	27,1	11,1
9	112,5	3,7	766	100,9	28,4	11,6
10	-175,2	-5,8	772	101,7	28,4	11,7
11	-510,5	-16,8	802	105,7	29,7	13,1
12	-650,5	-21,5	832	109,6	31,4	13,6
13	-942,3	-31,1	1228	161,8	32,8	15,2

За результатами розрахунків оцінювальних показників встановлено, що найбільш близьким варіантом до фактичної матриці м. Куп'янська є матриця, сформована за ентропійною моделлю зі ступенем функції спротиву «-0,098», відхилення транспортної роботи складає 4 %, а показник різниці кореспонденцій – 100 %. Слід зазначити, що навіть, маючи дуже близькі значення показника різниці транспортної роботи, розрахункові варіанти матриць кореспонденцій не можуть бути прийнятними для розробки заходів з підвищення ефективності транспортного обслуговування населення міста Куп'янська ГТ через значні відхилення показника різниці між кореспонденціями (в окремих випадках сягає 166 %). Результати розрахунку показників ефективності обслуговування населення ГТ також свідчать, що найбільш близькою до фактичної МПК міста Куп'янська є матриця, сформована з використанням ентропійної моделі зі значенням ступеня функції спротиву, яка забезпечує мінімальне відхилення транспортної роботи від фактичної матриці кореспонденцій.

Отже, в результаті оцінювання можливостей розрахункових варіантів матриць кореспонденцій встановлено, що за допомогою синтетичних моделей можливо досягти незначних відхилень показника транспортної роботи сформованих МПК від фактичної матриці. Але, в той же час, за показником абсолютного відхилення значень кореспонденцій, навіть при цілеспрямованому калібруванні, досягти фактичних значень не вдалося. Це свідчить про необхідність додаткового визначення впливу розроблених варіантів МПК на ефективність пасажирських перевезень в малих містах. В якості оціночного показника можна обрати обсяг перевезення пасажирів на маршрутах.

Висновки. Результати оцінювання точності основних синтетичних моделей формування МПК свідчать про невідповідність розрахункових варіантів матриць кореспонденцій фактичним потребам населення міста в пересуваннях. Досягти повної відповідності результатів розрахунків реальному стану транспортного ринку не вдалося навіть при цілеспрямованому калібруванні моделей, що

свідчить про недоцільність використання синтетичних моделей розрахунку матриць кореспонденцій для оцінювання потреб населення малих міст у пересуваннях.

Реалізація інтервальної концепції моделювання потреб населення в пересуваннях на прикладі малих міст дає занадто широкий полігон станів матриць кореспонденцій, що значно ускладнює процес транспортного планування в малих містах. Для зменшення меж пошукового діапазону найбільш перспективною, у порівнянні зі стандартним підходом, є методика формування МПК у малих містах, яка заснована на результатах обстеження пасажиропотоків на міських маршрутах табличним способом, що дозволяє істотно скоротити інтервал можливих станів матриць кореспонденцій.

1. ДБН Б.2.2-12:2018 Планування і забудова територій.
2. ДБН В.2.3-5:2017 Вулиці та дороги населених пунктів.
3. Горбачов П.Ф. Концепція формування систем маршрутного пасажирського транспорту в містах : дис. ... доктора техн. наук : 05.22.01 / Петро Федорович Горбачов. – Х., 2009. – 370 с.
4. Highway Capacity Manual 2000 : Transportation Research Board, National Research Council. – Washington, D.C., USA, 2000. – 1134 p.
5. Доля В.К. Теоретические основы и методы организации маршрутных автобусных перевозок пассажиров в крупных городах [в 2 т] / В.К. Доля. – М., 1993. – 301 с.
6. Коцюк А.Я. Совершенствование автобусных маршрутных систем в крупных и крупнейших городах : автореф. дис. на соиск. ученой степени канд. техн. наук / А.Я. Коцюк. – Київ, 1990. – 20 с.
7. Гуревич Г.А. Изучение транспортных потребностей – основа совершенствования работы пассажирского транспорта / Г.А. Гуревич, Г.И. Кузнецов, А.А. Михайлов // Автомобильный транспорт. Серия 4. Пасса-жирские перевозки автомобильным транспортом. Научно-технический реферативный сборник. – 1980. – № 2. – С. 1–5.
8. Ortuzar J.D. Modelling Transport / J.D. Ortuzar, L.G. Willumsen. – [Fourth Edition]. – Chichester: John Wiley & Sons Ltd, 2011. – 586 p.
9. Заблоцкий Г.А. Транспорт в городе / Г.А. Заблоцкий. – К.: Будівельник, 1986. – 96 с.
10. Fratar T.J. Vehicular Trip Distribution by Successive Approximation / T.J. Fratar // Traffic Quarterly. – 1954. – №8. – p. 53–65.
11. Брейдо Т.Е. Математическое моделирование транспортных сетей и оптимизация параметров их функционирования : автореф. дис. на соиск. ученой степени канд. техн. наук / Т.Е. Брейдо. – Горький, 1978. – 24 с.
12. Брайловский Н.О. Моделирование транспортных систем / Н.О. Брайловский, Б.И. Грановский. – М.: Транспорт, 1978. – 125 с.
13. Haynes E.K. Gravity and Spatial Interaction models / E.K. Haynes, A.S. Fotheringham // Sage-Publications. – 1984. – p. 9–13.
14. Shahriar A.Z. An Integrated Urban Land Use and Transportation Demand Model Based on Lowry Linage / A.Z. Shahriar, A. Morteza // Journal of Applied Sciences. – 2008. – №8 (7). – p. 1197–1205.
15. Vries J.J. Alonso's General Theory of Movement: Advances in Spatial In-teraction Modeling / J.J. Vries, P. Nijkamp, P. Rietveld // Free University of Amsterdam, Department of Spatial Economics, Tinbergen Institute Discussion Paper. – 2000. – TI 2000-062/3.
16. Лозе Д. Моделирование транспортного предложения и спроса на транспорт для пассажирского и служебного транспорта, обзор теории моделирования : сборник докладов 7-й междунар. конф. "Организация и безопасность дорожного движения в крупных городах" / Д. Лозе. – СПб.: СПб гос. архит.-строит. ун-т, 2006. – С. 170–186.
17. Вильсон А.Дж. Энтропийные методы моделирования сложных систем / А.Дж. Вилсон ; пер. с англ. Ю.А. Дубова ; [под. ред. Ю.С. Попкова]. – М. : Наука, 1978. – 248 с.
18. VISUM 10.0 User Manual [Електронний ресурс]. – 80 min / 700 MB. – 2007.
19. Preston J. Demand Forecasting for New Local Rail Stations and Services / J. Preston // Journal of Transport Economics and Policy. – 1991. – Vol. 25, № 2. – p. 183–202.
20. Ефремов И.С. Теория городских пассажирских перевозок : [учеб. пособие для вузов] / И.С. Ефремов, В.М. Кобозев, В.А. Юдин. – М.: Высшая Школа, 1980. – 535 с.
21. Любий Є.В. Визначення попиту на пересування населення малих міст маршрутним пасажирським транспортом: дис. ... канд. техн. наук : 05.22.01 / Євген Володимирович Любий. – Харків, 2012. – 191 с.
22. Россолов А.В. Совершенствование интервальной концепции определения спроса на услуги пассажирского маршрутного транспорта в крупных городах: дис. ... канд. техн. наук : 05.22.01 / Александр Викторович Россолов. – Харьков, 2012. – 207 с.
23. Ляшенко И.Н. Линейное и нелинейное программирование : [учеб. пособ.] / И.Н. Ляшенко, Е.А. Карагодова, Н.В. Черникова, Н.З. Шор. – Издательское объединение "Вища Школа", К. : 1975. – 372 с.
24. Минько А.А. Статистический анализ в MS Excel / А.А. Минько - М.: Издательский дом «Вильямс», 2004. – 448 с.

REFERENCES

1. DBN B.2.2-12:2018 Planuvannia i zabudova terytorii.
2. DBN V.2.3-5:2017 Vulytsi ta dorohy naselenykh punktiv.
3. Horbachov, P.F. (2009). Kontseptsiiia formuvannia system marshrutnoho pasazhyrskoho transportu v mistakh. Doctor's thesis, 370.
4. Highway Capacity Manual 2000 (2000). Transportation Research Board, 1134.
5. Dolya, V.K. (1993). Teoreticheskie osnovy i metody organizatsii marshrutnykh avtobusnykh perevozk passazhirov v krupnykh gorodakh, 301.

6. Kotsyuk, A.Ya. (1990). Sovershenstvovanie avtobusnykh marshrutnykh sistem v krupnykh i krupneyshikh gorodakh. Extended abstract of candidate's thesis, 20.
7. Gurevich, G.A., Kuznetsov, G.I., & Mikhaylov, A.A. (1980). Izuchenie transportnykh potrebностей – osnova sovershenstvovaniya raboty passazhirskogo transporta. Avtomobilnyy transport. Seriya 4. Passazhirskie perevozki avtomobilnym transportom. Nauchno-tekhnicheskii referativnyi sbornik, 1–5.
8. Ortuzar, J.D., & Willumsen, L.G. (2011). Modelling Transport, 586 p.
9. Zablotskiy, G.A. (1986). Transport v gorode, 96.
10. Fratar, T.J. (1954). Vehicular Trip Distribution by Successive Approximation. Traffic Quarterly, 53–65.
11. Breydo, T.Ye. (1978). Matematicheskoe modelirovanie transportnykh setey i optimizatsiya parametrov ikh funktsionirovaniya. Extended abstract of candidate's thesis, 24.
12. Braylovskiy, N.O., & Granovskiy, B.I. (1978). Modelirovanie transportnykh system, 125.
13. Haynes, E.K., & Fotheringham, A.S. (1984). Gravity and Spatial Interaction models. Sage-Publications, 9-13.
14. Shahriar, A.Z., & Morteza, A. (2008). An Integrated Urban Land Use and Transportation Demand Model Based on Lowry Linage. Journal of Applied Sciences. №8 (7), 1197–1205.
15. Vries, J.J., Nijkamp, P., & Rietveld P. (2000). Alonso's General Theory of Movement: Advances in Spatial Interaction Modeling. Tinbergen Institute Discussion Paper. TI 2000-062/3.
16. Loze, D. (2006). Modelirovanie transportnogo predlozheniya i sprosa na transport dlya passazhirskogo i sluzhebnoho transporta, obzor teorii modelirovaniya. Sbornik dokladov 7-y mezhdunar. konf. "Organizatsiya i bezopasnost dorozhnogo dvizheniya v krupnykh gorodakh", 170–186.
17. Vilson, A. Dzh. (1978). Entropiynye metody modelirovaniya slozhnykh sistem [per. s angl. Yu.A. Dubova], 248.
18. VISUM 10.0 (2007). User Manual [Elektronnyi resurs]. 80 min / 700 MB.
19. Preston, J. (1991). Demand Forecasting for New Local Rail Stations and Services. Journal of Transport Economics and Policy. Vol. 25, № 2, 183–202.
20. Yefremov, I.S., Kobozev, V.M., & Yudin, V.A. (1980). Teoriya gorodskikh passazhirskikh perevozk, 535.
21. Liubyi, Ye.V. (2012). Vyznachennia popytu na peresuvannia naselennia malych mist marshrutnym pasazhyrskym transportom. Candidate's thesis, 191.
22. Rossolov, A.V. (2012). Sovershenstvovanie intervalnoy kontseptsii opredeleniya sprosa na uslugi passazhirskogo marshrutnogo transporta v krupnykh gorodakh. Candidate's thesis, 207.
23. Lyashenko, I.N., Karagodova, Ye.A., Chernikova, N.V., & Shor, N.Z. (1975). Lineynoe i nelineynoe programmirovaniye, 372.
24. Minko, A.A. (2004). Statistical analysis in MS Exel, 448.

Любый Е.В., Колій А.С. Оценка точности синтетических моделей расчета пассажирских корреспонденций на примере малых городов

В работе рассмотрены вопросы оценки точности результатов формирования матрицы пассажирских корреспонденций с использованием гравитационной и энтропийной моделей на примере малых городов в рамках интервальной концепции моделирования потребностей населения городов в передвижениях. Основой для проведения такой оценки является наличие фактической матрицы корреспонденций, которая характеризует определенный расчетный период, и полученной путем проведения натурных наблюдений за работой общественного транспорта.

Ключевые слова: матрица пассажирских корреспонденций, малые города, оценка точности, синтетические модели, общественный транспорт, обследование пассажиропотоков.

Liubyi Ye.V., Kolii O.S. Estimation of accuracy of synthetic models of calculation of passenger correspondence on an example of small towns

The paper deals with the question of how to evaluate the accuracy of the results of the formation of OD-matrix using gravity and entropy models on the example of small towns in the framework of interval concept of modeling the needs of urban population in transportation. The basis for such an assessment is the availability of an actual OD-matrix, which characterizes a particular billing period, and which is based on the results of passenger traffic surveys on public transport.

Key words: OD-matrix, small towns, estimation of accuracy, synthetic models, public transport, passenger traffic survey.

ЛЮБИЙ Євген Володимирович, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних систем і логістики, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: lion_khadi@ukr.net.

КОЛІЙ Олександр Сергійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних систем і логістики, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: forgemest@gmail.com.

ЛЮБИЙ Евгений Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры транспортных систем и логистики, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, e-mail: lion_khadi@ukr.net.

Колій Олександр Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры транспортных систем и логистики, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, e-mail: forgemest@gmail.com.

LIUBYI Yevhen Volodymyrovych, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Transport Systems and Logistics Department, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: lion_khadi@ukr.net.

KOLII Oleksandr Serhiiovych, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Transport Systems and Logistics Department, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: forgemest@gmail.com.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.40>

Стаття надійшла в редакцію 26.04.2019 р.

Миронюк¹ О.С., Шевчук¹ В.В., Грабовець² В.В.¹Львівський національний аграрний університет²Луцький національний технічний університет**ВПЛИВ ЗОВНІШНЬОГО ШУМУ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ НА ДОВКІЛЛЯ**

Розглянуто питання впливу транспортного шуму на довкілля. Проведено порівняння шумового поля легкових автомобілів марки Renault. Запропоновано раціональне шумове поле та показник спрямованості легкового автомобіля, що підвищує безпеку учасників дорожнього руху.

Встановлено шумове поле автомобіля Renault Symbol і запропоноване раціональне шумове поле, для формування якого необхідне: дотримання допустимого рівня шуму на відстані 7,5 м від поздовжньої осі автомобіля; забезпечення підвищеної спрямованості шуму вздовж напрямку руху, як чинник додаткового інформування пішоходів і водіїв про наближення автомобіля для забезпечення їх безпеки; забезпечення різного показника спрямованості з правої чи лівої сторони автомобіля залежно від організації дорожнього руху (правосторонній чи лівосторонній рух).

На підставі аналізу отриманого шумового поля можна стверджувати, що на розподіл рівня шуму навколо автомобіля Renault Symbol найбільший вплив має двигун. Рівень шуму від випуску відпрацьованих газів на шумове поле має менший вплив, ніж шум власне двигуна.

Таким чином, понизити загальний рівень шуму автомобіля, без зниження рівня його джерела, можна завдяки перерозподілу енергії шуму справа наліво і в напрямку руху (назад і вперед).

Ключові слова: шумове поле, автомобіль, рівень шуму, безпека учасників дорожнього руху, показник спрямованості.

Постановка проблеми. Автомобільний транспорт має велике значення для народного господарства України. Він є достатньо конкурентоспроможним порівняно з іншими видами транспорту, а в деяких галузях – домінуючим. Крім позитивних характеристик автомобілі мають, і негативні, однією, з яких є шумове забруднення довкілля [3, 7].

Шум автомобілів негативно впливає на здоров'я людей, особливо у містах [15]. Зменшити шум у місті найдоцільніше, перш за все, зменшенням рівня шуму міського транспорту. В останні роки спостерігається зростання потужності двигунів автомобілів, підвищення їх швидкості руху і зростання чисельності автомобільного парку [4, 12, 18, 19] одночасно із впровадженнями конструктивних заходів щодо зниження шуму транспортних засобів актуальною є проблема боротьби з шумом, що поширюється цими засобами у зовнішнє середовище. Світові тенденції характерні і для міст України через невинне зростання парку легкових автомобілів, який за прогнозом міністерства інфраструктури України до 2020 року буде в 2 рази більшим, ніж у 2000 році. Тенденція зростання рівня шуму є характерною для вулиць великих міст України. Наприклад, рівень шуму на перехресті вулиці Городецької і проспекту Чорновола в центрі Львова під час рухання з місця автомобілів становив 90 дБА, що значно перевищує допустимий (65 дБ А) рівень згідно національної нормативної бази [14, 16]. Тому проблема шумового навантаження автомобілями довкілля стає все більш актуальною.

Аналіз останніх досліджень. На думку ряду вчених [1, 4, 9, 11, 13, 19] в процесі руху автомобіля ним випромінюється шум, що створюється двигуном, агрегатами трансмісії автомобіля, кузовом (під дією двигуна, дороги і потоку повітря), зменшення впливу якого можливе, наприклад, заміною бетонного покриття асфальтовим, встановленням вздовж магістралей шумоізолюючих екранів, чи примусовим зниженням швидкості руху автомобілів. Разом з тим, шум залишається проблемою вздовж швидкісних магістралей і в населених місцях. Деякі вчені [12, 17] впевнені, що знизити шум від транспорту в містах за допомогою традиційних методів достатньо складно і це вимагає суттєвих капіталовкладень. Більш доступнішим видається контроль і зниження шуму від безпосередніх джерел його виникнення – автомобілів.

Формування цілей роботи. Метою роботи є вивчення впливу шуму легкових автомобілів на довкілля. У боротьбі із шумом найдоцільнішим способом є зниження його рівня безпосередньо в джерелі утворення, в нашому випадку, рівня шуму, що генерується від автомобілів. Тому метою досліджень була побудова шумового поля автомобіля та визначення раціонального показника спрямованості.

Основна частина. За об'єкт дослідження зовнішнього шуму був прийнятий легковий автомобіль фірми Renault, моделі Symbol, ключовими характеристиками, якого є надійність, низька

ціна і невисокі витрати на експлуатацію [8]. Дослідження проводились згідно загальноприйнятих [2, 5, 6, 10, 20] і розроблених методик [13] за допомогою шумоміра ВШВ-003-М2 з похибкою вимірювань $\pm 0,7$ дБ. Для вимірювання частоти обертання колінчастого вала двигуна використовувався тахометр панелі приладів автомобіля Renault Symbol з діапазоном вимірювань (0-7000) об/хв., з граничною похибкою (-50 – +300) об/хв. Для вимірювання швидкості вітру був використаний прилад ANEMO виробництва Німеччини, з діапазоном вимірювання 0-35 м/с, граничною похибкою $\pm 0,5$ м/с і ціною поділки 1 м/с.

Простір, в якому розповсюджуються хвилі, називається полем [12]. Шумовим полем автомобіля вважають розподіл інтенсивності шуму навколо нього під час стоянки і роботи двигуна на певному режимі. Шумове поле автомобіля (рис. 1) визначалося на основі результатів замірів рівня шуму в 12-и точках навколо автомобіля на відстані 1 м від його зовнішньої поверхні на висоті 1,2 м від поверхні, при цьому двигун працював без навантаження за частоти обертання колінчастого вала 4500 об/хв.

Аналізуючи характер отриманого шумового поля можна стверджувати, що на розподіл рівня шуму навколо автомобіля Renault Symbol найбільший вплив має двигун. Рівень шуму в точках 12, 1, 2, на 7–11 дБ А вищий, ніж в точках 6, 7, 8. Шум від випуску відпрацьованих газів на шумове поле має менший вплив, ніж шум власне двигуна.

Також досліджувалось шумове поле для інших моделей Renault (за цих же умов), з різним об'ємом двигуна – Dacia Logan 1,6 модель з двигуном K7M710 з робочим об'ємом 1600 см³, Laguna з двигуном F4P770 з робочим об'ємом 1800 см³ (рис. 2). Дані вимірювань підтверджують гіпотезу, що збільшення робочого об'єму двигуна зумовлює збільшення рівня звуку автомобіля у всіх точках шумового поля.

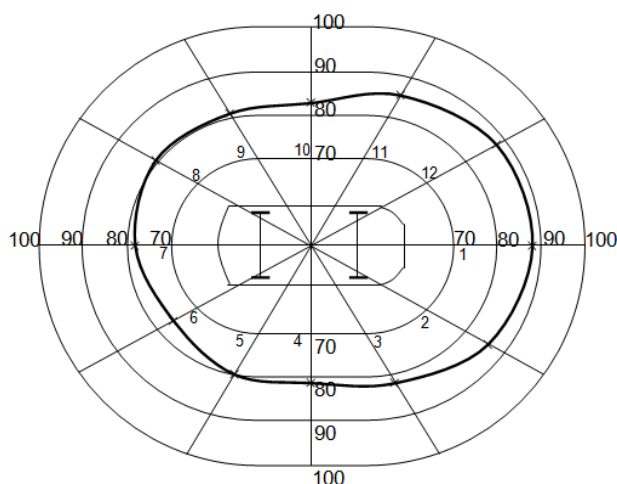


Рисунок 1. Шумове поле автомобіля Renault Symbol

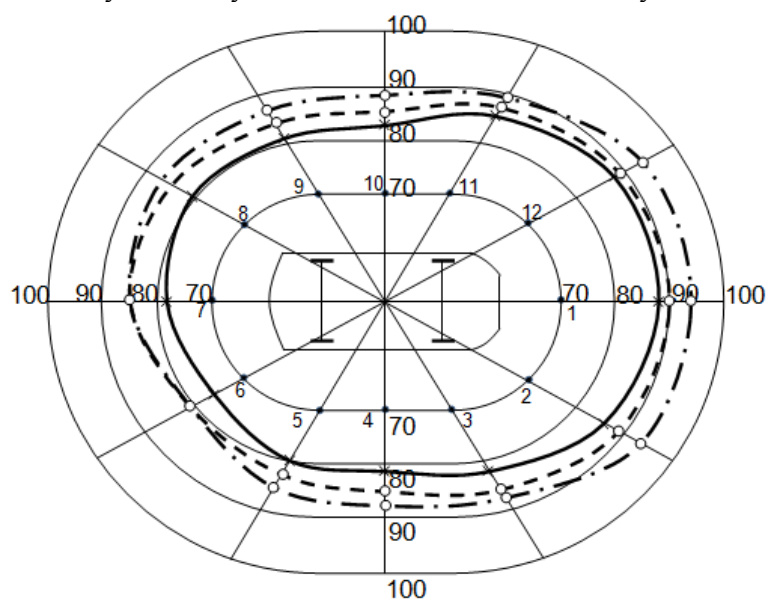


Рисунок 2. Шумове поле моделей автомобілів Renault з робочим об'ємом: — Symbol (1400 см³); - - - Dacia Logan (1600 см³); - - - Laguna (1800 см³)

Проаналізувавши шумові поля і спектри шуму, одержані під час руху автомобіля, можна стверджувати, що випромінювання шуму автомобіля, що вліво, що вправо від осі руху практично однакові. Незаперечно, що за правостороннього руху пішоходи і житлові споруди розташовуються з правого боку автомобіля. Ця обставина, враховуючи, що шумове поле має симетричний характер, збільшує звукове навантаження на них. Подібна закономірність властива і випромінюванням шуму вперед–назад. Тому важливим видається розв'язання питання про раціональне шумове поле автомобіля, яке б враховувало не тільки допустимий рівень шуму, але і організацію дорожнього руху і інформативність про наближення автомобіля до перехресть. Сформувати таке поле можна завдяки перерозподілу випромінюваної звукової енергії акустичними екранами, не вдаючись до глушіння шуму, що є надто дорогим. Запропоноване раціональне шумове поле вимагає розподіл рівня шуму навколо автомобіля, сформованого, виходячи з трьох передумов: дотримання допустимого рівня шуму на відстані 7,5 м від поздовжньої осі руху автомобіля; підвищена спрямованість звуку у напрямку руху, як додаткова інформація про наближення автомобіля, що убезпечує пішоходів і водіїв; різний показник спрямованості з лівого чи з правого боку автомобіля залежно від організації дорожнього руху (лівосторонній чи правосторонній рух).

У випадку перерозподілу звукової енергії автомобіля Renault Symbol справа наліво і у напрямку руху (назад і вперед) отримаємо рівень шуму під час руху на відстані 7,5 м від поздовжньої осі автомобіля з лівого боку 73 дБ А (точка 10), а з правого боку – 69 дБ А (точка 4), попереду – 97,2 дБА (точка 1), а позаду – 97,2 дБА (точка 7) (рис. 3). Таким чином раціональне шумове поле побудоване емпіричним шляхом.

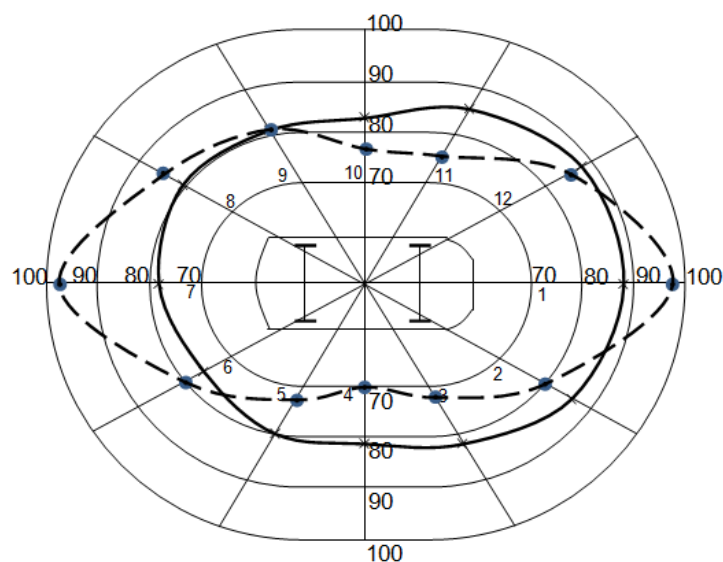


Рисунок 3. Виміряне (—) шумове поле автомобіля Renault Symbol і запропоноване раціональне (---).

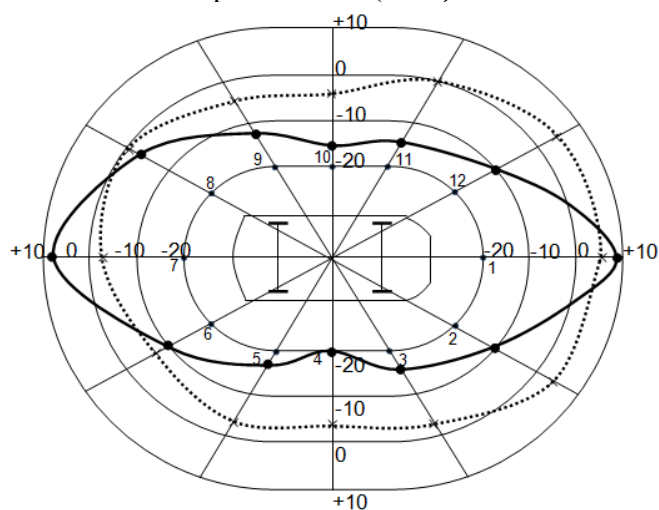


Рисунок 4. Показник спрямованості рівня шуму автомобіля Renault Symbol на відстані 7,5 м:
—х— експериментальні дані;
—•— раціональний показник спрямованості.

Під показником спрямованості ПС розуміють різницю між середнім рівнем звуку в дБ(А) і значенням рівня в заданому напрямі і заданій точці, що розташована на відстані опорного радіусу. Опорний радіус – це відстань від досліджуваної точки до центру джерела шуму.

На рис. 4 представлена діаграма показника спрямованості звукового рівня шуму автомобіля Renault Symbol. З рисунка видно, що спрямованість шуму попереду автомобіля (точки 1, 2, 11, 12) більша за інших, що пояснюється розташуванням попереду двигуна, шум якого спрямовується через передні і нижні відкриті отвори решітки радіатора, позаду спрямованість менша.

Провівши перерозподіл звукової енергії автомобіля Renault Symbol, можна отримати раціональний показник спрямованості (рис. 4).

Необхідно зазначити про наступне:

1. Більша спрямованість звуку у напрямі руху автомобіля (точки 1, 7) сприяє додатковому інформуванню пішоходів і водіїв про наближення автомобіля, забезпечуючи їх безпеку.

2. Різні значення показників спрямованості з правого (т.4) і лівого (т.10) боку автомобіля пояснюється правостороннім рухом в Україні, і намаганням зменшити спрямованість звуку на пішоходів.

Висновки. Встановлене шумове поле автомобіля Renault Symbol і запропоноване раціональне шумове поле, для формування якого необхідне: дотримання допустимого рівня шуму на відстані 7,5 м від поздовжньої осі автомобіля; забезпечення підвищеної спрямованості шуму вздовж напрямку руху, як чинник додаткового інформування пішоходів і водіїв про наближення автомобіля для забезпечення їх безпеки; забезпечення різного показника спрямованості з правої чи лівої сторони автомобіля залежно від організації дорожнього руху (правосторонній чи лівосторонній рух).

Таким чином, понизити загальний рівень шуму автомобіля, без зниження рівня його джерела, можна завдяки перерозподілу енергії шуму справа наліво і в напрямку руху (назад і вперед).

1. Barrelet S. Development and refinement for the sound package of the new Renault Clio 3 / S Barrelet, T Laurent, K Trdak - Rieter Automotive Conference, 2005

2. Балабин И.В. Испытания автомобилей: Учебное пособие. / И.В. Балабин, Б.А. Куров, С.А. Лаптев – М.: Машиностроение, 1988. – 192 с.

3. Васильева В.В. Автотранспортный шум в городах и его влияние на окружающую среду / В.В. Васильева // Мир транспорта и технологических машин –2010.– №3(30)– С.101-107.

4. Вопросы шума при взаимодействии шины с дорогой / [В.А. Карпенко, В.А. Перегон, А.Н. Левченко, А.А. Коряк] // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – 2015. – № 71. – С. 109–111.

5. ГОСТ 27436–87. Внешний шум автотранспортных средств. Допустимые уровни и методы измерений. – М.: Стандартиздат, 1987. – 13 с.

6. ДСТУ 3649:2010 «Колісні транспортні засоби. Вимоги безпеки до технічного стану та методи контролю» –К.: Мінекономрозвитку України, 2010. – 11 с.

7. Качмар Р.Я. Оцінювання екологічних та економічних втрат від шуму транспортних потоків міста Львова / Р.Я.Качмар // Автомобільний транспорт: дослідження. – Львів. –№1(231) – 2013. – С. 10–13.

8. Кисуленко Б.В. Краткий автомобильный справочник. Том 3. Легковые автомобили. Ч.2. / Кисуленко Б.В. –М.: НПСТ «Трансэкконсалтинг», 2004. – 560 с.

9. Куновский Э.Б. Идентификация источников шума автомобиля / Э.Б. Куновский – Минск: Технопринт, 2005. – 324 с.

Кушвид Р.П. Испытания автомобиля: учебник / Р.П. Кушвид – М.: МГИУ, 2011. – 351 с.

10. Leasure W.A. Tire-road interaction noise / W.A. Leasure, E.K. Bender – America: 1975. – P.39–50 (J. Of Acoustical Society of America: July. – V. 58/– №1).

11. Луканин В.Н. Снижение шума автомобиля / В.Н. Луканин, В.Н. Гудцов, Н.Ф. Бочаров – М.: Машиностроение, 1981. – 243 с.

12. Миронюк О.С. Дослідження шумових характеристик плодотворного засобу / О.С. Миронюк //Вісник Львівського державного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. – 2005. –№9. –С. 154–158.

13. Петренко О. Аналіз вимог чинних нормативно-правових актів щодо допустимих рівнів шуму і вібрації автомобіля / О. Петренко // Вісник НУ «Львівська політехніка». – 2013. – №753: Автоматика вимірювання та керування. – С. 152–158.

14. Петренко О.К. Вплив шуму автомобільного транспорту на організм людини \О.К. Петренко // Україна у європейському просторі. Проблеми бізнесу, політики, права: мат. VI Міжнар. наук.-практ. конф., Львівський університет бізнесу та права. – Львів, – 2010. – С. 46–48.

15. Петренко О.К. Контроль за станом шуму на центральних вулицях Львова / О.К. Петренко // Якість технологій та освіти. – Харків, 2011. – С.45–51.

16. Самойлюк Е.П. Борьба с шумом в населенных местах / Е.П. Самойлюк, В.И. Денисенко, А.П. Пилипенко – К.: Будівельник, 1981. – 144 с.

17. Факторович А.А. Защита городов от транспортного шума / А.А. Факторович, Г.И. Постников – К.: Будівельник, 1982. – 144 с.

18.Шатров М.Г. Шум автомобильных двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие / М.Г. Шатров, А.Л. Яковенко, Т.Ю. Кричевская. – М.: МАДИ, 2014. – 68 с.

19. Эллисон А. Измерение шума машин. / А. Эллисон. – М.: Энергоатомиздат, 1998. – 374 с.

REFERENCES

1. Barrelet S. 2005. Development and refinement for the sound package of the new Renault Clio 3 / S Barrelet, T Laurent, K Trdak - Rieter Automotive Conference.
2. Balabin I.V. 1988. Testing of cars: Textbook. I.V. Balabin, B.A. Kurov, S.A. Laptev – M.: Mechanical Engineering, 192.
3. Vasilyeva V.V. 2010. Road noise in cities and its impact on the environment / V.V. Vasilyeva // The world of transport and technological machines. – № 3 (30). 101-107.
4. Questions of noise in the interaction of the tyre with the road / [V.A. Karpenko, V.A. Peregon, A.N. Levchenko, A.A. Koryak] // Bulletin of Kharkov National Automobile and Highway University. 2015. No. 71. 109-111.
5. GOST 27436-87. 1987. External noise of vehicles. Permissible levels and methods of measurement. - Moscow: Standardizdat, 13.
6. DSTU 3649: 2010. 2010. "Wheeled vehicles. Safety requirements to the technical condition and methods of control" – K.: Ministry of Economic Development of Ukraine, 11.
7. Kachmar R.Ya. 2013. Estimation of environmental and economic losses from traffic noise in the city of Lviv / R.Ya.Kachmar // Automobile transport: research. – Lviv №1 (231). 10-13.
8. Kisulenko B.V. 2004. Brief automobile directory. Volume 3. Cars. Part 2. / Kisulenko B.V. – M.: NSTT "Transeconsulting", 560.
9. Kunovskiy E.B. 2005. Identification of car noise sources / E.B. Kunovsky – Minsk: Technoprint, 324.
10. Kushvid R.P. 2011. Tests of the car: the textbook / R.P. Kushvid. – Moscow: MGIU, 351.
11. Leasure W.A. 1975. Tire-road interaction noise / W.A. Leasure, E.K. Bender – America: 39-50.
12. Lukanin V.N. 1981. Reducing the noise of the car / V.N. Lukanin, V.N. Gudtsov, N.F. Bocharov – M.: Mechanical Engineering, 243.
13. Mironyuk O.S. 2005. Investigation of the noise characteristics of the fruit-extractor / O.S. Mironyuk // Visnyk of Lviv State Agrarian University: Agroengineering research. – No. 9. 154-158.
14. Petrenko O. 2013. Analysis of the requirements of the current normative legal acts on permissible levels of noise and vibration of the car / O. Petrenko // Bulletin of the National University "Lviv Polytechnic". – № 753: Automation of measurement and control. 152-158.
15. Petrenko O.K. 2010. Influence of noise of motor transport on the human body \ O.K. Petrenko // Ukraine in the European Space. Problems of business, politics, law: mat. VI International science-practice conference, Lviv University of Business and Law. – Lviv, 46-48.
16. Petrenko O.K. 2011. Control over noise in the central streets of Lviv / O.K. Petrenko // Quality of technology and education. – Kharkiv, 45-51.
17. Samoylyuk E.P. 1981. Fighting noise in populated areas / E.П. Samoylyuk, V.I. Denisenko, A.P. Pilipenko. – K.: Budivelnik, 144.
18. Faktorovich A.A. 1982. Protection of cities from traffic noise / A.A. Faktorovich, G.I. Postnikov. – K.: Budivelnik, 144.
19. Shatrov M.G. 2014. Noise of automobile internal combustion engines: training. tb / M.G. Shatrov, A.L. Yakovenko, T.Yu. Krichevskaya. – M.: MADI, 68.
20. Ellison A. 1998. Measurement of the noise of machines. A. Ellison. – Moscow: Energoatomizdat, 374.

Миронюк О.С., Шевчук В.В., Грабовець В.В. Влияние внешнего шума легкового автомобиля на окружающую среду.

Рассмотрены вопросы влияния транспортного шума на окружающую среду. Проведено сравнение шумового поля легковых автомобилей марки Renault. Предложенное рациональное шумовое поле и показатель направленности легкового автомобиля способствуют повышению безопасности участников дорожного движения.

Ключевые слова: шумовое поле, автомобиль, уровень шума, безопасность участников дорожного движения, показатель направленности.

Mironyuk O., Shevchuk V., Grabovets V. Noise load of a car on the environment.

The questions of influence of transport noise on the environment are considered. A comparison of the noise field of passenger cars of Renault brand is made. Rational noise field and the direction index of a car, which increases the safety of road users is proposed.

We indicated the noise field of the Renault Symbol car and proposed a rational noise field, for which formation is required: adherence to the permissible noise level at a distance of 7.5 m from the longitudinal axis of the car; providing increased direction of noise along the direction of motion as a factor in additional informing pedestrians and drivers about the approach of the car to ensure their safety; providing different indicator of the direction of the right or left side of the car depending on the organization of traffic (right or left-hand traffic).

Analyzing the nature of the noise field obtained, it can be argued that the distribution of the noise level around the Renault Symbol has the greatest impact on the engine. The noise from the exhaust gases on the noise field has a lower effect than the noise of the actual engine.

Thus, reducing the overall noise level of a car without losing its source level can be achieved by redistributing noise energy from right to left and in the direction of motion (back and forth).

Keywords: noise field, car, noise level, safety of road users, direction index.

АВТОРИ:

МИРОНЮК Олег Сергійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілів і тракторів», Львівський національний аграрний університет, e-mail: muronjuk@ukr.net

ШЕВЧУК Віктор Володимирович, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри «Автомобілів і тракторів», Львівський національний аграрний університет, e-mail: shevtyk@meta.ua

ГРАБОВЕЦЬ Віталій Валерійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілів і транспортних технологій», Луцький національний технічний університет, e-mail: vgrabovets@ukr.net

АВТОРЫ:

МИРОНЮК Олег Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобилей и тракторов», Львовский национальный аграрный университет, e-mail: muronjuk@ukr.net

ШЕВЧУК Виктор Владимирович, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Автомобилей и тракторов», Львовский национальный аграрный университет, e-mail: shevtyk@meta.ua

ГРАБОВЕЦЬ Віталій Валерьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобилей и транспортных технологий», Луцкий национальный технический университет, e-mail: vgrabovets@ukr.net

AUTHORS:

Oleg MIRONYUK, Ph.D., in Engineering, Assoc. Professor of the Department of Cars and Tractors Of Lviv National Agrarian University, e-mail: muronjuk@ukr.net

Viktor SHEVCHUK, Ph.D., in Engineering, Assoc. Professor Head of the Department of Cars and Tractors Of Lviv National Agrarian University, e-mail: shevtyk@meta.ua

Vitaliy GRABOVETS, Ph.D. in Engineering, Assoc. Professor of Motor Cars And Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: vgrabovets@ukr.net

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.56>

Стаття надійшла в редакцію 25.04.2019р.

Подригало М.А., Полянський О.С., Подригало Н.М., Байцур М.В.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ВПЛИВ ПОДАТЛИВОСТІ ЛАНОК НА ККД МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

В роботі запропоновано новий метод оцінки впливу податливості ланок на ККД механізмів і машин. Встановлено, що податливість елементів механізмів і машин слід враховувати при оцінці внутрішніх втрат енергії і визначенні ККД. Отримано аналітичні вирази, що дозволяють оцінити вплив наведених жорсткостей, моментів інерції і сил тертя на внутрішні втрати енергії в механізмі. Визначено взаємозв'язок між деформацією ланок і ККД механізмів і машин. Запропоновано новий показник (пружний ККД), що дозволяє розрахувати циклової і миттєвий ККД механізмів і машин з податливими ланками з урахуванням втрат в переміщенні і швидкості через пружну деформацію ланок.

Ключові слова: механізм, нерівномірний режим руху, пружні деформації ланок, втрати енергії, оцінка коефіцієнта корисної дії.

Постановка проблеми. Механічний ККД (коефіцієнт корисної дії) – це один з найважливіших якісних показників роботи машини, який показує, яка частина сумарної підведеної енергії корисно використовується в пристрої, будучи, таким чином, найбільш загальним показником економічності перетворення енергії машин, устаткування, приладів та інших виробів.

Відомо, що ККД визначають з урахуванням втрат на тертя, що знижують сили і моменти на вихідних ланках механізмів. При цьому деформація ланок в процесі роботи механізму при визначенні ККД зовсім не враховується. Пов'язано це з тим, що ланки механізму в таких випадках розглядаються з позиції класичної механіки як тверде тіло, відстань між точками якого не змінюється.

В даній статті запропоновано метод визначення коефіцієнта корисної дії машин і механізмів, що враховує податливість (деформацію) їх ланок.

Аналіз останніх досліджень. Розрізняють [1] миттєвий і циклової ККД. Миттєвий ККД – це відношення корисної потужності $N_{\text{п}}$, знімається з веденої ланки, до потужності зовнішніх (рушійних) сил $N_{\text{дв}}$, витраченої на провідній ланці. Цикловий ККД – це відношення витрат корисної роботи $A_{\text{п}}$ до витрат роботи рушійних сил $A_{\text{дв}}$ за цикл сталого руху. Таким чином, миттєвий і циклової ККД пристрою можуть бути визначені наступним чином

$$\eta^{\text{мгн}} = \frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{дв}}} ; \quad (1)$$

$$\eta^{\text{мгн}} = \frac{A_{\text{п}}}{A_{\text{дв}}} . \quad (2)$$

При розрахунку миттєвого ККД механізму можна використовувати як значення потужностей в даний момент часу, так і середні значення, визначені за цикл сталого руху. В останньому випадку миттєвий ККД буде дорівнює цикловому. При нерівномірному русі ланок механізму в певні моменти часу миттєвий ККД може приймати значення більше одиниці. Це суперечить фізичному змісту ККД, і в такому разі його можна розглядати як коефіцієнт динамічності [2]. Враховуючи останню обставину можна стверджувати, що циклової ККД (в ситуації, коли переважає нерівномірний режим руху машини або механізму) є найбільш коректним якісним і кількісним показником роботи.

Оскільки, як вже зазначалося, рівномірний режим руху машин і механізмів зустрічається рідко, то визначення ККД через відношення сил або моментів на вихідному (F_2 , T_2) і вхідному (F_1 , T_1) ланках з урахуванням передавального відношення є неточним. В роботі [3] запропоновано залежність для такого визначення ККД

$$\eta = \left| \frac{F_2}{F_1 \cdot U_{1-2}} \right| = \left| \frac{T_2}{T_1 \cdot U_{1-2}} \right| , \quad (3)$$

U_{1-2} – передавальне відношення механізму.

В роботах [1, 4, 5, 6] зазначається, що в процесі роботи ланки зазнають деформації під впливом передаються навантажень, в результаті чого потенційна енергія пружних ланок переходить в теплову енергію. Такі втрати енергії мають місце в пружному контакті коліс фрикційних механізмів, в гнучких ланках відповідних механізмів (в ремінних передачах). Відносні значення цих втрат залежать від пружних властивостей матеріалу ланки і його навантаженості. При цьому наголошується, що в теорії механізмів і машин розглядаються тільки втрати в кінематичних парах, тобто втрати на тертя [1].

У роботі [7] наголошується, що процес перетворення роботи $A_{\text{дв}}$ в роботу $A_{\text{п}}$, характеризується в загальному вигляді енергетичним коефіцієнтом корисної дії, не показує основного принципу цього перетворення. Відомо [4], що перетворення роботи $A_{\text{дв}}$ в роботу $A_{\text{п}}$ у більшості машин механічної дії складається з двох одночасних процесів: перетворення рушійної сили $F_{\text{дв}}$ в корисну силу $F_{\text{п}}$, машиною на її виконавчому органі; перетворення переміщення S , сприймається машиною від дії сили $F_{\text{дв}}$, в переміщення l від дії розвивається машиною корисної сили $F_{\text{п}}$. Показником процесу перетворення сили служить ставлення

$$k = \frac{F_{\text{дв}}}{F_{\text{п}}}, \quad (4)$$

де $F_{\text{дв}}$ – рушійна сила;

$F_{\text{п}}$ – сила корисного опору.

Дане ставлення, що характеризує силовий динамічний ефект роботи машини, називають коефіцієнтом перетворення сили.

Характер процесу перетворення переміщень оцінюють ставленням

$$m = \frac{S}{l}, \quad (5)$$

де S – лінійне переміщення елемента, що рухається машину;

l – переміщення виконавчого (робочого) органу машини.

Коефіцієнт m характеризує кінематичний ефект роботи даної машини і називається коефіцієнтом перетворення (передачі) переміщень або передаточним числом переміщень крайніх елементів машини. Звідси випливає, що

$$\eta = \frac{A_{\text{п}}}{A_{\text{дв}}} = \frac{1}{k \cdot m} \quad (6)$$

або

$$\eta \cdot m \cdot k = 1. \quad (7)$$

В роботі [7] також наголошується, що наведені вище коефіцієнти комплексно характеризують процес роботи машини шляхом перетворення енергії, сил і руху. Рівність (7) служить для перевірки достовірності експериментально визначених коефіцієнтів, що характеризують рівень корисності досліджуваної машини.

Слід зазначити, що силові втрати, викликані тертям в кінематичних парах, впливають на ставлення k і η . Однак, у відомих дослідженнях не розглянуто питання впливу деформацій ланок механізмів на ставлення m , що призводить до неточної оцінки коефіцієнта корисної дії η .

Впливу пружних та інерційних ланок на ККД трансмісії тракторно-тягових машин присвячено дослідження [8]. Запропонована залежність для розрахунку загального ККД трансмісії, що враховує дисипативні втрати, втрати на розгін обертових мас і пружні втрати, викликані деформацією валів. Ця залежність має вигляд

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{тр}}^{\text{дис}} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{упр}} = \left(\eta_{\text{тр}}^{\text{ст}} + \eta_{\text{тр}}^{\text{кин}} + \eta_{\text{тр}}^{\text{дин}} - 2 \right) \eta_{\text{тр}}^{\text{упр}}, \quad (8)$$

де $\eta_{\text{тр}}^{\text{дис}}$ – ККД, що враховує дисипативні втрати в трансмісії;

$\eta_{\text{тр}}^{\text{ст}}, \eta_{\text{тр}}^{\text{кин}}$ – ККД, що враховують дисипативні втрати, обумовлені сухим і в'язким тертям, відповідно;

$\eta_{\text{тр}}^{\text{дин}}$ – динамічний ККД трансмісії, що враховує втрати на розгін обертових мас;

$\eta_{\text{тр}}^{\text{упр}}$ – пружний ККД трансмісії, що враховує пружні деформації валів.

Однак, ці результати потребують узагальнення, що дозволяє здійснювати розрахунки коефіцієнта корисної дії машин і механізмів з урахуванням пружних деформацій їх ланок.

Формування цілей роботи. Метою дослідження є розробка методу оцінки впливу податливості ланок на ККД механізмів і машин. Для досягнення поставленої мети необхідно визначити взаємозв'язок між деформацією ланок і ККД механізмів і машин.

Основна частина. Будь-який механізм або машину можна уявити як систему з зосередженими параметрами (див. рис.1). На рисунку наведена динамічна модель механізму, в якій всі пружні і інерційні ланки представлені наведеною жорсткістю $c_{\text{пр}}$ і наведеною масою $m_{\text{пр}}$.

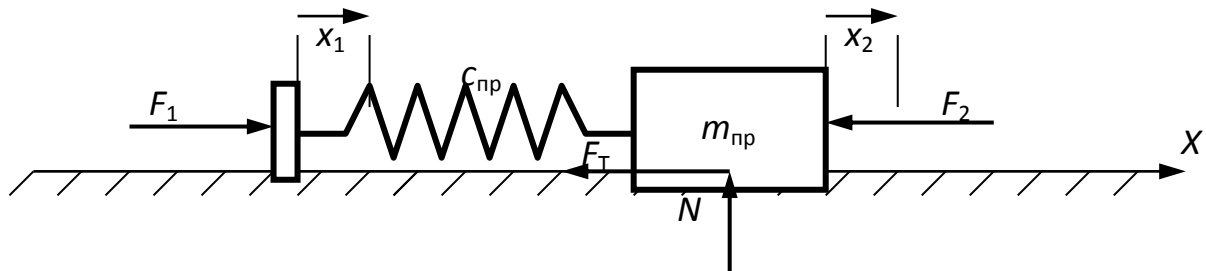


Рисунок 1. Динамічна модель механізму з деформованими ланками

Розглянемо варіант навантаження розглянутої моделі, при якому $F_1 = \text{const}$, $F_2 = \text{const}$. У початковий момент часу ($t = 0$) сили F_1 і F_2 досягли свого максимального значення. Сила F_1 , впливаючи на шайбу, здійснює переміщення лівого кінця пружини на відстань x_1 , яке можна визначити як

$$x_1 = k_{x_1} \cdot t, \quad (9)$$

де k_{x_1} – кутовий коефіцієнт прямий $x_1(t)$ (швидкість переміщення шайби).

Робота сили F_1 на вході механізму

$$A_1 = A_{\text{дв}} = F_1 \cdot x_{1\text{max}}, \quad (10)$$

де $x_{1\text{max}}$ – максимальне переміщення вхідної ланки механізму.

Робота сили F_2 на виході механізму

$$A_2 = A_{\text{п}} = F_2 \cdot x_{2\text{max}}, \quad (11)$$

де $x_{2\text{max}}$ – максимальне переміщення вихідної ланки механізму.

Цикловий ККД механізму

$$\eta_{\text{цикл}} = \frac{A_{\text{п}}}{A_{\text{дв}}} = \frac{F_2}{F_1} \cdot \frac{x_{2\text{max}}}{x_{1\text{max}}}. \quad (12)$$

Форма запису виразів (10) – (12) коректна, оскільки ми прийняли, що $F_1 = \text{const}$ і $F_2 = \text{const}$. Розглядаючи рівновагу динамічної системи, визначимо

$$F_1 = F_2 + F_T = F_2 + f \cdot N = F_2 + f \cdot m_{\text{пр}} \cdot g, \quad (13)$$

де F_T – сила тертя (дисипативний зв'язок в механізмі),

$$F_T = f \cdot N = f \cdot m_{\text{пр}} \cdot g; \quad (14)$$

f – коефіцієнт тертя ковзання;

N – нормальна реакція опори на ланцюг $m_{\text{пр}}$,

$$N = m_{\text{пр}} \cdot g . \quad (15)$$

Зусилля пружини при досягненні $x_{1\text{max}}$ і $x_{2\text{max}}$

$$P_{\text{пр}} = c_{\text{пр}}(x_{1\text{max}} - x_{2\text{max}}) = F_1 = F_2 + f \cdot m_{\text{пр}} \cdot g . \quad (16)$$

З виразу (16) визначимо

$$x_{2\text{max}} = x_{1\text{max}} - \Delta x = x_{1\text{max}} - \frac{F_1}{c_{\text{пр}}} = x_{1\text{max}} - \frac{F_2 + f \cdot m_{\text{пр}} \cdot g}{c_{\text{пр}}} , \quad (17)$$

де Δx – різниця переміщень вхідного і вихідного ланок механізму.

Підставляючи вирази (13) і (17) в співвідношення (12), отримаємо

$$\eta_{\text{цикл}} = \frac{F_1 - f \cdot m_{\text{пр}} \cdot g}{F_1} \cdot \left(\frac{x_{1\text{max}} - \frac{F_1}{c_{\text{пр}}}}{x_{1\text{max}}} \right) = \eta_f^{\text{цикл}} \cdot \eta_{\text{упр}}^{\text{цикл}} , \quad (18)$$

де $\eta_f^{\text{цикл}}$ – цикловий ККД, що враховує втрати на тертя,

$$\eta_f^{\text{цикл}} = \frac{F_1 - f \cdot m_{\text{пр}} \cdot g}{F_1} = 1 - \frac{f \cdot m_{\text{пр}} \cdot g}{F_1} , \quad (19)$$

де $\eta_{\text{упр}}^{\text{цикл}}$ – циклової пружний ККД, що враховує втрати переміщення вихідної ланки, обумовлений втратами на деформації ланок механізму [5],

$$\eta_{\text{упр}}^{\text{цикл}} = \frac{F_1 - f \cdot m_{\text{пр}} \cdot g}{F_1} = 1 - \frac{F_1}{c_{\text{пр}} \cdot x_{1\text{max}}} . \quad (20)$$

Аналізуючи рівняння (20), можна зробити висновок про те, що для абсолютно жорсткої системи ($c_{\text{пр}} \rightarrow \infty$) величина $\eta_{\text{упр}}^{\text{цикл}}$ прагне до одиниці. При

$$F_1 = c_{\text{пр}} \cdot x_{1\text{max}} \quad (21)$$

величина $\eta_{\text{упр}}^{\text{цикл}} = 0$.

Таким чином, проведені нами дослідження показали, що податливість елементів (ланок) механізмів і машин слід враховувати при оцінці внутрішніх втрат енергії в механізмах і машинах і визначенні ККД. Слід також зазначити, що класичні курси теоретичної механіки і теорії механізмів і машин, вивчаючи абсолютно тверде тіло, не розглядають динаміку механізмів і машин з податливими (деформованими) ланками. Тому, переходячи від загальноінженерних дисциплін до спеціальних, студенти вищих технічних навчальних закладів не готові до сприйняття теорії спеціальних машин і механізмів, в якій це враховується.

Визначимо миттєвий ККД трансмісії моделі механізму (див. рис.1). Для даної моделі миттєвий ККД може бути визначений як

$$\eta_{\text{мгн}} = \frac{F_2 \cdot \dot{x}_2}{F_1 \cdot \dot{x}_1} , \quad (22)$$

де $\dot{x}_1$, $\dot{x}_2$ – швидкості переміщення вхідної та вихідної ланок,

$$\dot{x}_1 = \frac{\partial x_1}{\partial t} = k_{x_1} \cdot t \quad (23)$$

Рівняння динаміки поступального руху наведеної маси $m_{\text{пр}}$

$$m_{\text{пр}} \cdot \ddot{x}_2 = P_{\text{пр}} - F_2 - f \cdot N, \quad (24)$$

де $P_{\text{пр}}$ – зусилля стиснення пружини,

$$P_{\text{пр}} = c_{\text{пр}}(x_1 - x_2) = c_{\text{пр}} \cdot k_{x_1} \cdot t - c_{\text{пр}} \cdot x_2. \quad (25)$$

Підставляючи вирази (15) і (24) в рівняння (25), отримаємо

$$m_{\text{пр}} \cdot \ddot{x}_2 + c_{\text{пр}} \cdot x_2 = c_{\text{пр}} \cdot k_{x_1} \cdot t - (F_2 + f \cdot m_{\text{пр}} \cdot g) \quad (26)$$

або

$$\ddot{x}_2 + k_{\text{пр}}^2 \cdot x_2 = k_{\text{пр}}^2 \cdot k_{x_1} \cdot t - \left(\frac{F_2 + f \cdot m_{\text{пр}} \cdot g}{m_{\text{пр}}} \right), \quad (27)$$

де $k_{\text{пр}}$ – кругова частота власних коливань пружної системи.

Рішення неоднорідного диференціального рівняння другого порядку має вигляд

$$x_2 = A_1 \cos(k_{\text{пр}} \cdot t) + A_2 \sin(k_{\text{пр}} \cdot t) + \frac{c_{\text{пр}} \cdot k_{x_1}}{k_{\text{пр}}^2 \cdot m_{\text{пр}}} t - \frac{F_2 + f \cdot m_{\text{пр}} \cdot g}{k_{\text{пр}}^2 \cdot m_{\text{пр}}}. \quad (28)$$

З урахуванням граничних умов (при $t = 0$ величини $\dot{x}_2 = 0$ і $x_2 = 0$) одержали

$$x_2 = \frac{c_{\text{пр}} \cdot k_{x_1}}{k_{\text{пр}}^2 \cdot m_{\text{пр}}} \left[t - \frac{\sin(k_{\text{пр}} \cdot t)}{k_{\text{пр}}} \right] - \frac{F_2 + f \cdot m_{\text{пр}} \cdot g}{k_{\text{пр}}^2 \cdot m_{\text{пр}}} [1 - \cos(k_{\text{пр}} \cdot t)]. \quad (29)$$

Швидкість переміщення вихідної ланки

$$\dot{x}_2 = \frac{\partial x_2}{\partial t} = \frac{c_{\text{пр}} \cdot k_{x_1}}{k_{\text{пр}}^2 \cdot m_{\text{пр}}} [1 - \cos(k_{\text{пр}} \cdot t)] - \frac{F_2 + f \cdot m_{\text{пр}} \cdot g}{k_{\text{пр}} \cdot m_{\text{пр}}} \sin(k_{\text{пр}} \cdot t). \quad (30)$$

Висловлювати F_2 через F_1 з допомогою рівності (13), отримаємо

$$\dot{x}_2 = \frac{c_{\text{пр}} \cdot k_{x_1}}{k_{\text{пр}}^2 \cdot m_{\text{пр}}} [1 - \cos(k_{\text{пр}} \cdot t)] - \frac{F_1}{k_{\text{пр}} \cdot m_{\text{пр}}} \sin(k_{\text{пр}} \cdot t). \quad (31)$$

З урахуванням того, що $k_{\text{пр}}^2 = \frac{c_{\text{пр}}}{m_{\text{пр}}}$, отримаємо

$$\dot{x}_2 = k_{x_1} \left[1 - \cos \left(\sqrt{\frac{c_{\text{пр}}}{m_{\text{пр}}}} \cdot t \right) \right] - \frac{F_1}{\sqrt{c_{\text{пр}} \cdot m_{\text{пр}}}} \sin \left(\sqrt{\frac{c_{\text{пр}}}{m_{\text{пр}}}} \cdot t \right). \quad (32)$$

Вираз (22) для визначення миттєвого ККД з урахуванням рівнянь (23), (13) і (32) прийме вигляд

$$\eta^{мгн} = \frac{F_1 - f \cdot m_{пр} \cdot g}{F_1} \left[1 - \cos \left(\sqrt{\frac{c_{пр}}{m_{пр}}} \cdot t \right) - \frac{F_1}{k_{x1} \sqrt{c_{пр} \cdot m_{пр}}} \sin \left(\sqrt{\frac{c_{пр}}{m_{пр}}} \cdot t \right) \right]. \quad (33)$$

Рівняння (33) можна уявити у вигляді

$$\eta^{мгн} = \eta_f^{мгн} \cdot \eta_{упр}^{мгн}, \quad (34)$$

де $\eta_f^{мгн}$ – миттєвий ККД, що враховує втрати на тертя (силовий ККД); для даної динамічної моделі $\eta_f^{мгн} = \eta_f^{цикл}$;

$\eta_{упр}^{мгн}$ – миттєвий пружний ККД, що враховує втрати потужності, обумовлені втратами на деформації ланок механізму,

$$\eta_{упр}^{мгн} = 1 - \cos \left(\sqrt{\frac{c_{пр}}{m_{пр}}} \cdot t \right) - \frac{F_1}{k_{x1} \sqrt{c_{пр} \cdot m_{пр}}} \sin \left(\sqrt{\frac{c_{пр}}{m_{пр}}} \cdot t \right). \quad (35)$$

Аналіз залежності (35) показує, що при $t = 0$ і $\eta_{упр}^{мгн} = 0$. Це означає, що в початковий момент часу передача потужності від вхідної до вихідної ланки відсутня. При виконанні умови

$$\sqrt{\frac{c_{пр}}{m_{пр}}} \cdot t = \frac{\pi}{2} \quad (36)$$

миттєвий пружний ККД динамічної моделі механізму (машини) може бути визначений як

$$\eta_{упр}^{мгн} = 1 - \frac{F_1}{k_{x1} \sqrt{c_{пр} \cdot m_{пр}}}. \quad (37)$$

При

$$F_1 = k_{x1} \sqrt{c_{пр} \cdot m_{пр}} \quad (38)$$

величина $\eta_{упр}^{мгн} = 0$ у зазначеній точці.

Максимальний час t_{max} відповідає часу протікання процесу і може бути визначено з рівняння (9)

$$t_{max} = x_{1max} / k_{x1}. \quad (39)$$

Після підстановки (39) в (35) отримаємо

$$\eta_{упр}^{мгн} = 1 - \cos \left(\sqrt{\frac{c_{пр}}{m_{пр}}} \cdot \frac{x_{1max}}{k_{x1}} \right) - \frac{F_1}{k_{x1} \sqrt{c_{пр} \cdot m_{пр}}} \sin \left(\sqrt{\frac{c_{пр}}{m_{пр}}} \cdot \frac{x_{1max}}{k_{x1}} \right). \quad (40)$$

Очевидно, що обмеженням переміщення вхідної ланки буде умова

$$t_{max} \leq \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m_{пр}}{c_{пр}}} \quad (41)$$

або з урахуванням (39)

$$x_{1\max} \leq \frac{\pi \cdot k_{x1}}{2} \sqrt{\frac{m_{\text{пр}}}{c_{\text{пр}}}}. \quad (42)$$

Отримані вирази (18) – (20) і (33) – (35) дозволяють визначити циклової ККД і миттєвий ККД механізмів і машин, що включають в себе податливі (деформуючі) ланки.

Висновки. Податливість ланок впливає на втрати енергії в механізмах і машинах, проте у відомих дослідженнях зазначеному питанню приділено недостатньо уваги.

Отримані аналітичні вирази дозволяють оцінити вплив наведених жорсткостей, моментів інерції і сил тертя на внутрішні втрати енергії.

Використання нового показника-пружного ККД, дозволяє розрахувати циклової і миттєвий ККД механізмів і машин з податливими ланками з урахуванням втрат в переміщенні і швидкості через пружної деформації ланок.

Класичні курси теоретичної механіки, теорії механізмів і машин, опору матеріалів розглядають або абсолютно тверде тіло, або деформоване тіло в статиці. Динаміка механізмів і машин з деформованими ланками розглядається тільки в спеціальних курсах, що створює додаткові труднощі у студентів, приступають до їх вивчення. На наш погляд, необхідно створювати новий навчальний курс «Динаміка механізмів і машин з деформованими ланками, або новий розділ в класичному курсі теорії механізмів і машин.

1. Заблонский К.И. Теория механизмов и машин / К.И.Заблонский, И.М.Белоконев, Б.М.Щекин. – К.: Вища школа, 1989. – 376 с.
2. Подригало Н.М. Параметры динамического нагружения трансмиссий тягово-транспортных машин / Н.М.Подригало // Збірник наукових праць ПолтНТУ. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: ПолтНТУ, 2013. – Вип. 1 (16). – С. 101-105.
3. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам – 2-е изд. / А.Ф.Крайнев. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.
4. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями / С.Н.кожевников. – К.: Изд-во АН УССР, 1961. – 160 с.
5. Коловский М.З. Динамика машин: Монография / М.З.коловский. – Л.: Машиностроение, 1989. – 263 с.
6. Горский Б.Е. Динамическое совершенствование механических систем / Б.Е.Горский – К.: Віпол, 1995. – 290 с.
7. Федюкин В.К. Основы квалитетрии. Управление качеством продукции: учебное пособие / В.К.Федюкин. – М.: Информационно-издательский дом «Филин», 2004. – 296 с.
8. Подригало Н.М. Влияние упругих и инерционных звеньев на КПД трансмиссии транспортно-тяговых машин / Н.М.Подригало // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. – Х.: ХНАДУ, 2015. – Вип. 36. – С. 93-98.

REFERENCES

1. Zablonkiy K.I. Teoriya mehanizmov i mashin / K.I.Zablonkiy, I.M.Belokonev, B.M.Schekin. – K.: Vischa shkola, 1989. – 376 s.
2. Podrigalo N.M. Parametryi dinamicheskogo nagruzheniya transmissiy tyagovo-transportnyih mashin/ N.M.Podrigalo // Zbirnyk naukovykh prats PoltNTU. Serii: Haluzeve mashynobuduvannia, budivnytstvo. – Poltava: PoltNTU, 2013. – Vyp. 1 (16). – S. 101-105.
3. Kraynev A.F. Slovar-spravochnik po mehanizmam – 2-e izd. / A.F.Kraynev. – M.: Mashinostroenie, 1987. – 560 s.
4. Kozhevnikov S.N. Dinamika mashin s uprugimi zvenyami / S.N.kozhevnikov. – K.: Izd-vo AN USSR, 1961. – 160 s.
5. Kolovskiy M.Z. Dinamika mashin: Monografiya / M.Z.kolovskiy. – L.: Mashinostroenie, 1989. – 263 s.
6. Gorskiy B.E. Dinamicheskoe sovershenstvovanie mehanicheskikh system / B.E.Gorskiy – K.: Vipol, 1995. – 290 s.
7. Fedyukin V.K. Osnovy kvalimetrii. Upravlenie kachestvom produktsii: uchebnoe posobie / V.K.Fedyukin. – M.: Informatsionno-izdatelskiy dom «Filin'», 2004. – 296 s.
8. Podrigalo N.M. Vliyanie uprugih i inertsionnyih zvenev na KPD transmissii transportno-tyagovyih mashin / N.M.Podrigalo // Avtomobilnyi transport: sb. nauch. tr. – H.: HNADU, 2015. – Vyp. 36. – S. 93-98.

Подригало М.А., Полянський А.С., Подригало Н.М., Байцур М.В. Влияние податливости звеньев на КПД механизмов и машин

В работе предложен новый метод оценки влияния податливости звеньев на КПД механизмов и машин. Установлено, что податливость элементов механизмов и машин нужно учитывать при оценке внутренних потерь энергии и определении КПД. Получены аналитические выражения, позволяющие оценить влияние приведенных жесткостей, моментов инерции и сил трения на внутренние потери энергии в механизме. Определена взаимосвязь между деформацией звеньев и КПД механизмов и машин. Предложен новый показатель (упругий КПД), что позволяет рассчитать цикловой и мгновенный КПД механизмов и машин с податливыми звеньями с учетом потерь в перемещении и скорости через упругую деформацию звеньев.

Ключевые слова: механизм, неравномерный режим движения, упругие деформации звеньев, потери энергии, оценка коэффициента полезного действия.

M. Podrigalo, A. Polyansky, N. Podrigalo, M. Baytsur. Influence of links flexibility on efficiency of mechanisms and machines

The paper proposes a new method for assessing the influence of link flexibility on the efficiency of mechanisms and machines. It has been established that the compliance of the elements of mechanisms and machines should be taken into account when assessing the internal energy loss and determining the efficiency. Analytical expressions are obtained that allow one to estimate the effect of reduced stiffnesses, moments of inertia, and friction forces on the internal energy loss in the mechanism. The relationship between the deformation of the links and the efficiency of the mechanisms and machines is determined. A new indicator has been proposed (elastic efficiency), which allows to calculate the cyclic and instantaneous efficiency of mechanisms and machines with ductile links, taking into account losses in displacement and speed due to the elastic deformation of the links.

Keywords: mechanism, non-uniform mode of movement, elastic deformation of links, energy loss, estimation of efficiency.

АВТОРИ:

ПОДРИГАЛО Михайл Абович, доктор технічних наук, завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: pmikhab@gmail.com

ПОЛЯНСЬКИЙ Олександр Сергійович, доктор технічних наук, професор кафедри технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: khadi.pas@gmail.com

ПОДРИГАЛО Надія Михайлівна, доктор технічних наук, доцент кафедри інженерної і комп'ютерної графіки, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: ikg@khadi.kharkov.ua

БАЙЦУР Максим Вячеславович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: tmirm@ukr.net

АВТОРЫ:

ПОДРИГАЛО Михаил Абович, доктор технических наук, заведующий кафедрой технологии машиностроения и ремонта машин, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, e-mail: pmikhab@gmail.com

ПОЛЯНСКИЙ Александр Сергеевич, доктор технических наук, профессор кафедры технологии машиностроения и ремонта машин, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, e-mail: khadi.pas@gmail.com

ПОДРИГАЛО Надежда Михайловна, доктор технических наук, доцент кафедры инженерной и компьютерной графики, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, e-mail: ikg@khadi.kharkov.ua

БАЙЦУР Максим Вячеславович, кандидат технических наук, доцент кафедры технологии машиностроения и ремонта машин, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, e-mail: tmirm@ukr.net.

AUTHORS:

Mihail PODRIGALO, Doctor of Technical Sciences, Head of Mechanical Engineering and Machine Repair Technology department, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: pmikhab@gmail.com

Alexandr POLYANSKY, Doctor of Technical Sciences, Professor of Mechanical Engineering and Machine Repair Technology department, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: khadi.pas@gmail.com

Nadezhda PODRIGALO, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of Engineering and Computer Graphics department, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: ikg@khadi.kharkov.ua

Maxim BAYTSUR, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering and Machine Repair Technology, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: tmirm@ukr.net.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.57>

Стаття надійшла в редакцію 26.04.2019р.

Подригало М.А., Тарасов Ю.В.

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет***ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ
ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СТАБИЛЬНОСТИ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АВТОМОБИЛЯ**

В данной статье представлена методическая база для оценки функциональной стабильности динамических свойств автомобиля в процессе эксплуатации путем применения метода парциальных ускорений. Следует отметить, что динамика изменения величины парциальных ускорений может характеризовать параметрическую стабильность, а скорость падения величины ускорения функциональную стабильность автомобиля (его динамических свойств). Предложен критерий для оценки функциональной стабильности динамических свойств автомобиля на основе величины максимального ускорения автомобиля по пробегу в эксплуатации.

Ключевые слова: автомобиль, параметрическая стабильность, парциальное ускорение, функциональная стабильность, сопротивление движению, эксплуатация автомобиля, дополнительные потери энергии.

Постановка проблемы. Ухудшение динамических свойств, вызванное нестабильностью параметров автомобиля, является причиной дорожно-транспортных происшествий, в том числе и с человеческими жертвами [1].

Для обеспечения безопасности движения необходимо либо проводить контрольные динамические испытания автомобилей на функциональную стабильность, либо осуществлять оценку динамики изменения контрольных параметров в процессе эксплуатации с помощью бортового измерительного комплекса. Существующие показатели динамических свойств автотранспортных средств не полностью учитывают факторы, которые влияют на современные автомобили. Данные недостатки приводят к ошибкам не только при разработке нормативов, но и при их выборе для конкретных условий, поскольку неучтенные показатели предопределяют ошибки в оценке технического уровня автомобилей. Применение не уточненных показателей динамических свойств автотранспортных средств для управления техническим состоянием автомобилей влечет за собой материальный ущерб в связи с необоснованным повышением затрат при несвоевременном техническом обслуживании (ТО) и ремонте.

В настоящей статье, с использованием метода парциальных ускорений, предложен алгоритм решения указанной проблемы.

Анализ последних достижений и публикаций. Метод парциальных ускорений представляет собой решение прямой (1-й) задачи механики, т.е. задачи определения действующих сил по заданному движению тела [2].

Метод парциальных ускорений построен на переходе от векторной суммы в пространстве сил к векторной сумме в пространстве ускорений [2]. Векторная сумма ускорений может рассматриваться как сумма членов ряда, каждый из которых представляет собой некоторую зависимость от скорости автомобиля [3, 4, 5]. В основе метода лежит принцип суперпозиции в механике. Если по характеру приведения векторов принцип Д'Аламбера называют принципом кинетостатики, то предлагаемый метод парциальных ускорений следует считать принципом кинетодинамики. Если принцип Д'Аламбера удобен при проведении теоретических исследований, то метод парциальных ускорений удобен при проведении экспериментальных исследований и дальнейшей обработки их результатов и обобщений [3].

В работе [3] указанный ряд назван уравнением парциальных ускорений автомобиля и для случая выбега представлен в следующем виде:

$$\dot{V}_a = -g\psi - \frac{M_{TPCB}^C}{m_a r_\partial} + \frac{M_{TPKIH}^C}{m_a r_\partial} + \frac{M_{TPDIN}^C}{m_a r_\partial} - \frac{A_w \rho F}{2m_a} V_a^{2-n}, \quad (1)$$

где $\dot{V}_a$ – линейное ускорение автомобиля при выбеге ($\dot{V}_a < 0$);

V_a – линейная скорость автомобиля;

ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления;

$$\psi = f \pm i; \quad (2)$$

i – продольный уклон дороги;

$M_{TP.CT}^C$ – статический момент сопротивления в трансмиссии, обусловленный силами сухого трения;

$M_{TP.KIH}^C$ – момент сопротивления в трансмиссии, обусловленный силами вязкого трения (кинематический);

$$M_{TP.KIH}^C = -K_1 V_a; \quad (3)$$

K_1 – коэффициент пропорциональности между скоростью V_a автомобиля и моментом сопротивления в трансмиссии $M_{TP.KIH}^C$;

$M_{TP.ДИН}^C$ – момент сопротивления в трансмиссии, обусловленный разгоном инерционных масс и зависящий от ускорения автомобиля V_a ;

$$M_{TP.ДИН}^C = -\frac{J_{ПП}^{TP}}{r_l} \dot{V}_a; \quad (4)$$

m_a – масса автомобиля;

A_w – коэффициент, численно равный лобовому аэродинамическому сопротивлению автомобиля при $V_a=1$ м/с; размерность указанного коэффициента (м/с)ⁿ [3]

n – показатель степени, постоянный для данной формы кузова автомобиля [3]

ρ – плотность воздуха;

F – площадь лобового миделевого сечения автомобиля;

r_∂ – динамический радиус колес автомобиля;

$J_{ПП}^{TP}$ – приведенный к ведущим колесам момент инерции трансмиссии (при отключенном двигателе).

После подстановки выражений (2) – (4) в уравнение (1) получим

$$\dot{V}_a = -g(f \pm i) - \frac{M_{TP.CT}^C}{m_a r_\partial} - \frac{K_1}{m_a r_\partial} V_a - \frac{J_{ПП}^{TP}}{m_a r_\partial} \dot{V}_a - \frac{A_w \rho F}{2m_a} V_a^2, \quad (5)$$

Разрешив уравнение (5) относительно $\dot{V}_a$, находим [2]

$$\dot{V}_a = -\frac{g}{\delta'_{\partial}} (f \pm i) - \frac{M_{TP.CT}^C}{\delta'_{\partial} m_a r_\partial} - \frac{K_1}{m_a r_\partial} V_a - \frac{J_{ПП}^{TP}}{\delta'_{\partial} m_a r_\partial} \dot{V}_a - \frac{A_w \rho F}{2\delta'_{\partial} m_a} V_a^{2-n} = -a_1 - a_2 V_a - a_3 V_a^{2-n}, \quad (6)$$

где δ'_{∂} – коэффициент учета вращающихся масс трансмиссии при отключенном двигателе;

$$\delta'_{\partial} = 1 + \frac{J_{ПП}^{TP}}{m_a r_\partial}, \quad (7)$$

a_1, a_2, a_3 – коэффициенты,

$$a_1 = -\frac{g}{\delta'_{\partial}} (f \pm i) - \frac{M_{TP.CT}^C}{\delta'_{\partial} m_a r_\partial}; \quad (8)$$

$$a_2 = \frac{K_1}{m_a r_\partial}; \quad (9)$$

$$a_3 = \frac{A_w \rho F}{2 \delta_{\text{сп}} m_a} . \quad (10)$$

В работе [3] учитывалась также зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости [6], имеющая вид

$$f = f_0(1 + AV_a^2) . \quad (11)$$

Однако, мы в наших дальнейших исследованиях примем $f = f_0 = \text{const}$. Все члены ряда ускорений (6) являются парциальными ускорениями, характеризующими конкретные суммарные силы сопротивления движению автомобиля. Сумма членов ряда равна ускорению автомобиля при выбеге, которое при рассмотрении движения в тяговом режиме будет являться суммарным парциальным ускорением сил сопротивления движению.

В работе [3] на основе уравнения (6) парциальных ускорений был предложен расчетно – экспериментальный метод определения параметров сопротивления движению, кинематических, динамических и мощностных показателей автомобиля.

В тяговом режиме [3] уравнение динамики поступательного движения автомобиля имеет вид

$$m_a \dot{V}_a = \frac{N_e}{V_a} - \frac{M_{TP.CT}^C}{r_d} - \frac{\kappa_1}{r_d} V_a - J_{ПП} \frac{\dot{V}_a}{r_d} - m_a g(f_0 \pm i) - \frac{A_w \rho F}{2} V_a^{2-n} , \quad (12)$$

где $J_{ПП}$ – приведенный к ведущим колесам момент инерции вращающихся масс трансмиссии и двигателя;

N_e – эффективная мощность двигателя.

Из уравнения (12) определим ускорение автомобиля

$$\dot{V}_a = \frac{N_e}{m_a V_a b_1} - \frac{b_2}{b_1} - \frac{b_3}{b_1} V_a - \frac{b_4}{b_1} V_a^{2-n} , \quad (13)$$

где $b_1; b_2; b_3; b_4$ – коэффициенты, определяемые в процессе движения автомобиля,

$$b_1 = \delta_{\text{сп}} ; \quad (14)$$

$$b_2 = g(f \pm i) + \frac{M_{TP.CT}^C}{m_a r_d} ; \quad (15)$$

$$b_3 = \frac{\kappa_1}{m_a r_d} ; \quad (16)$$

$$b_4 = \frac{A_w}{2 m_a} \delta F . \quad (17)$$

Каждый из членов уравнения в правой части (13) является парциальным ускорением. Кроме парциальных ускорений, характеризующих силы сопротивления движению, в уравнении (13) присутствует парциальное ускорение от сил движущих

$$\dot{V}_{\text{дв}}^{\text{Парц}} = \frac{N_e}{m_a V_a b_1} . \quad (18)$$

Таким образом, уравнение (13) можно представить в виде суммы членов ряда парциальных ускорений [3]

$$\dot{V}_a = \dot{V}_{\text{дв}}^{\text{Парц}} - \dot{V}_{\text{ст}}^{\text{Парц}} - \dot{V}_{\text{кин}}^{\text{Парц}} - \dot{V}_w^{\text{Парц}} ; \quad (19)$$

где $\dot{V}_{\text{ст}}^{\text{Парц}}$ – парциальное ускорение, вызванное действием сил сухого трения в трансмиссии и силами суммарного дорожного сопротивления;

$$\dot{V}_{\text{ст}}^{\text{Парц}} = \frac{g}{\delta_{\text{сп}}} (f \pm i) + \frac{M_{TP.CT}^C}{\delta_{\text{сп}} m_a r_d} ; \quad (20)$$

$\dot{V}_{кин}^{Парц}$ – парциальное ускорение, вызванное действием сил вязкого трения в трансмиссии;

$$\dot{V}_{кин}^{Парц} = \frac{K_1}{\delta_{\varphi} m_a r_{\delta}} V_a ; \quad (21)$$

$\dot{V}_w^{Парц}$ – парциальное ускорение, обусловленное силами аэродинамического сопротивления,

$$\dot{V}_w^{Парц} = \frac{A_w}{2m_a \delta_{\varphi}} \delta F V_a^{2-n}. \quad (22)$$

Каждое их парциальных ускорений создается либо движущими силами, либо силами сопротивления движению. Указанные силы ввиду нестабильности параметров автомобиля и изменения величин внешних параметров.

Поэтому парциальные ускорения могут являться контрольными параметрами при оценке функциональной стабильности динамических свойств автомобиля.

Целью исследования является разработка методической базы для оценки функциональной стабильности динамических свойств автомобиля в процессе эксплуатации путем использования метода парциальных ускорений.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующую задачу:

- разработать научно- методологическую базу для оценки параметрической и функциональной стабильности динамических свойств автомобиля.

Результаты исследований. Анализируя выражения (18), (20), (21) и (22) для определения парциальных ускорений, можно сделать выводы о том, что каждое из них является функцией, характеризующей техническое состояние отдельных составных частей автомобиля. Парциальное ускорение от сил движущих $\dot{V}_{\delta\varphi}^{Парц}$ характеризует техническое состояние и стабильность параметров двигателя. Парциальное ускорение $\dot{V}_{ст}^{Парц}$, зависящее от скорости V_a автомобиля в нулевой степени, характеризует техническое состояние трансмиссии (изменение ее параметров сухого трения), а также – изменения ходовой части (геометрии, смещения мостов, параметров подвески). В работах [7, 8] предложены методы, позволяющие определять массу автомобиля и продольный уклон дороги в процессе движения с использованием бортовой измерительной системы. Это позволяет учесть массу автомобиля в уравнениях (18), (20), (21) и (22) и продольный уклон дороги в уравнении (20).

Парциальное ускорение $\dot{V}_{кин}^{Парц}$ (выражение (21)) характеризует вязкость и уровень масла в трансмиссии автомобиля. Парциальное ускорение $\dot{V}_w^{Парц}$ является наиболее стабильным, изменяющимся в зависимости от загрузки и установки на автомобиле дополнительного оборудования. Изменение массы, как уже отмечалось, можно регистрировать с помощью бортового измерительного комплекса, установленного на автомобиле. При установке внешнего багажника на крыше автомобиля в память бортового компьютера должны вводиться параметры увеличенного аэродинамического сопротивления.

В работе [3] приведен алгоритм расчета параметров $\dot{V}_{\delta\varphi}^{Парц}$, $\dot{V}_{кин}^{Парц}$, $\dot{V}_{ст}^{Парц}$, $\dot{V}_w^{Парц}$ в процессе движения автомобиля. При накоплении значений указанных величин, получаемых при периодических тестовых замерах, возможна оценка динамики парциальных ускорений и функциональной и параметрической стабильности автомобиля.

Для i -го парциального ускорения показателем стабильности будет являться производная указанного ускорения по наработке автомобиля $\frac{\partial \dot{V}_i^{Парц}}{\partial L}$. Критерием сохранения стабильности является максимально допустимая скорость изменения указанного i -го парциального ускорения (его величины). Очевидно, что с увеличением наработки парциальное ускорение от сил движущих $\dot{V}_{\delta\varphi}^{Парц}$ уменьшается, а остальные ускорения увеличиваются по абсолютной величине (кроме $\dot{V}_w^{Парц}$). Таким образом

$$\frac{\partial \dot{V}_i^{Парц}}{\partial L} < 0 ; \quad (23)$$

$$\partial \dot{V}_{ст}^{Парц} > 0 ; \quad (24)$$

$$\frac{\partial \dot{V}_{\text{кин}}^{\text{Парц}}}{\partial L} > 0; \quad (25)$$

$$\frac{\partial \dot{V}_w^{\text{Парц}}}{\partial L} = 0; \quad (26)$$

где L – пробег автомобиля.

При

$$\dot{V}_{\text{дв}}^{\text{Парц}} < [\dot{V}_{\text{дв}}^{\text{Парц}}]_{\text{min}}; \quad (27)$$

$$\dot{V}_{\text{ст}}^{\text{Парц}} > [\dot{V}_{\text{ст}}^{\text{Парц}}]_{\text{max}}; \quad (28)$$

$$\dot{V}_{\text{кин}}^{\text{Парц}} > [\dot{V}_{\text{кин}}^{\text{Парц}}]_{\text{max}}. \quad (29)$$

дальнейшая эксплуатация автомобиля без ТО и ремонта недопустима. В неравенствах (27) – (29) представлены следующие величины: $[\dot{V}_{\text{дв}}^{\text{Парц}}]_{\text{min}}$ – минимально допустимое парциальное ускорение от сил движущих; $[\dot{V}_{\text{ст}}^{\text{Парц}}]_{\text{max}}$; $[\dot{V}_{\text{кин}}^{\text{Парц}}]_{\text{max}}$ – максимально допустимые парциальные ускорения от сил сопротивления. В соответствии с уравнением (19) при увеличении пробега L автомобиля происходит уменьшение ускорения автомобиля. Поэтому $\dot{V}_a$ может являться показателем функциональной стабильности динамических свойств и использоваться при проведении контрольных испытаний.

Следует отметить, что динамика изменения величины парциальных ускорений может характеризовать параметрическую стабильность, а скорость падения величины ускорения $\dot{V}_a$ – функциональную стабильность автомобиля (его динамических свойств).

Выводы. Изменения величины парциальных ускорений в процессе эксплуатации могут являться показателями параметрической стабильности динамических свойств автомобиля. Скорость изменения величин парциальных ускорений по пробегу машины может нормироваться при оценке указанной стабильности динамических свойств.

Скорость падения величины максимального ускорения автомобиля по пробегу может являться показателем функциональной стабильности его динамических свойств и также нормироваться.

1. Динамика автомобиля / М. А. Подригало, В. П. Волков, А. А. Бобошко, В. А. Павленко, В. Л. Файст, Д. М. Клец, В. В. Редько / Под ред. М. А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. 424 с.

2. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. – М.: Наука, 1968. – 480 с.

3. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Н.П.Артемов, А.Т.Лебедев, М.А.Подригало, А.С.Полянский, Д.М.Клец, А.И.Коробко, В.В.Задорожная]; под ред. М.А. Подригало – Х.: Мис'кдрук, 2012. – 220 с.

4. Коробко А. И. Метод определения энергетических и динамических показателей автомобиля с помощью датчиков линейных ускорений / Подригало М. А., Клец Д. М., Мостовая А. Н., Коробко А. И. // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Науковий журнал. – 2010. - № 7 (149). – С. 40-44.

5. Коробко А. І. Застосування методу паралельних спостережень при випробуваннях автомобілів / Михайло Подригало, Андрій Коробко // Актуальні задачі сучасних технологій : міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів, 21-22 грудня 2010 р. : збірник тез доповідей. – Тернопіль, 2010. – С. 60.

6. Бортницкий П.И. Тягово – скоростные качества автомобилей. Справочник / П.И. Бортницкий, В.И. Задорожный. – К.: Вища школа, 1978. – 176 с.

7. Абрамов Д.В. Концепція покращення функціональної стабільності динамічних та енергоперетворюючих властивостей автомобілів: дисертиція на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук: 05.22.02 / Абрамов Дмитро Володимирович. – Х., 2018. – 480 с.

8. Коробко А. І. Удосконалення методу визначення компонентів сил опору руху автомобіля / М. А. Подригало, А. І. Коробко // Новітні технології – для захисту повітряного простору : збірка наукової конференції Харківського університету повітряних сил імені Івана Кожедуба, 13-14 квітня 2011 р. : тези доповідей. – Харків, 2011. – С. 188.

REFERENCES

1. Dinamika avtomobilya / M. A. Podrigalo, V. P. Volkov, A. A. Boboshko, V. A. Pavlenko, V. L. Fajst, D. M. Klec, V. V. Red'ko / Pod red. M. A. Podrigalo. – Har'kov: Izd-vo HNADU, 2008. 424 s.

2. Targ S.M. Kratkij kurs teoreticheskoy mekhaniki/ S.M. Targ. – M.: Nauka, 1968. – 480 s.

3. Metod parcial'nyh uskorenij i ego prilozheniya v dinamike mobil'nyh mashin / [N.P.Artemov, A.T.Lebedev, M.A.Podrigalo, A.S.Polyanskij, D.M.Klec, A.I.Korobko, V.V.Zadorozhnyaya]; pod red. M.A. Podrigalo – H.: Mis'kdruk, 2012. – 220 s.

4. Korobko A. I. Metod opredeleniya energeticheskikh i dinamicheskikh pokazatelej avtomobilya s pomoshch'yu davachov linejnyh uskorenij / Podrigalo M. A., Klec D. M., Mostovaya A. N., Korobko A. I. // Visnik Skhidnoukraïns'kogo nacional'nogo universitetu imeni Volodimira Dalya. Naukovij zhurnal. – 2010. - № 7 (149). – S. 40-44.
5. Korobko A. I. Zastosuvannya metodu paralel'nih sposterezhen' pri viprobuvannyah avtomobiliv / Mihajlo Podrigalo, Andrij Korobko // Aktual'ni zadachi suchasnih tekhnologij : mizhnarodna naukovo-tekhniczna konferenciya molodih uchenih ta studentiv, 21-22 grudnya 2010 r. : zbirnik tez dopovidej. – Ternopil', 2010. – S. 60.
6. Bortnickij P.I. Tyagovo – skorostnye kachestva avtomobilej. Spravochnik / P.I. Bortnickij, V.I. Zadorozhnyj. – K.: Vishcha shkola, 1978. – 176 s.
7. Abramov D.V. Konceptiya pokrashchennya funkcional'noï stabil'nosti dinamichnih ta energoperetvoryuyuchih vlastivostej avtomobiliv: dissertaciya na zdobuttya nakovogo stupenya doktora tekhnichnih nauk: 05.22.02 / Abramov Dmitro Volodimirovich. – H., 2018. – 480 s.
8. Korobko A. I. Udoskonalennya metodu viznachennya komponentiv sil oporu ruhu avtomobilya / M. A. Podrigalo, A. I. Korobko // Novitni tekhnologii – dlya zahistu povitryanogo prostoru : s'oma naukova konferenciya Harkivs'kogo universitetu povitryanih sil imeni Ivana Kozheduba, 13-14 kvitnya 2011 r. : tezi dopovidej. – Harkiv, 2011. – S. 188.

Подригало М.А., Тарасов Ю.В. Застосування методу парціальних прискорень для оцінки функціональної стабільності динамічних властивостей автомобіля

У даній статті представлена методична база для оцінки функціональної стабільності динамічних властивостей автомобіля в процесі експлуатації шляхом застосування методу парціальних прискорень. Слід зазначити, що динаміка зміни величини парціальних прискорень може характеризувати параметричну стабільність, а швидкість падіння величини прискорення функціональну стабільність автомобіля (його динамічних властивостей). Запропоновано критерій для оцінки функціональної стабільності динамічних властивостей автомобіля на основі величини максимального прискорення автомобіля по пробігу в експлуатації.

Ключові слова: автомобіль, параметрична стабільність, парціальні прискорення, функціональна стабільність, опір руху, експлуатація автомобіля, додаткові втрати енергії.

Podrigalo MA, Tarasov Yu.V. Application of the partial acceleration method to assess the functional stability of the dynamic properties of the car

This article presents a methodological basis for assessing the functional stability of the dynamic properties of a car during operation by applying the method of partial accelerations. It should be noted that the dynamics of changes in the magnitude of partial accelerations can characterize parametric stability, and the rate of fall in the magnitude of acceleration is the functional stability of the vehicle (its dynamic properties). A criterion for assessing the functional stability of the dynamic properties of the car based on the maximum acceleration of the car over the mileage in operation is proposed.

Keywords: automobile, parametric stability, partial acceleration, functional stability, resistance to movement, vehicle operation, additional energy loss.

ПОДРИГАЛО Михайло Абович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Технології машинобудування і ремонту машин» Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: pmikhab@gmail.com

ТАРАСОВ Юрій Володимирович, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Технології машинобудування і ремонту машин» Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: yuriy.ledd@gmail.com

ПОДРИГАЛО Михаил Абович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедры «Технологии машиностроения и ремонта машин» Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, e-mail: pmikhab@gmail.com

ТАРАСОВ Юрий Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Технологии машиностроения и ремонта машин» Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, e-mail: yuriy.ledd@gmail.com

Mykhaylo PODRYHALO, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of the Department of Engineering Technology and Machine Repair Kharkov National Automobile and Highway University, e-mail: pmikhab@gmail.com

Yurii TARASOV, PhD. in Engineering, Assoc. Professor of machine building technology and machines repair, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: yuriy.ledd@gmail.com

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.58>

Стаття надійшла в редакцію 30.04.2019р..

Птиця Н.В., Ковцур К.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

КРИТЕРІЙ ДОЦІЛЬНОСТІ ВВЕДЕННЯ ОБ'ЄКТІВ ТОРГІВЕЛЬНОЇ МЕРЕЖІ НА ОСНОВІ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ ДОСТАВКИ

Розглядаються особливості доставки вантажів у роздрібну торговельну мережу. В роботі наведене обґрунтування критерію введення нових об'єктів торговельної мережі, який представляє собою частку витрат на транспортування в доходній частині. Використання запропонованого критерію дозволить оцінити ефективність розширення торговельної мережі. Визначено вплив параметрів системи доставки вантажів на критерій ефективності.

Ключові слова: роздрібна торговельна мережа, доставка, логістичні витрати, щільність торговельних точок, витрати на транспортування, кількість пунктів заїзду на маршруті.

Постановка проблеми. Високі практичні вимоги до якості організації доставки вантажів у роздрібну торговельну мережу визначають необхідність ретельного планування процесу доставки. Жорсткі часові обмеження на транспортування, невеликі партії вантажу є суттєвими перешкодами для використання автомобілів більшої вантажопід'ємності, а також проектування маршрутів за критерієм мінімум сумарного пробігу. В сучасних умовах вирішити цю оптимізаційну задачу без використання економіко-математичних методів не представляється можливим.

Аналіз останніх досліджень. Транспортування є ключовою логістичною функцією, це обумовлено великою часткою витрат на їх виконання (60% від загальних логістичних витрат) [1]. Без транспортування практично не існує матеріального потоку. При цьому процес транспортування розглядається у більш широкому плані, ніж перевезення вантажів: як сукупність перевезень, навантаження та розвантаження, експедитування та ін. Суттєвий вплив витрати на транспортування здійснюють і на дохід в цілому (рис. 1) [2].

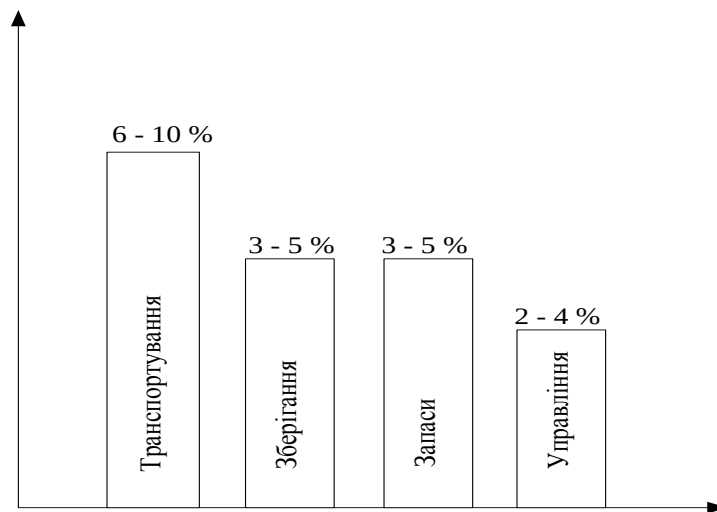


Рисунок 1 – Структура логістичних витрат у відсотках від доходу

В роздрібній торгівлі широко розповсюджені дрібнопартійні перевезення [1, 3, 4, 5, 6, 7, 8]. Це пов'язано з тим, що роздрібні мережі включають в себе торговельні точки різних форматів, з великим асортиментним рядом продукції. Особливістю продовольчих товарів є щодобове їх завезення. Розмір партії, що завозиться, визначається розміром споживання за певний період і, як правило, не забезпечує повного завантаження навіть автомобілів малої вантажопід'ємності. В таких умовах доцільне використання розвізних маршрутів, так як використання маятникових призведе до суттєвого збільшення витрат на доставку [1, 3, 6].

В [2, 3, 6, 9, 10] з метою отримання конкурентних переваг в роздрібній торгівлі та мінімізації витрат на транспортування пропонується спрямовувати зусилля на управління перевізниками, обґрунтованого вибору виду транспорту та оптимізацію масштабів всієї мережі. При правильному

підході можливість економії може сягати від 5 до 15 % від загальної суми витрат. В [9] вказується, що операційні витрати, пов'язані з транспортуванням вантажів можна знизити за рахунок оптимізації кількості, розміру та місць розташування пунктів доставки, виробничих потужностей та парку транспортних засобів.

Доставка вантажів у роздрібну торгівельну мережу (РТМ) характеризується територіальним розосередженням торгівельних точок, що визначає розсіювання вантажопотоку [10, 5]. Нерівномірність перевезень погіршує використання провізних спроможностей транспортних засобів. Виправити ситуацію можна використовуючи комплексний підхід до планування перевезень, визначення оптимальної кількості пунктів заводу та їх раціонального розміщення.

Важливість оптимізації транспортної ланки розглядається і в [5, 6, 11, 12, 13], де наголошується, що чітко налагоджена маршрутизація та визначення оптимальної кількості пунктів заїзду і максимальне використання вантажності транспортного засобу дозволить знизити витрати на доставку.

В [14] автор визначає важливі параметри роздрібної мережі, які впливають на формування матеріального потоку в логістичній системі, серед яких особлива увага приділяється кількості учасників торгівельних точок, а також особливості технологічних аспектів доставки.

Автор в [15] характеризує залежність витрат кожного виду від кількості елементів інфраструктури і в підсумку визначає такий вигляд даної залежності (рис. 2).

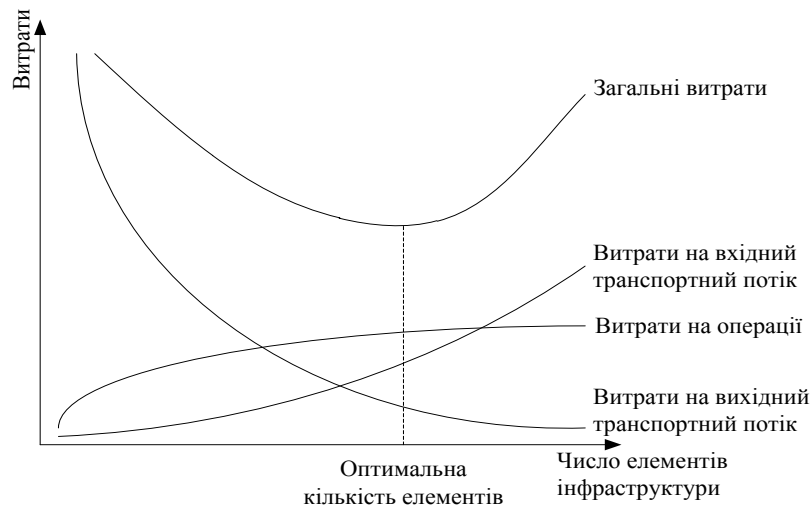


Рисунок 2 – Залежність кількості елементів інфраструктури від логістичних витрат на транспортування

Невелика кількість елементів забезпечує низькі транспортні витрати на вхідний, але високі витрати на вихідний потік. Велика ж кількість елементів демонструє зворотню залежність. У загальних витрат є чіткий мінімум, відповідно оптимальній кількості елементів в системі.

Міротін Л.Б. в [16] пропонує для визначення кількості об'єктів логістичної системи розглядати графічний метод розв'язання даної задачі. Пропонується в розрізі всієї системи розподілу оцінити, як в залежності від зміни кількості об'єктів змінюються ті чи інші витрати. Зміну кількості об'єктів в логістичній системі роздрібно торгівельної мережі можна охарактеризувати показником щільності торгівельних точок.

В роботі [11] представлено математичну модель оптимальної довжини ланцюга постачань на основі критерію загальних приведених витрат на доставку. Запропоновано уявлення ізольованого ланцюга постачань за допомогою обліку зовнішніх зв'язків проміжних ланок у вигляді показника ступеня концентрації матеріалопотоку. Довжина ланцюга постачань є безперервною функцією і в роботі апроксимована ступеневою функцією, в якій значущими параметрами є площа території обслуговування, обсяг партії, який завозиться кожному отримувачу, кількість споживачів продукції, ціна одиниці продукції, коефіцієнт використання вантажопідйомності, відносне змішання постачальника від центру тяжіння території обслуговування.

Формулювання цілей роботи. Всіма вищезгаданими авторами визнається суттєва зміна загальних витрат на транспортування вантажів у зв'язку з появою нового об'єкту в системі доставки, але не приводиться чіткий алгоритм для оцінки цієї зміни. Таким чином виникає задача визначення

частки витрат на транспортування продукції від доходу мережі при введенні нового об'єкту в залежності від щільності торгових точок.

Основна частина. При розширенні мережі, місце розміщення обирається з огляду на максимальне наближення до споживачів. В таких умовах до логістики повинні пред'являтися жорсткі вимоги, щоб високі логістичні витрати не поглинули значну частку доходу від розширення. Більшість підприємств націлює свої логістичні системи на максимізацію прибутку. Теоретично зона обслуговування кожної торгової точки встановлюється за критерієм мінімально допустимого прибутку від доставки вантажів на різну відстань. Оскільки нові торгові точки зазвичай розміщують в територіально різно-віддалених місцях для збільшення ринкової частки, то виникає необхідність визначення вартості логістичних послуг з доставки вантажів. Віддаленість нових торгових об'єктів, при якій витрати по транспортному обслуговуванню приносять мінімально прийнятний прибуток, визначає граничну відстань і подальше розширення зони обслуговування понад цієї відстані є неприбутковим.

Управління ланцюгом постачань призначене для здійснення особливого внеску у генерування доходу та прибутку. Оцінювання фінансових показників дає змогу організації ефективно проаналізувати окремі види діяльності і, тим самим, визначити, як саме ланцюг постачань впливає на кожну складову підсумкового прибутку.

Головна ціль функціонування роздрібною торгівельною мережі це максимізація прибутку, що можна представити наступним чином

$$D - B \rightarrow \max \quad (1)$$

де D – дохід, грн;

B – витрати, грн.

Як частина логістичної системи роздрібною мережі автомобільний транспорт повинен мати спільну ціль і, відповідно, критерії оцінки ефективності його функціонування повинні узгоджуватись.

Критерії оцінки ефективності роботи автомобільного транспорту поділяються на дві групи [10]: натуральні та вартісні. Натуральні критерії (кількість транспортних засобів, матеріаломісткість, продуктивність автомобіля, час доставки вантажу та ін.) привабливі простотою математичних задач, однак при виборі критерію неминуче виникнення конфліктної ситуації протиріччя.

Найбільш об'єктивними є вартісні критерії, які більш точно та повно відображають поняття ефективності транспортного процесу [12, 17]. Найбільш поширені з них: доходи від перевезень, витрати, прибуток, собівартість та рентабельність. Використання питомих показників від валових дозволить співвідносити ефективність роботи окремого підрозділу з об'ємом отримуваних доходів.

З огляду на це у загальному випадку співвідношення витрат на транспортування з доходами дає змогу оцінити їх частку, з метою подальшої її мінімізації

$$\delta = \frac{B}{D} \cdot 100 \rightarrow \min \quad (2)$$

Можливість оцінити не лише вагу витрат вже існуючих торгівельних точок роздрібною мережі, але й розрахувати частку для нового об'єкту та отримати оптимальне їх співвідношення формує цільову наступну функцію дослідження

$$\delta = \frac{B_{mp}}{D_i + D_j} \cdot 100 \rightarrow \min \quad (3)$$

де B_{mp} – витрати на транспортування вантажів у нову торгівельну точку, грн.;

D_i – загальний дохід існуючої РТМ, грн;

D_j – очікуваний дохід від нової точки РТМ, грн.

Запропонована цільова функція має наступні обмеження:

$$\begin{cases} n_s \geq 1; \\ Q_i = \sum_{i=1}^{n_s} g_i; \\ \sum_{j=1}^M n_s = N_{TT}; \\ q_{\max} = 10 \end{cases} \quad (4)$$

де n_z - кількість пунктів заїзду на маршруті, од.

Q_i - розмір замовлення на маршруті, т;

g_i - середній розмір замовлення в одній торговельній точці, т;

M - кількість маршрутів, од;

N_{TT} - кількість торгових точок в районі обслуговування, од.

$Q_{\max}$ - максимально допустима вантажність автомобіля, т.

Зменшення частки витрат на транспортування можна досягти шляхом корегування кількості пунктів заїзду на маршруті при можливості збільшення партії відправок, шляхом підвищення коефіцієнту використання вантажності автомобіля в результаті проведення маршрутизації, тобто при розробці раціональних розвізних маршрутів з урахуванням щільності торговельних точок мережі.

З урахуванням наведеної системи обмежень, витрати на доставку вантажу в логістичній системі РТМ можна представити як:

$$B_{mp} = S_{mp} \cdot M. \quad (5)$$

де S_{mp} - витрати на транспортування вантажу на одному маршруті, грн/т;

M - кількість маршрутів, необхідних для організації доставки товарів у всі точки РТМ, од.

Витрати на транспортування вантажу на одному маршруті враховують постійні та змінні складові та розраховуються за формулою

$$S_{mp} = C_{зм} \cdot l_{об} + C_{пост} \cdot t_{об}. \quad (6)$$

де $C_{зм}$, $C_{пост}$ - змінна і постійна складові витрат на перевезення, які визначаються відповідно

$$\begin{cases} C_{зм} = A_{зм} + B_{зм} \cdot q_n \\ C_{пост} = A_{пост} + B_{пост} \cdot q_n \end{cases}, \quad (7)$$

де $A_{зм}$, $B_{зм}$, $A_{пост}$, $B_{пост}$ - коефіцієнти регресійної моделі залежності собівартості автомобільних перевезень від вантажопідйомності автомобіля, грн/км, грн/год., грн/т · км та грн/т·год відповідно.

Довжина оберту на маршруті, $l_{об}$, км, розраховується за формулою

$$l_{об} = 2l_i + (n_z - 1) \cdot l_{(i-1)-i}, \quad (8)$$

де $l_{(i-1)-i}$ - відстань між суміжними пунктами заїзду на маршруті, км;

l_i - середня відстань доставки, яку можна представити наступним чином

$$l_i = \frac{2}{3} R_{cp}, \quad (9)$$

де R_{cp} - середній радіус території обслуговування, км²;

$$R_{cp} = \sqrt{\frac{\lambda^{-1}}{\pi}}, \quad (10)$$

В роботах багатьох дослідників за основу приймається, що район обслуговування має форму кола. Виходячи з даного припущення, середній пробіг автомобілів між суміжними пунктами заїзду на маршруті складе

$$l_{(i-1)-i} = 0,76\sqrt{\lambda^{-1}}, \quad (11)$$

де λ - щільність торгівельних точок у регіоні, од./км²;

Необхідний показник щільності можна визначити, виходячи з площі регіону (F_M)

$$\lambda = \frac{N_{TT}}{F_M}. \quad (12)$$

де F_M - загальна площа території обслуговування (міста), км²;

N_{TT} - кількість торгівельних точок мережі, од.

Час оборту на маршруті визначається

$$t_{об} = \frac{l_{об}}{V_m} + t_{н/р} + (n_3 - 1) \cdot t_{\partial}. \quad (13)$$

де t_{∂} - додатковий час на оформлення документів, год;

V_m - технічна швидкість автомобіля, км/год;

Час на навантаження-розвантаження визначається за наступною залежністю

$$t_{н/р} = 2 \cdot (t_{\partial} + q_n \cdot \gamma_{ст} \cdot \tau_{н/р}), \quad (14)$$

де q_n - номінальна вантажність автомобіля, т.

$\tau_{н-р}$ - витрати часу на навантаження або розвантаження вантажу, год/т;

$\gamma_{ст}$ - коефіцієнт статичного використання вантажності.

Номінальна вантажність автомобіля визначається за формулою

$$q_n = \frac{n_3 \cdot \bar{g}}{\gamma_{ст}}, \quad (15)$$

де n_3 - номінальна кількість пунктів заїзду на маршруті, од.

Оптимальна кількість пунктів заїзду на розвізних маршрутах має наступний вид

$$n_3 = \sqrt{\frac{A_{3м} \cdot \gamma_{ст} \cdot [2 \cdot l_i - l_{(i-1)-i}]}{B_{3м} \cdot \bar{g} \cdot l_{(i-1)-i}}}, \quad (16)$$

де $\bar{g}$ - середній обсяг замовлень, т.

$$\bar{g} = \frac{Q_M \cdot \delta_M}{N_{TT} \cdot 365}, \quad (17)$$

де Q_M - обсяг товарообігу споживчих товарів у регіоні, грн./т.;

δ_M - частка товарообігу окремої мережі, %.

Обсяг товарообігу розраховується виходячи із співвідношення товарообігу регіону та вартості однієї тони споживчих товарів, та має наступний вид

$$Q_M = \frac{T_M}{\Pi_T}, \quad (18)$$

де T_M - вартість товарообігу споживчих товарів у регіоні, грн./т.;

Π_T - вартість 1-ї тони споживчих товарів, грн.

Частка товарообігу окремої мережі визначається за залежністю [18, 19]

$$\delta_M = \frac{r_n}{r_n + R_{cp}^m}, \quad (19)$$

де r_n - радіус половинного попиту мережі, км.;

R_{cp}^m - середній радіус обслуговування торгівельної точки, км.

Радіус половинного попиту визначається залежністю [19, 20]

$$r_n = \frac{U_{cp} \cdot R_{cp}^m}{U_{cp} + U_i}, \quad (20)$$

де U_{cp} - вартість середнього чеку на ринку, грн.;

U_{cp} - гранична ціна споживчого товару, грн.;

U_i - вартість середнього чеку окремої мережі, грн.

Дохід торгівельної мережі визначається

$$D_i = N_{TT} \cdot U_T \cdot \bar{g}, \quad (21)$$

Дохід нової торгівельної точки можна визначити за залежністю

$$D_j = T_m \frac{r_n}{r_n + R_{cp}^m}, \quad (22)$$

Підставивши вирази (5-22) у вираз (3) маємо

$$\delta = \frac{(A_{zm} + B_{zm} \cdot q_n) \cdot \left[\frac{4 \cdot \sqrt{\frac{1}{\lambda}}}{3 \cdot \sqrt{\pi}} + 0,76 \cdot \sqrt{\frac{1}{\lambda}} \cdot (n_3 - 1) \right] +}{n_3 \cdot \left(\frac{T_m \cdot r_{II}}{r_{II} + \sqrt{\frac{1}{\lambda}}} + \frac{T_m \cdot r_{II}}{365 \cdot r_{II} + \frac{365 \cdot \sqrt{\frac{1}{\lambda}}}{\sqrt{\pi}}} \right)} + \frac{(A_{nocm} + B_{nocm} \cdot q_n) \cdot \left[2 \cdot t_\partial + t_\partial (n_3 - 1) + \frac{\frac{4 \cdot \sqrt{\frac{1}{\lambda}}}{3 \cdot \sqrt{\pi}} + 0,76 \cdot \sqrt{\frac{1}{\lambda}} \cdot (n_3 - 1)}{V_T} + 2 \cdot q_n \cdot \gamma_{cm} \cdot \tau_{np} \right]}{V_T} \quad (23)$$

Аналіз моделі частки витрат на транспортування дозволив визначити змінні та постійні фактори, що імовірно впливають на ефективність системи доставки вантажів у роздрібну торгівельну мережу. Змінними величинами є: щільність дислокації торгових точок (λ , од/км²), доля товарообігу мережі (δ_m , %), вартість товарообігу споживчих товарів у регіоні, (T_m , грн./т.), вартість середнього чеку на ринку (U_{cp} , грн.), середній радіус обслуговування у регіоні (R_{cp} , км.), коефіцієнт використання вантажності (γ_{cm}). Постійні фактори: технічна швидкість автомобіля (V_m , км/год), норма витрат часу на навантаження/розвантаження (τ_{np} , т/год), додатковий час на оформлення документів (t_∂ , год), коефіцієнти регресійної моделі залежності собівартості автомобільних перевезень від вантажності автомобіля.

Висновки. В результаті проведеного дослідження сформульована цільова функція розрахунку частки витрат роздрібною торгівельною мережею з урахуванням щільності торгівельних точок. За допомогою отриманої математичної моделі обрані змінні та постійні фактори, які впливають на її ефективність. Наступним кроком дослідження стане проведення повнофакторного експерименту типу 2^k, з метою отримання закономірностей впливу параметрів доставки на частку витрат на транспортування. Використання запропонованого підходу визначення частки транспортних витрат в дохідній частини торгівельної мережі дозволить встановити доцільність введення нових об'єктів та подальше її розширення.

1. Афанасьев Л.Л., Цукерберг С.М. Автомобильные перевозки. – М.: Транспорт, 1973. – 320 с.
2. Гатторна Дж. Управление цепями поставок: Справочник издательства Gower / пер. с англ. изд. – М.: ИНФРА-М, 2008. – 670 с.
3. Ковалев К.Ю. Логистика в розничной торговле: как построить эффективную сеть / К.Ю. Ковалев, С.А. Уваров, П.Е. Щеглов. – СПб.: Питер, 2007. – 272 с.
4. Шаповал Д.В. Совершенствование оперативного планирования перевозок мелкопартионных грузов автомобилями на радиальных маршрутах в городах: дис. ... кандидата техн. наук: 05.22.10 / Шаповал Дмитрий Владимирович. – Омск, 2012. – 138 с.
5. Сидоров Д. Розничные сети. Секреты эффективности и типичные ошибки при работе с ними / - М.: Вершина, 2007. – 230 с.
6. Миргородский М.А. Повышение эффективности перевозок грузов мелкими отправлениями : дис. . кандидата техн. наук : 05.22.10 / Миргородский Михаил Александрович. – Орел, 2010. – 151 с.
7. Леви М. Основы розничной торговли / М. Леви, Б. Вейтц. – СПб.: Питер, 2001. – 448 с.
8. Ковцур Е.Г. Резервирование провозных возможностей парка автомобилей при доставке товаров в супермаркеты / Е.Г. Ковцур // Восточно-Европ. журнал передовых технологий, 2012. – Вып. 1/3(55). – С. 54-57.
9. Аникин Б.А. Аутсорсинг: создание высокоэффективных и конкурентоспособных организаций. /Аникин Б.А./ М.: Инфра-М, 2003. —192 с.
10. Уотерс Д. Логистика. Управление цепью поставок: пер. с англ. – М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2003. – 503 с.
11. Потама Н.В. Выбор рационального количества складов в цепочке поставок продукции автомобильным транспортом в межрегиональном сообщении: Дис... канд. техн. наук: 05.22.01 – Транспортные системы / Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет. – Харьков, 2010. – 243 с.
12. Доля В.К. О сравнительной эффективности технологий доставки грузов / В.К. Доля, Н.А. Нефедов// Проблемы развития автомобильного транспорта и подготовки кадров. – 1996. – Харьков: Основа. – с. 16-18.
13. Нефедов М.А. Визначення структури парку автомобілів для перевезень продовольчих товарів народного споживання / М.А.Нефедов, К.Г. Ковцур // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Х., 2009. – Вып. 47. – С. 127-130.
14. Рославцев Д.М. Вплив параметрів роздрібної мережі на формування матеріальних потоків в логістичній системі в умовах міста / Комунальне господарство міст / - № 67. 2005. – с. 310-312.
15. Лукинский В.С. Логистика автомобильного транспорта: концепция, методы, модели / В.С. Лукинский, В.И. Бережной, Е.В. Бережная и др. – М.: Финансы и статистика, 2002. – 280с.
16. Транспортная логистика / Под ред. Л.Б. Миротина. – М.: Транспорт, 1996. – 211с.
17. R. Ballou, Business Logistics Management. – New York: Prentise Hall. – 478 p.
18. Н.А. Нефедов. Маркетинговые аспекты логистики // Вестник Харьковского государственного автомобильно-дорожного технического университета - Вып. 8, 1999. – С. 70 – 72.
19. Птица Н.В. Оптимальный радиус обслуживания клиентуры // Сборник научных трудов VII Всероссийской конференции студентов и аспирантов «Проблемы и перспективы развития логистики и управления цепями поставок» (23-24 апреля). – Москва: Изд. Дом Высшей школы экономики, 2013.
20. Птица Н.В. Влияние рационализации параметров логистической сети на развитие розничной торговли в Украине // Вестник экономики транспорта и промышленности. Сборник научно-практических статей – Вып. 46 – Харьков 2014. – с. 204-207.

REFERENCES

1. Afanas'yev L.L., Tsukerberg S.M. (1973). Avtomobil'nyye perevozki, 320.
2. Gattorna Dzh. (2008) Upravleniye tsepyami postavok: Spravochnik izdatel'stva Gower., 670.
3. Kovalev K.YU., Uvarov S.A., (2007). Logistika v roznichnoy trgovle: kak postroit' effektivnyuyu set', 272 .
4. Shapoval D.V. (2012). Sovershenstvovaniye operativnogo planirovaniya perevozok melkopartiionnykh грузов avtomobilyami na radial'nykh marshrutakh v gorodakh. Candidate's thesis, 138.
5. Sidorov D. (2007). Roznichnyye seti. Sekrety effektivnosti i tipichnyye oshibki pri rabote s nimi 230.
6. Mirgorodskiy M.A. (2010). Povysheniye effektivnosti perevozok грузов melkimi otpravkami. Candidate's thesis, 151.
7. Levi M. (2001). Osnovy roznichnoy trgovli, 448.
8. Kovtsur Ye.G. (2012). Rezervirovaniye provoznykh vozmozhnostey parka avtomobiley pri dostavke tovarov v supermarket, 54-57.
9. Anikin B.A. (2003). Outsorsing: sozdaniye vysokoeffektivnykh i konkurentosposobnykh organizatsiy, 192.
10. Uoters D. (2003). Logistika. Upravleniye tsep'yu postavok: per. s angl, 503 p.
11. Potaman N.V.(2010). Vyibor ratsionalnogo kolichestva skladov v tsepoche postavok produktii avtomobilnyim transportom v mezhregionalnom soobschenii: Candidate's thesis, 243.
12. Dolya V.K., Nefedov N.A. (1996). O sravnitel'noy effektivnosti tekhnologiy dostavki грузов, 16-18.
13. . Ne'odov M.A., Kovtsur K.H (2009). Vyznachennyya struktury parku avtomobiliv dlya perevezen' prodovol'chykh tovariv narodnoho spozhyvannya, 127-130.
14. Roslavtsev D.M. (2005). Vplyv parametriv rozdribnoyi merezhi na formuvannya material'nykh potokiv v lohistychniy systemi v umovakh mista, 310-312.
15. Lukinskiy V.S., Berezhnoy V.I., Berezhnaya Ye.V (2002). Logistika avtomobil'nogo transporta: kontseptsiya, metody, modeli, 280.
16. Mirotin L.B (1996). Transportnaya logistika, 211.
17. R. Ballou, Business Logistics Management, 478 p.
18. Nefedov. N.A. (1999). Marketingovyie aspekty logistiki 70 – 72.
19. Ptitsa N.V. (2013). Optimal'nyy radius obsluzhivaniya kliyentury.
20. Ptitsa N.V. (2014) Vliyaniye ratsionalizatsii parametrov logisticheskoy seti na razvitiye roznichnoy trgovli v Ukraine. 204-207 p.

Птиця Н.В., Ковцур Е.Г. Критерий целесообразности введения объектов торговой сети на основе параметров системы доставки

Рассматриваются особенности доставки грузов в розничную торговую сеть. В работе приведено обоснование критерия введения новых объектов торговой сети, представляющий собой долю затрат на транспортировку в доходной части. Использование предложенного критерия позволит оценить эффективность расширения торговой сети. Определена зависимость параметров системы доставки грузов на критерий эффективности.

Ключевые слова: розничная торговая сеть, доставка, логистические затраты, плотность торговых точек, расходы на транспортировку, количество пунктов заезда на маршруте.

Ptytsia N.V., Kovtsur E.G. The expediency criterion of introduction of the trade network objects based on the delivery system parameters

The features of the delivery of goods to the retail network is presented. In paper the substantiation of the criterion of introduction of new trade network objects, representing a share of delivery expenses to revenues. Using the proposed criterion will evaluate the effectiveness of expanding the trade network. The dependence of the parameters of the cargo delivery system on the criterion of efficiency is defined.

Key words: retail trade network, delivery logistics costs, the density of retail outlets, transportation costs, number of points-in the route

АВТОРИ:

ПТИЦЯ Наталія Василівна, аспірант кафедри транспортних систем і логістики, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: nataliya.ptitsa@gmail.com.

КОВЦУР Катерина Григорівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних систем і логістики, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, e-mail: kovtsyr@ukr.net.

АВТОРЫ:

ПТИЦА Наталья Васильевна, аспирант кафедры транспортных систем и логистики, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, e-mail: nataliya.ptitsa@gmail.com.

КОВЦУР Екатерина Григорьевна, кандидат технических наук, доцент кафедры транспортных систем и логистики, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, e-mail: kovtsyr@ukr.net.

AUTHORS:

PTYTSIA Natalia Vasylivna, Postgraduate student of Transport Systems and Logistics Department, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: nataliya.ptitsa@gmail.com.

KOVTSYR Kateryna Grigorivna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Transport Systems and Logistics Department, Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail: kovtsyr@ukr.net.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.59>

Стаття надійшла в редакцію 24.04.2019 р.

Пустюльга С.І., Придюк В.М., Самостян В.Р.
Луцький національний технічний університет

БАГАТОВИМІРНА ГЕОМЕТРИЧНА МОДЕЛЬ ФУНКЦІОНУВАННЯ ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКУ НА ПЕРЕВАНТАЖЕНІЙ ДІЛЯНЦІ ДОРОЖНЬОЇ МЕРЕЖІ

У роботі запропоновані ефективна методика збору вихідних даних, способи обробки та алгоритми розрахунку експлуатаційних параметрів транспортного потоку для удосконалення руху ТЗ із оптимальними показниками інтенсивності та швидкості на перевантажених ділянках дорожньої мережі. Проведена комп'ютерна реалізація запропонованих алгоритмів в середовищі Mathcad. Розроблена геометрична модель багатовимірного представлення залежностей між основними базовими характеристиками транспортного потоку у різні часові інтервали, яка дозволяє ефективно розріджувати щільність руху транспортних засобів у пікові періоди. Запропонована багатовимірна інтерпретація основної діаграми транспортного потоку, яка дає можливість швидко і якісно аналізувати стан пропускної здатності ТЗ на окремих ділянках дороги і ефективно приймати управлінські рішення щодо удосконалення трафіку.

Ключові слова: інтенсивність транспортного потоку, транспортний засіб, основна діаграма ТП, щільність руху ТЗ, багатовимірне представлення діаграми ТП.

Постановка проблеми. Оптимізація руху транспорту у будь-якому місті із розвинутою інфраструктурою залишається однією із головних урбаністичних проблем, а для її вирішення все більше значення відіграють методи математичного моделювання. Математичні моделі, що застосовуються сьогодні для опису та аналізу руху транспортних потоків по транспортній мережі міста доволі різноманітні, однак вони нерідко вносять у процес моделювання ряд неточностей принципового характеру [9,10].

Транспортну мережу міста можна інтерпретувати як сукупність транспортних зв'язків, по яких здійснюються пасажирські або вантажні перевезення. Слід зауважити, що транспортна мережа, будь-якого міста ніколи не відповідає дорожній мережі. Залежно від габаритів і маси вантажу, параметрів використовуваних транспортних засобів, транспортна мережа буде тільки тим чи іншим фрагментом дорожньої мережі [1,3]. Наприклад, не по усіх вулицях міста дозволений рух вантажних автомобілів, не на всіх вулицях облаштовані лінії для руху пасажирського електротранспорту і тому в транспортній мережі - ці вулиці для них будуть виключені.

Практично у кожному місті існують ділянки транспортної мережі типу «пляшкових горловин» із поганою організацією руху транспортних засобів (рис. 1), незадовільною пропускною здатністю у пікові години і, звідси, із підвищеною небезпекою до утворення заторів та аварійних ситуацій. Одним із ключових моментів для розуміння суті транспортного процесу на таких ділянках є науково-обґрунтований, ефективний аналіз вихідних емпіричних даних та побудова на їх основі математичних моделей для удосконалення функціонування транспортних систем.



Рисунок 1 – Фрагмент ділянки транспортної мережі типу «пляшкова горловина» у м. Луцьку

Аналіз останніх досліджень. Математичний опис транспортних потоків і пов'язаних із ними явищ, давно привертає увагу науковців, проте і на сьогодні не існує універсального математичного підходу до адекватного моделювання складних процесів, що спостерігаються у цій системі [2,4,5,20,21].

Більшість відомих моделей динаміки транспортних потоків можуть бути умовно розділені на три групи:

- макроскопічні;
- мікроскопічні;
- мезоскопічні моделі.

Макроскопічні моделі описують рух транспортних засобів в усереднених показниках і термінах, таких як щільність, середня швидкість, інтенсивність транспортного потоку та ін. [6].

Мікроскопічні моделі - у яких детально моделюється рух кожного транспортного засобу за допомогою звичайних диференціальних рівнянь. Такий підхід дозволяє теоретично досягти точнішого опису руху транспорту у порівнянні із макроскопічним моделюванням, проте у разі практичного застосування цей підхід вимагає від науковців величезних затрат часу та обчислювальних ресурсів. Особливе місце у групі мікро-моделей займають моделі типу «кліткових автоматів», що отримали широкий розвиток останніми роками. У них прийнятий надзвичайно спрощений дискретний у часі та просторі опис руху транспортних засобів, за рахунок чого досягається висока обчислювальна ефективність моделей даного виду [7].

Мезоскопічні моделі є проміжною ланкою між двома попередніми моделями. У них потік описується щільністю розподілу автомобілів у просторі координат і швидкостей ТЗ. Динаміка змін щільності описується кінетичними рівняннями, які ґрунтуються на усередненому описі взаємодії окремих автомобілів. Важливе теоретичне значення мезоскопічних моделей полягає в тому, що на їх основі можна, у заданому часовому інтервалі, застосовувати макроскопічні моделі [6].

Однією із перших математичних моделей автотранспортних потоків є макроскопічна LW-модель [7]. В даній моделі покладена однозначна залежність середньої швидкості потоку транспортних засобів від щільності автомобілів. Дана залежність дозволяє ввести такий показник як інтенсивність потоку (число автомобілів, що перетинають переріз автомагістралі у певній точці за одиницю часу). Відтак, між швидкістю руху, щільністю і інтенсивністю існує співвідношення, яке називається фундаментальним виразом для транспортного потоку.

$$N = V \cdot Q, \quad (1)$$

де: N - інтенсивність ТП;

V - швидкість ТП;

Q - щільність ТП.

Усі три величини у цьому виразі знаходяться у складній взаємозалежності, тому не можна аналізувати вираз, фіксуючи одну із них і довільно змінюючи значення іншої. Наприклад, підвищення швидкості руху знижує щільність потоку ТЗ на ділянці, через що інтенсивність руху може або зростати, або залишатися постійною, або знижуватися в залежності від відносної величини цих двох протидіючих чинників.

На рис. 2 наведено залежності між щільністю, швидкістю та інтенсивністю транспортного потоку.

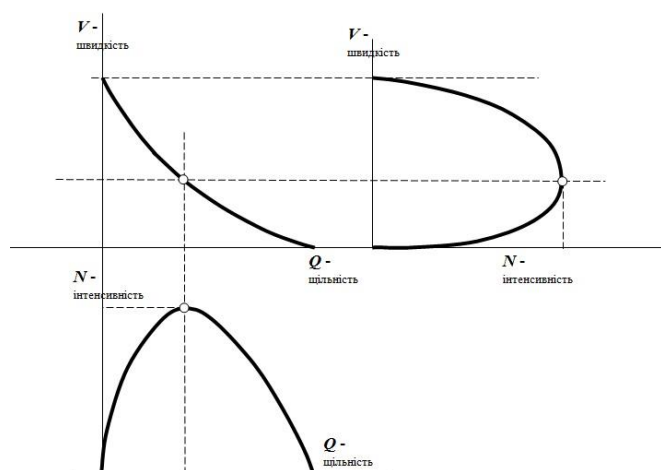


Рисунок 2 – Графічні залежності фундаментальних параметрів ТП

Залежність між швидкістю і щільністю монотонно спадає відповідно до вище наведеної закономірності і в різних наукових джерелах представляється кривою або ж прямою лінією [7]. Залежності між швидкістю та інтенсивністю і між інтенсивністю та щільністю інтерпретуються як параболи, що мають точку перегину для значення максимальної інтенсивності транспортного потоку. Ця точка максимуму інтенсивності відповідає певному значенню швидкості V і щільності Q потоку.

Таким чином, складну залежність інтенсивності транспортного потоку від швидкості та щільності можна представити у наступному вигляді:

$$N = V(Q) \cdot Q. \quad (2)$$

Графічно ця залежність у літературних джерелах зображується у вигляді так званої основної діаграми транспортного потоку (рис. 3) [6]. Ця діаграма будується, виходячи із припущення, що у транспортному потоці всі ТЗ дотримуються безпечного режиму руху. Діаграма відбиває зміну стану однорядного транспортного потоку в залежності від збільшення його інтенсивності і щільності.

Ліва частина кривої (показана суцільною лінією) вказує на стійкий стан потоку, при якому у міру збільшення щільності транспортний потік проходить фазу вільного руху, досягаючи точки максимально можливої інтенсивності, тобто пропускної здатності ділянки дороги. У процесі цих змін швидкість потоку падає. Вона характеризується тангенсом кута α нахилу радіус-вектора, побудованого із початку системи координат до будь-якої точки кривої. При подальшому зростанні щільності (за точкою перегину кривої) потік стає зв'язаним і нестійким (ця гілка кривої показана штриховою лінією).

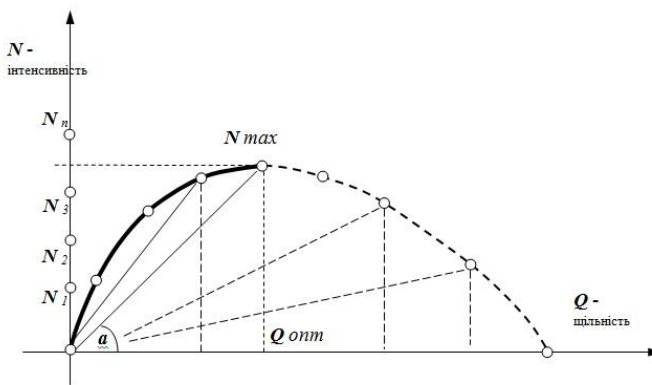


Рисунок 3 – Основна діаграма транспортного потоку

Перехід потоку в нестійкий стан відбувається внаслідок зниження плавності руху, наприклад, при появі перешкоди на ділянці дороги, несприятливих погодних умовах і т. і. «Плаваюча» швидкість лідера групи вимагає гальмування різної інтенсивності для наступних ТЗ, що рухаються у черзі, а потім і їх розгонів, що створює пульсуючий, нестійкий потік.

Подальше зниження інтенсивності потоку до нуля при швидкості $v = 0$, веде до максимальної щільності потоку ТЗ. Слід зауважити, що якби існувала технічна можливість синхронного руху потоку при максимальній його щільності, то діаграма являла б собою просто вертикальну лінію.

Різке гальмування потоку із-за будь-яких причин викликає так звану «ударну хвилю» транспортного потоку. «Ударна хвиля» є джерелом виникнення ланцюгових зіткнень у напрямі руху, які типові для щільних транспортних потоків. В точках 0 і Q_{max} інтенсивність руху рівна 0, тобто на дорозі або немає транспортних засобів, або потік знаходиться у стані затору (нерухомості) [18].

Залежність між інтенсивністю і швидкістю транспортного потоку (рис. 2) дозволяє отримати дуже наближену оцінку умов руху ТЗ по транспортній мережі при певному рівні безпеки і з певними поєднаннями значень інтенсивності, швидкості і щільності руху. Ця залежність хоча і відіграє важливу роль у теорії транспортних потоків, однак не дає відповіді на безліч конкретних запитань, щодо проведення вимірювань параметрів транспортного потоку, створення математичних моделей його функціонування та шляхів розв'язання проблем, що виникають на конкретних ділянках дорожньої мережі.

В даній макроскопічній моделі залежність щільності від інтенсивності є гладкою неперервною функцією, отже, гранична пропускна спроможність ділянки дороги визначається безпосередньо щільністю потоку. На жаль, це чисто теоретичне допущення, і воно погано описує реальну ситуацію на дорогах, особливо у місті. Наприклад, при практичних замірах основних параметрів транспортного потоку у великих містах фундаментальна діаграма залежності інтенсивності від щільності потоку мала «провал» на певному діапазоні щільності (рис. 4). Така поведінка діаграми пояснювалася переміщенням ТЗ із однієї полоси на іншу, що у свою чергу уповільнювало рух всього транспортного потоку, а значить зменшувало інтенсивність руху транспорту.

Взагалі, спроби «підправити» або удосконалити фундаментальну діаграму розпочалися наприкінці 20 століття і тривають досі [15,16,22,23,24]. На наш погляд, основним недоліком робіт науковців, що працюють у галузі функціонування транспортних систем, є намагання уточнити залежності тільки між окремими параметрами моделі руху ТП. «Плоске» представлення основної діаграми транспортного потоку або її частин, неможливість відслідкувати за діаграмою пікові навантаження на окремі ділянки транспортної мережі, ігнорування інколи суті і часу переходу параметрів моделі транспортного потоку в область комплексних значень - все це не дозволяє ефективно оптимізувати функціонування ТП у місті.

Від так, актуальним залишається завдання удосконалення як методів збору та обробки інформації про транспортні потоки, математичних методів для їх моделювання, так і геометричного, наочного представлення залежностей між базовими параметрами, що описують конкретні транспортні потоки.

Мета роботи. Проведені дослідження ставили за мету удосконалення математичної моделі функціонування транспортних потоків на перевантажених ділянках міської дорожньої мережі за рахунок багатовимірної інтерпретації залежності між базовими параметрами ТП у різні часові інтервали. Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі:

- проаналізувати залежності між основними параметрами функціонування транспортних потоків на проблемних ділянках дорожньої мережі;
- розробити ефективні алгоритми збору вихідних даних, обробки та розрахунку параметрів для удосконалення руху ТЗ із оптимальними показниками інтенсивності ТП;
- провести комп'ютерну реалізацію розроблених алгоритмів в середовищі Mathcad;
- розробити геометричну модель багатовимірного представлення залежностей між базовими параметрами ТП у різні часові інтервали;
- розробити методику оптимізації пропускної здатності ТЗ на перевантажених ділянках мережі.

Основна частина. Ухвалення рішень щодо організації дорожнього руху і перевезень, плануванню роботи транспортних систем, оцінка ефективності функціонування вулично-дорожньої мережі можливі тільки на основі вивчення параметрів транспортних потоків і залежностей між ними в конкретних умовах. Тому збір і обробка інформації про залежності між основними характеристиками транспортних потоків - інтенсивністю, щільністю і швидкістю - є істотною частиною діяльності по організації дорожнього руху, особливо в умовах міста [12,13,14,19].

Як показали численні експериментальні дослідження, залежність інтенсивності потоку від щільності автомобілів не є неперервною кривою, її максимум має складну структуру. Він складається із не пов'язаних одна із одною гілок кривої. А окремі зони кривої називають фазами станів транспортного потоку (рис. 5). Існування різних фаз залежності інтенсивності від щільності використовується для класифікації певних станів автотранспортних потоків: Зростаюча гілка характеризує вільний рух транспорту, а спадаюча зона кривої – характеризує зв'язаний потік, рух у заторі, аж до повної зупинки руху ТП [17].

Однак і фазове представлення станів транспортного потоку не дає відповіді на запитання про пікові, нестационарні його стани у різні часові періоди на дорозі. Тому пропонується для опису трафіку на проблемній ділянці дороги включити до математичної моделі і її наочного представлення, крім залежностей між трьома базовими змінними транспортного потоку (тривимірна система координат) - навантаження або інтенсивність потоку, швидкість і щільність, ще і четверту координату, пов'язану із залежністю кожного із базових параметрів від часового інтервалу.

Класично, навантаження і інтенсивність потоку - це два показники для виміру об'єму транспортного потоку, що проходить через фіксоване місце на дорозі в одному напрямі протягом визначеного періоду часу. Відмінність між навантаженням і інтенсивністю потоку дуже важлива. Навантаження - це кількість транспортних засобів, які проходять контрольну точку впродовж певного інтервалу часу. Інтенсивність потоку представляє собою кількість ТЗ, що проходять ту ж точку протягом інтервалу, меншого за 1 годину, поділеного на час спостереження.

Відмінність між поняттями навантаження і інтенсивності потоку можна проілюструвати за допомогою значень навантаження для чотирьох послідовних 15-хвилинних періодів руху. Нехай чотири значення такі: 1300, 1700, 1200, 800. Загальне годинне навантаження є сума доданків, тобто 5000 транспортних засобів. Інтенсивність потоку, проте, варіюється для кожного 15-хвилинного періоду. Впродовж 15-хвилинного періоду максимального навантаження інтенсивність потоку складає 1700 ТЗ або 6800 авт./год. Зрозуміло, що через досліджувану контрольну точку не проїхало

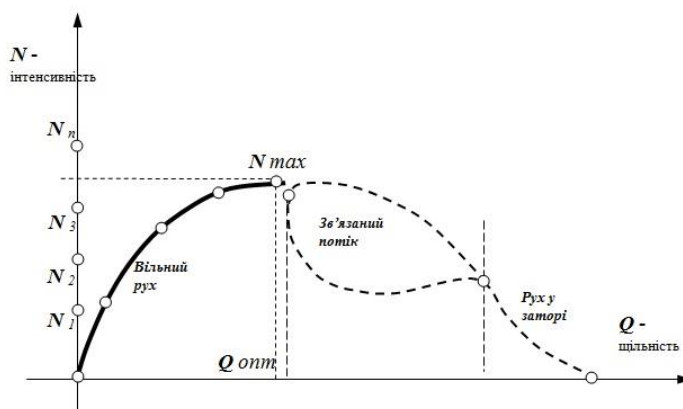


Рисунок 5 – Фазове представлення основної діаграми транспортного потоку

6800 транспортних засобів впродовж години спостережень, хоча потік мав таку інтенсивність протягом одного із контрольних 15-хвилинних проміжків часу.

Саме врахування пікових значень інтенсивності потоку важливе в процесі аналізу пропускної здатності. Якщо, наприклад, пропускна здатність ділянки дороги, що аналізується, складає 5000 авт./год, впродовж пікового 15-хвилинного періоду цей показник допускає перевищення, коли той же потік має інтенсивність в 6800 авт./год. Це може стати серйозною проблемою, оскільки утвориться затор, а процес ліквідації затору, що виник із-за перевищення пропускної здатності, може розтягнутися на невизначений час. Тому пікові значення інтенсивності транспортного потоку вкрай важливі для прийняття рішень по організації дорожнього руху.

Серед трьох базових параметрів транспортного потоку найбільш просто вимірювати показники інтенсивності руху ТЗ, що змінюються у часовому інтервалі, наприклад за добу $N(T)$. Тому, на явну перевантаженій ділянці дороги типу «пляшкового горла» у м. Луцьку, були у різні часові інтервали зняті показники інтенсивності руху ТЗ. Для прийняття більш зрозумілих і ефективних управлінських рішень за результатами моделювання, транспортний потік розділявся за категоріями ТЗ, які найхарактерніші для даної ділянки: тролейбуси, маршрутні автобуси, вантажні автомобілі, легкові автомобілі, інше. Результати залежності інтенсивності руху ТЗ від часу доби, для прикладу, наведено на рис. 6.

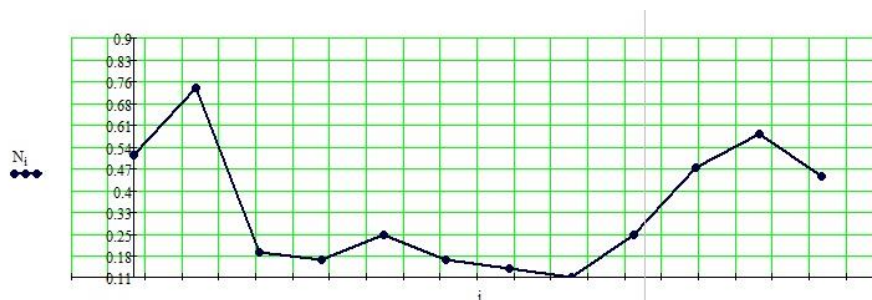


Рисунок 6 – Графік інтенсивності ТП у часовому інтервалі

Хоча графік інтенсивності транспортного потоку забезпечує спосіб числового представлення значень пропускної здатності, швидкість (чи час проїзду, що відповідає їй) є важливою мірою якості обслуговування трафіку. Це суттєвий критерій ефективності, що визначає рівні обслуговування для дорожніх ділянок практично усіх типів.

У контексті цієї роботи використовується середня швидкість проїзду у часі транспортних засобів різного типу і визначається вона, виходячи із показників інтенсивності транспортного потоку. За основу була прийнята відома модель Танака залежності $V(Q)$, хоча з таким же успіхом можна скористатися будь-якою іншою моделлю макроскопічної групи. У даній моделі щільність транспортних засобів на ділянці розраховується виходячи із безпечної відстані між транспортними засобами при русі на досліджуваній ділянці із певною швидкістю.

$$Q(V) = \frac{1}{d(V)}, \quad (3)$$

де - $d(V) = c_1 V^2 + c_2 V + L$ - (м) безпечна відстань між транспортними засобами у потоці;

$V - (\frac{M}{c})$ - середня швидкість руху потоку;

$L - (M)$ - максимальна довжина ТЗ;

$c_1 - (\frac{c^2}{M})$ - коефіцієнт пропорційності гальмівного шляху;

$c_2 - (c)$ - час, що характеризує реакцію водія.

Коефіцієнт c_1 приймається за наступною класифікацією:

для нормальної дороги: $c_1 = 0.0285$;

для мокрої дороги $c_1 = 0.0570$;

для дороги з ожеледицею $c_1 = 0.1650$.

Коефіцієнт $c_2 = 0.504$.

Враховуючи основний вираз для транспортного потоку (1) можна залежність інтенсивності від швидкості подати у вигляді:

$$N(V) = \frac{V}{c_1 V^2 + c_2 V + L} \quad (4)$$

Спробуємо знайти залежність $V(N)$.

$$V = d(V) \cdot N \quad \text{або} \quad c_1 \cdot V^2 \cdot N + (c_2 \cdot N - 1) \cdot V + L \cdot N = 0.$$

Провівши низку перетворень отримаємо:

$$V(N) = \frac{(1 - c_2 \cdot N) \pm \sqrt{D}}{2c_1 \cdot N}, \quad (5)$$

де – дискримінант $D = (c_2 \cdot N - 1)^2 - 4 \cdot c_1 \cdot L \cdot N^2$.

Для перевірки запропонованого алгоритму знаходження середньої швидкості через параметри інтенсивності була створена програма, результати роботи якої наведені на рис.7. Видно, що на деяких часових інтервалах через пікову інтенсивність параметри швидкості переходять на множину комплексних значень, що не прийнятно для досліджень транспортних потоків.

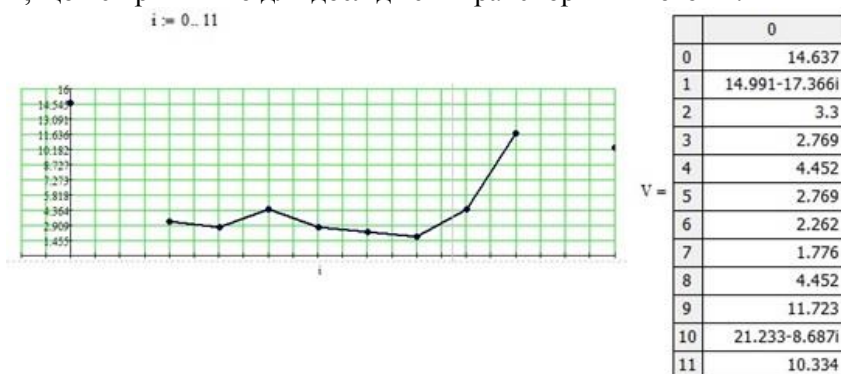


Рисунок 7 – Графік середньої швидкості за показниками інтенсивності ТП у часовому інтервалі

Причина – дискримінант у виразі (5) від'ємний. Для того, щоб визначити максимально допустимі межі інтенсивності транспортного потоку на ділянці прирівнюємо дискримінант до 0 і визначимо критичні значення інтенсивності:

$$(c_2 \cdot N - 1)^2 - 4 \cdot c_1 \cdot L \cdot N^2 = 0,$$

$$N = \frac{c_2 \pm 2\sqrt{L \cdot c_1}}{c_2^2 - 4L \cdot c_1}.$$

Тобто, значення інтенсивності руху транспортних засобів не може перевищувати:

$$N \leq \frac{c_2 \pm 2\sqrt{L \cdot c_1}}{c_2^2 - 4L \cdot c_1} \quad (6)$$

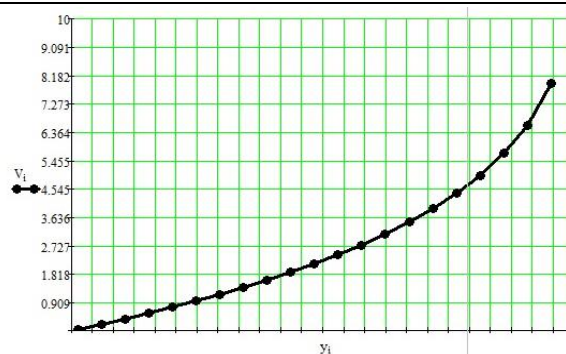


Рисунок 8 – Графік залежності швидкості від інтенсивності ТП у зоні вільного руху

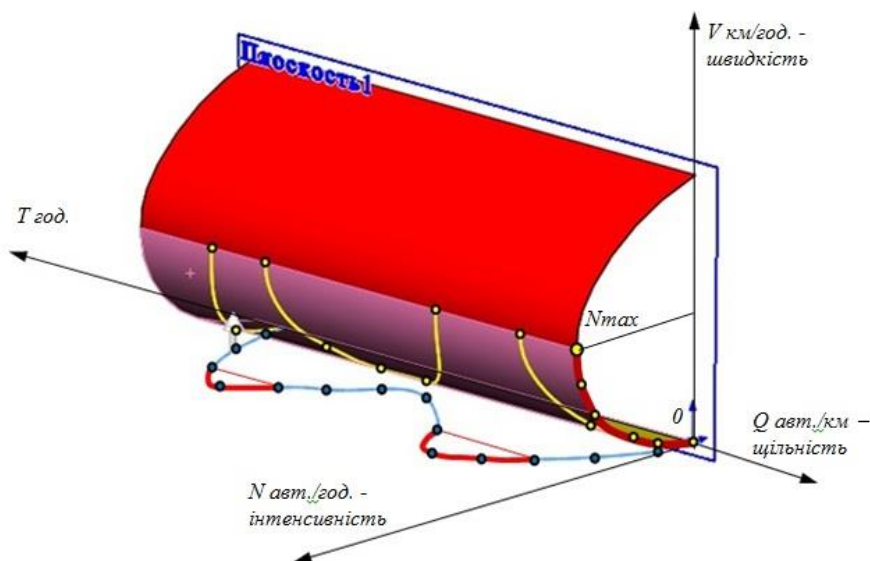


Рисунок 9 – Модель обрізання пікових показників інтенсивності ТП на певних часових інтервалах

Спираючись на результати роботи [11] та дані графіка (рис. 8), будуюмо просторову модель залежності швидкості, інтенсивності та часового інтервалу. Вона представляє собою циліндричну поверхню у тривимірній системі координат, із максимально можливою безпечною інтенсивністю транспортного потоку на ділянці у досліджувані часові інтервали. Поверхня описується рівнянням:

$$F_1(N, V) = 0$$

із направляючою $V = f(N)$.

Друга циліндрична поверхня $F_2(N, T) = 0$ побудована із твірною, паралельною осі V і направляючою у вигляді залежності інтенсивності ТП від часу. Лінія перетину таких двох поверхонь, у загальному випадку, є просторовою неперервною кривою виду:

$$\begin{cases} F_1(N, V) = 0, \\ F_2(N, T) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Однак, як видно із рис. 9, вона може геометрично представляти собою множину окремих сегментів, що мають розриви на твірній $N_{\max}$ у певні часові інтервали. Така модель надає важливу інформацію для оптимізації ТП, а саме - у які проміжки часу слід розріджувати транспортний потік на заданій ділянці дороги.

За таким же принципом будуються і інші складові багатовимірної діаграми транспортного потоку (рис. 10). Наприклад, третій параметр характеристики ТП - щільність потоку Q . Даний параметр визначає кількість автомобілів, що займають задану довжину ділянки дороги у певний момент часу.

Слід зауважити, що безпосереднє вимірювання параметра щільності на практиці доволі проблематичне і вимагає наявності вигідної точки для фотографування або спостереження значної

ділянки дорожньої магістралі. У контексті даних досліджень щільність (авт./км) визначається у розрахункові інтервали часу в залежності від інтенсивності та швидкості ТП у ці ж часові інтервали за виразом (1).

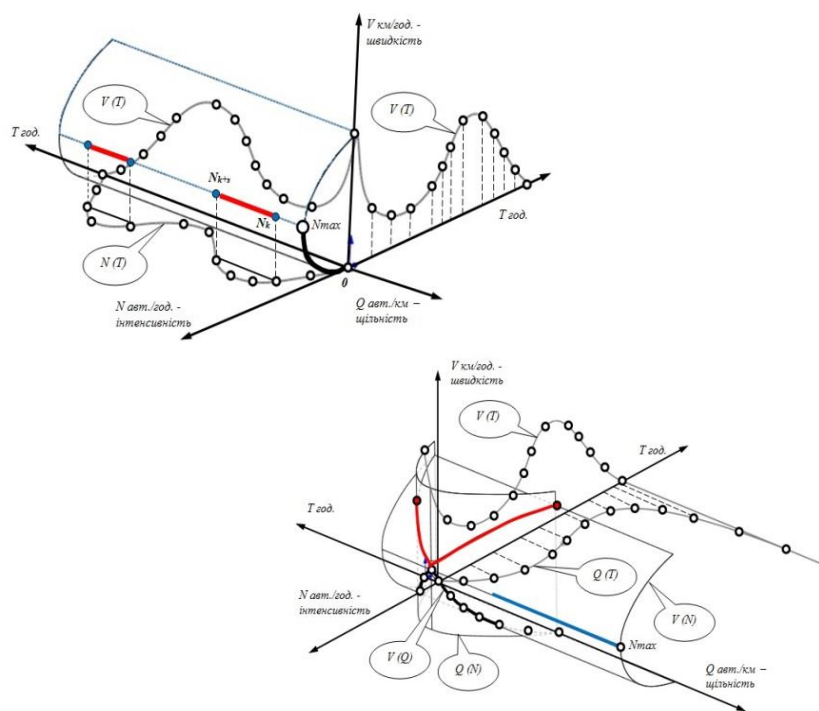


Рисунок 10 – Багатовимірна модель основної діаграми ТП

На рис. 10 показана щільність ТП у досліджувані інтервали часу, за якими побудована залежність щільності від інтенсивності $Q(N)$. Ця залежність є направляючою циліндричної поверхні $F_3(Q, N) = 0$, яка наочно показує якість обслуговування трафіку на ділянці. Система рівнянь

$$\begin{cases} F_1(N, V) = 0, \\ F_3(Q, N) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

задає лінію перетину двох циліндричних поверхонь, яка показує залежність швидкості від щільності та інтенсивності, тобто описує показник свободи маневру будь-якого ТЗ у транспортному потоці.

Запропонована багатовимірна просторова модель демонструє узагальнене представлення всіх основних співвідношень, що є основою для аналізу пропускної здатності дорожніх ділянок із безперервним потоком.

Форма направляючих кривих циліндричних поверхонь F_1, F_3 залежать від домінуючих умов трафіку і дороги на досліджуваній ділянці. Хоча дані направляючі криві у запропонованій моделі неперервні, визначальними для характеристик ТП є криві перетину циліндричних поверхонь, які можуть зазнавати розривів, що і підтверджується численними проведенними практичними дослідженнями проблемних ділянок доріг міста Луцька.

Але запропонована модель (рис. 10) ілюструє і ряд класичних, важливих положень. Перше: нульова інтенсивність транспортного потоку на ділянці дороги виникає за двох різних умов. Нульовий показник має місце тоді, коли транспорт відсутній на ділянці дороги - щільність ТП дорівнює нулю і інтенсивність потоку також виявляється нульовою. Швидкість ТЗ для такої умови носить чисто теоретичний характер. З іншого боку нульова умова відповідає ситуації, коли щільність стає такою високою, що усі ТЗ вимушені повністю зупинитися - швидкість дорівнює нулю і інтенсивність також дорівнює нулю, оскільки рух відсутній.

У міру зростання інтенсивності потоку від нуля щільність також зростає, оскільки на дорозі з'являється більше число ТЗ. При цьому із-за взаємного впливу окремих ТЗ їх швидкість падає. При зростанні щільності, як показує узагальнена модель (рис. 10), швидкість на верхній частині

циліндричної поверхні F_1 зменшується (червона крива на циліндрі), перш, ніж буде досягнутий рівень пропускної здатності (зв'язаний потік), а на нижній (вільний рух) – зростає. Швидкість нижньої частини циліндричної поверхні прагне до забезпечення максимальної інтенсивності потоку і є, з будь-яких позицій, оптимальною.

Висновки. У даній роботі, на основі аналізу залежностей між основними характеристиками функціонування транспортних потоків на перевантажених ділянках дорожньої мережі, запропоновано ефективні підходи до збору вихідних даних, їх обробки та розроблені алгоритми розрахунку параметрів для удосконалення руху ТЗ із оптимальними показниками інтенсивності ТП. Проведена комп'ютерна реалізація запропонованих алгоритмів в середовищі **Mathcad 15**. Розроблена геометрична модель багатовимірного представлення залежностей між основними параметрами ТП у різні часові інтервали, яка дозволяє ефективно розріджувати щільність руху транспортних засобів у пікові періоди. Така наочна інтерпретація основної діаграми транспортного потоку дає можливість швидко і якісно аналізувати стан пропускної здатності ТЗ на проблемних ділянках і ефективно приймати управлінські рішення щодо удосконалення трафіку.

1. Бирюков В. В. Влияние доступности на эффективность транспортных систем [Текст] / В.В. Бирюков, К.Э. Сафронов // Вестник СибАДИ. – 2010. – № 2 (16). – С. 71–77.
2. Бунеев В. М. Эффективность городского пассажирского транспорта: методы оценки и обоснования [Текст] / В.М. Бунеев// – Новосибирск: НГАВТ, 2008. – 401 с.
3. Вельможин А. В. Основы теории транспортных процессов и систем: учебное пособие [Текст] / А. В. Вельможин, В. А. Гудков, Л. Б. Миротин// - Москва: Академия, 2015. - 221с.
4. Гасников А. В. Введение в математическое моделирование транспортных потоков: учебное пособие [Текст] / А. В. Гасников [и др.]; ред. А. В. Гасников.// - 2-е изд., испр. и доп. - Москва: МЦНМО, 2013. - 426 с.
5. Герами В. Д. Управление транспортными системами. Транспортное обеспечение логистики: учебник [Текст] / В.Д. Герами, А.В. Колик// – М., 2015. – 512 с.
6. Горев А. Э. Информационные технологии на транспорте: учебник [Текст] / А. Э. Горев // - Москва: Юрайт, 2016. - 272 с.
7. Горев А. Э. Основы теории транспортных систем: учеб. пособие [Текст] / А. Э. Горев// – СПб. : СПбГАСУ, 2010. – 214 с.
8. Захаров Н. С. Закономерности формирования количества легковых автомобилей на улично-дорожной сети города [Текст] / Н. С. Захаров, Е. Ф. Бояркина // - Тюмень: ТюмГНГУ, 2011. - 160 с.
9. Михайлов А. Ю. Транспортное моделирование: от города к агломерации [Текст] / А.Ю. Михайлов, Е.С. Преловская // Известия Волгоградского государственного технического университета. – 2014.– №3.– С. 64–66.
10. Персианов, В.А. Моделирование транспортных систем [Текст] / В.А. Персианов, К.Ю. Скалов, Н.С. Усков // – М.: Транспорт, 1972. – 208 с.
11. Пустюльга С. І. Дискретне визначення геометричних об'єктів числовими послідовностями [Текст]: дис. докт. техн. наук. / С. І. Пустюльга — К., 2006. – 320с.
12. Пустюльга С. І. Систематизована формалізація вхідних даних роботи маршрутних автобусів для оптимізації міських пасажирських перевезень [Текст] /С. І. Пустюльга, І.С. Мурований // Науковий журнал “Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті” – Луцьк: Луцький НТУ, 2014. - Вип. 1. - С. 102-108.
13. Пустюльга С. І. Систематизация исходных данных для построения имитационной модели работы маршрутных такси [ТЕКСТ] /С. И. Пустюльга, И.С. Мурований // XXI Научно-техническая конференция с международным участием “транспорт, экология – устойчивое развитие” ЕКО ВАРНА, 14-16.05.2015, - С. 255-261.
14. Пустюльга С. Впровадження інтелектуальних технічних систем на пасажирському транспорті м. Луцька [Текст] /С. Пустюльга, І. Мурований, С. Чухрій // Всеукраїнська науково-технічна конференція “Проблеми з транспортними потоками і напрямі їх розв'язання”, Львів 2015, - С. 67-69.
15. Сафронов К. Э. Совершенствование методов управления развитием транспортных систем крупных городов [Текст] /К. Э. Сафронов, Э. А. Сафронов // Вестник СибАДИ. – 2009. – №3 (13).– С. 24–28.
16. Сафронов К. Э. Инновационные методы повышения эффективности транспортных систем городов [Текст] /К.Э. Сафронов, Э.А. Сафронов // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета. – М.: МАДИ, 2011. – №3 (26). – С. 7–12.
17. Сафронов Э. А. Модернизация маршрутных сетей больших городов [Текст] /Э.А. Сафронов, К.Э. Сафронов // Социально-экономические проблемы развития и функционирования транспортных систем городов и зон их влияния: материалы XXI Международной науч.-практ. конф. – Екатеринбург: АНМБ, 2015. – С. 189–194.
18. Сафронов Э. А. Пути решения транспортных проблем в городах [Текст] /Э.А. Сафронов, К.Э. Сафронов, Е.С. Семенова // Развитие теории и практики автомобильных перевозок, транспортной логистики: сборник научных трудов кафедры «Организация перевозок и управление на транспорте» в рамках Международной научно-практической конференции. - Омск: СибАДИ, 2016. - С. 284-291.
19. Спирин И. В. Организация и управление пассажирскими автомобильными перевозками: учебник [Текст] /И.В. Спирин// – 5-е изд., перераб. – М.: Издательский центр "Академия", 2010. – 400 с.
20. Okun Arthur M. Prices and Quantities: A Macroeconomic Analysis / Arthur M. Okun. – Washington, DC: Brookings Institution, 1981. – 367 p.
21. Reedy J. Marketing to consumers with disabilities how to identify and meet the growing market needs of 43 million Americans. Probus Publishing Company, Chicago / J. Reedy // Tourism and Hospitality Research September. – 2007. – № 7. – P. 212–229.

22. Ringaert L. Is Your Business Open to All? (Ten Point Checklist) / L. Ringaert, B. Knutson, D. Rapson // Universal Design Institute, Faculty of Architecture. – University of Manitoba. – 2001.
23. Ringaert L. Para Consulting / L. Ringaert, O Krassioukova, D. Enns // Maximizing Abilities in the Workplace. Funded by the Workers Compensation Board of Manitoba, Canada. – 2005.
24. Safronov K. Transport for people with disabilities / K. Safronov // Proceedings "Technics. Technologies": XVI International Scientific-Technical Conference trans & MOTAUTO '09. Sea resort Sunny Beach-Bulgaria. September, 17th- 19th. – 2009. – P. 129–132.

REFERENCES

1. Biryukov V. V. Vliyanie dostupnosti na effektivnost transportnykh sistem [Tekst] / V.V. Biryukov, K.E. Safronov // Vestnik SibADI. – 2010. – # 2 (16). – S. 71–77.
2. Buneev V. M. Effektivnost gorodskogo passazhirskogo transporta: metody otsenki i obosnovaniya [Tekst] / V.M. Buneev// – Novosibirsk: NGAVT, 2008. – 401 s.
3. Velmozhin A. V. Osnovy teorii transportnykh protsessov i sistem: uchebnoe posobie [Tekst] / A. V. Velmozhin, V. A. Gudkov, L. B. Mirotin// – Moskva: Akademiya, 2015. – 221s.
4. Gasnikov A. V. Vvedenie v matematicheskoe modelirovanie transportnykh potokov: uchebnoe posobie [Tekst] / A. V. Gasnikov [i dr.]; red. A. V. Gasnikov.// – 2-e izd., ispr. i dop. – Moskva: MTsNMO, 2013. – 426 s.
5. Gerami V. D. Upravlenie transportnymi sistemami. Transportnoe obespechenie logistiki: uchebnik [Tekst] /V.D. Gerami, A.V. Kolik// – M., 2015. – 512 s.
6. Gorev A. E. Informatsionnyye tehnologii na transporte: uchebnik [Tekst] / A. E. Gorev // – Moskva: Yurayt, 2016. – 272 s.
7. Gorev A. E. Osnovy teorii transportnykh sistem: ucheb. posobie [Tekst] / A. E. Gorev// – Spb. : SPbGASU, 2010. – 214s.
8. Zaharov N. S. Zakonomernosti formirovaniya kolichestva legkovykh avtomobiley na ulichno-dorozhnoy seti goroda [Tekst] / N. S. Zaharov, E. F. Boyarkina // - Tyumen: TyumGNGU, 2011. – 160 s.
9. Mihaylov A.Yu. Transportnoe modelirovanie: ot goroda k aglomeratsii [Tekst] / A.Yu. Mihaylov, E.S. Prelovskaya // Izvestiya Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. – 2014. – #3. – S. 64–66.
10. Persianov V. A. Modelirovanie transportnykh sistem [Tekst] / V.A. Persianov, K.Yu. Skalov, N.S. Uskov // – M. : Transport, 1972. – 208 s.
11. Pustylgala S. I. Diskretne viznachennyya geometrichnykh ob'ektiv chislovimi poslidovnostyami [Tekst]: dis. dokt. tehn. nauk. / S. I. Pustylgala — K., 2006. – 320s.
12. Pustylgala S. I. Sistematizovana formalizatsiya vhidnykh danih roboti marshrutnykh avtobusiv dlya optimizatsiyi mitskih pasazhirskih perevezhen [Tekst] / S. I. Pustylgala, I.S. Murovaniy // Naukoviy zhurnal "Suchasni tehnologiiyi v mashinobuduvanni ta transporti" – Lutsk: Lutskiy NTU, 2014. - Vip. 1. - S. 102-108.
13. Pustylgala S. I. Sistematizatsiya ishodnykh daniy dlya postroeniya imitatsionnoy modeli raboty marshrutnykh taksi [Tekst] /S. I. Pustylgala, I.S. Murovaniy // XXI nauchno-tehnicheskaya konferentsiya s mezhdunarodnym uchastiem "Transport, ekologiya – ustoychivoe razvitiye" EKO Varna, 14-16.05.2015, - S. 255-261.
14. Pustylgala S. Vprovadzhennyya intelektualnykh tekhnicheskikh sistem na pasazhirskomu transporti m. Lutska [Tekst] / S. Pustylgala, I. Murovaniy, S. Chuhryl // Vseukrayinska naukovo-tehnichna konferentsiya "Problemi z transportnymi potokami i napryami Yih rozv'yazannya", Lviv 2015, - S. 67-69.
15. Safronov K.E. Sovershenstvovanie metodov upravleniya razvitiem transportnykh sistem krupnykh gorodov [Tekst] / K.E. Safronov, E.A. Safronov // Vestnik SibADI. – 2009. – #3 (13). – S. 24–28.
16. Safronov K. E. Innovatsionnyye metody povysheniya effektivnosti transportnykh sistem gorodov [Tekst] /K.E. Safronov, E.A. Safronov // Vestnik Moskovskogo avtomobilno-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. – M.: MADI, 2011. – #3 (26). – S. 7–12.
17. Safronov E. A. Modernizatsiya marshrutnykh setey bolshikh gorodov [Tekst] / E.A. Safronov, K.E. Safronov // Sotsialno-ekonomicheskie problemy razvitiya i funktsionirovaniya transportnykh sistem gorodov i zon ih vliyaniya: materialy XXI Mezhdunarodnoy nauch.-prakt. konf. – Ekaterinburg: ANMB, 2015. – C. 189–194.
18. Safronov E. A. Puti resheniya transportnykh problem v gorodakh [Tekst] / E.A. Safronov, K.E. Safronov, E.S. Semenova // Razvitiye teorii i praktiki avtomobilnykh perevozok, transportnoy logistiki: sbornik nauchnykh trudov kafedry «Organizatsiya perevozok i upravlenie na transporte» v ramkah Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii. - Omsk: SibADI, 2016. - C. 284-291.
19. Spirin I. V. Organizatsiya i upravlenie passazhirskimi avtomobilnymi perevozkami: uchebnik [Tekst] / I.V. Spirin// – 5-e izd., pererab. – M. : Izdatelskiy tsentr "Akademiya", 2010. – 400 s.
20. Okun Arthur M. Prices and Quantities: A Macroeconomic Analysis / Arthur M. Okun. – Washington, DC: Brookings Institution, 1981. – 367 p.
21. Reedy J. Marketing to consumers with disabilities how to identify and meet the growing market needs of 43 million Americans. Probus Publishing Company, Chicago / J. Reedy // Tourism and Hospitality Research September. – 2007. – № 7. – P. 212–229.
22. Ringaert L. Is Your Business Open to All? (Ten Point Checklist) / L. Ringaert, B. Knutson, D. Rapson // Universal Design Institute, Faculty of Architecture. – University of Manitoba. – 2001.
23. Ringaert L. Para Consulting / L. Ringaert, O Krassioukova, D. Enns // Maximizing Abilities in the Workplace. Funded by the Workers Compensation Board of Manitoba, Canada. – 2005.
24. Safronov K. Transport for people with disabilities / K. Safronov // Proceedings "Technics. Technologies": XVI International Scientific-Technical Conference trans & MOTAUTO '09. Sea resort Sunny Beach-Bulgaria. September, 17th- 19th. – 2009. – P. 129–132.

Пустюльга С. І., Придюк В.М., Самостян В.Р. Многомерная геометрическая модель функционирования транспортного потока на перегруженном участке дорожной сети.

В работе предложены эффективная методика сбора исходных данных, способы обработки и алгоритмы расчета эксплуатационных параметров транспортного потока для усовершенствования движения ТС с оптимальными показателями интенсивности и скорости на перегруженных участках дорожной сети. Проведена компьютерная реализация предложенных алгоритмов в среде Mathcad 15. Разработана геометрическая модель многомерного представления зависимостей между основными базовыми характеристиками транспортного потока в разные временные интервалы, которая позволяет эффективно разжижать плотность движения ТС в пиковые периоды. Предложена многомерная интерпретация основной диаграммы транспортного потока, которая дает возможность быстро и качественно анализировать состояние пропускной способности ТС на отдельных участках дороги и эффективно принимать управленческие решения по совершенствованию трафика.

Ключевые слова: интенсивность транспортного потока, транспортное средство, основная диаграмма ТП, плотность движения ТС, многомерное представление диаграммы ТП.

S. Pustiulha, V. Prydiuk, V. Samostian. A multidimensional geometric model of the functioning of the transport stream on a section of the road network.

The paper proposes an effective method for collecting baseline data, processing methods and algorithms for calculating the operational parameters of a traffic flow to improve vehicle traffic with optimal indicators of intensity and speed on congested sections of the road network. A computer implementation of the proposed algorithms in the Mathcad 15 environment has been carried out. A geometric model of the multidimensional representation of dependencies between the basic characteristics of a traffic flow in different time intervals has been developed, which makes it possible to effectively dilute the vehicle's traffic density during peak periods. A multidimensional interpretation of the main traffic flow diagram is proposed, which makes it possible to quickly and accurately analyze the condition of the vehicle's carrying capacity on certain sections of the road and effectively make management decisions to improve traffic.

Key words: traffic flow intensity, vehicle, main TP diagram, traffic density of the vehicle, multidimensional representation of the TP diagram.

АВТОРИ:

ПУСТЮЛЬГА Сергій Іванович, доктор технічних наук, професор кафедри інженерної та комп'ютерної графіки, Луцький національний технічний університет e-mail: mbf.declutsk@gmail.com.

ПРИДЮК Валентин Михайлович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет e-mail: pred_mbf@gmail.com.

САМОСТЯН Віктор Русланович, кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерної та комп'ютерної графіки, Луцький національний технічний університет e-mail: cvmbf@ukr.net.

АВТОРЫ:

ПУСТЮЛЬГА Сергей Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры инженерной и компьютерной графики, Луцкий национальный технический университет e-mail: mbf.declutsk@gmail.com.

ПРИДЮК Валентин Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий национальный технический университет e-mail: pred_mbf@gmail.com.

САМОСТЯН Виктор Русланович, кандидат технических наук, доцент кафедры инженерной и компьютерной графики, Луцкий национальный технический университет e-mail: cvmbf@ukr.net.

AUTHORS:

Serhii PUSTIULHA, Doctor of Technical Sciences, Professor of Engineering and Computer Graphics department, Dean of MBF, Lutsk National Technical University e-mail: mbf.declutsk@gmail.com.

Valentyn PRYDIUK, PhD in Engineering, Associate Professor of Automobiles and Transport Technologies department, Lutsk National Technical University e-mail: pred_mbf@gmail.com.

Viktor SAMOSTIAN, PhD in Engineering, Associate Professor of Engineering and Computer Graphics department, Lutsk National Technical University e-mail: cvmbf@ukr.net.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.66>

Стаття надійшла в редакцію 20.04.2019р.

Сахно¹ В.П., Поляков¹ В.М., Мурований² І.С., Шарай¹ С.М.¹Національний транспортний університет²Луцький національний технічний університет

ДО ВИБОРУ ТА ОБГРУНТУВАННЮ КОМПОНУВАЛЬНОЇ СХЕМИ МЕТРОБУСА ОСОБЛИВО ВЕЛИКОЇ МІСТКОСТІ

Розглянуті кінематичний і силовий способи повороту причепа до поліпшення маневреності метробуса. Встановлені необхідні кути повороту керованих коліс першого або другого причепа, за яких забезпечуються нормовані показники маневреності. Показані переваги силового способу повороту колесами причепа. Визначена необхідна різниця крутних моментів на колесах причепа, за якої радіус повороту метробуса був би таким, як і з керованим першим причепом за кінематичного способу повороту.

Ключові слова: метробус, причіп, маневреність, зміщення, габаритна смуга руху, гібридна силова установка, траєкторія.

Постановка проблеми. За останнє десятиліття в США, країнах Південної Америки, Туреччині, Росії та в деяких країнах Європи як новий вид пасажирських перевезень розвиваються Bus Rapid Transit – швидкісні автобусні перевезення. Цей вид пасажирського транспорту дешевший за метро, оскільки потребує при менших капіталовкладеннях налагодити пасажирські перевезення на маршрутах найбільших пасажиропотоків. В Києві ще у минулому році КМДА оголосила тендер на ТЕО для метробуса від Троєщини до Севастопольської площі. Планується розробка метробусної лінії від Дарницької площі до Лісового масиву. Довжина метробусів може досягати 25-28 метрів. Маса – до 45 тонн. Використання таких автотранспортних засобів повинно бути підтверджено вирішенням певних технічних проблем, пов'язаних з вибором енергетичної установки, масових і компоувальних параметрів, що у значній мірі визначають показники тягово-швидкісних властивостей, маневреності, керованості та екологічності метробусів.

Аналіз останніх досліджень. Одним із напрямків розвитку сучасних екологічно чистих АТЗ вважають гібридні силові установки на основі комбінації двигуна внутрішнього згоряння та електричної машини. Гібридні технології відомі більше 40 років. В силових установках легкових автомобілів використовують різні технології – електричні, гібридні, паливні елементи [1]. Перші спроби застосування гібридних силових установок на вантажних автомобілях починаються у 80-х роках ХХ століття. Компанія HinoMotors, Ltd., починаючи з 1981 року проводила дослідження дизель-електричних гібридних систем, в результаті чого у 1991 році почалися комерційні продажі та експлуатація гібридного дизельного автобуса великого класу [2].

Нові розробки в галузі створення багатоланкових АТЗ і методик оптимізації їх конструкцій орієнтовані на мінімізацію витрат палива, енергії, поліпшення показників маневреності та керованості. Багато теоретичних даних з питань оптимізації складних механічних систем і мультіоб'єктивних методів оптимізації наведено в [3]. У роботі [4] розглянуто схемні рішення та особливості побудови автотранспортних засобів з гібридною силовою установкою, електричні системи та комплекси гібридного автомобіля. Аналіз конструкцій та класифікація багатовісних автомобілів традиційної конструкції, загальні закономірності їх руху розглянуто в роботі [5]. При цьому однією з невирішених проблем є раціональний розподіл потужності між обома силовими установками в залежності від умов експлуатації АТЗ.

Формування цілей роботи. Метою роботи є визначення параметрів гібридної силової установки, вибір та обгрунтування компоувальної схеми метробуса, за яких забезпечуються необхідні показники тягово-швидкісних властивостей та маневреності.

Основна частина. Проведеними раніше дослідженнями встановлено, що метробус може конкурувати з метро у випадку його пасажиромісткості 180...250 пасажирів і інтервалу руху 30...45 с. Така пасажиромісткість може бути забезпечена тільки триланковим метробусом у складі автобуса (як тягача) і двох причепів. Загальна маса метробуса може бути прийнятою на рівні 38000...40000 кг (маса тривісного шарнірно-з'єднаного автобуса – 28000 + маса причепа – 10000...12000 кг). Загальна довжина такого метробуса на рівні 25000 мм, рис.1.

Визначимо необхідно потужність гібридної силової установки, виходячи з умови, що потужність дизеля повинна забезпечити усталений рух метробуса зі швидкістю 25 м/с, а дизель і електродвигун повинні забезпечити розганяння метробуса на нижчих передачах (1, 2 в коробці

передач) з прискоренням 1,5....1,0 м/с².

Запишемо рівняння потужнісного балансу для цих двох режимів руху метробуса [6].
Отримаємо:

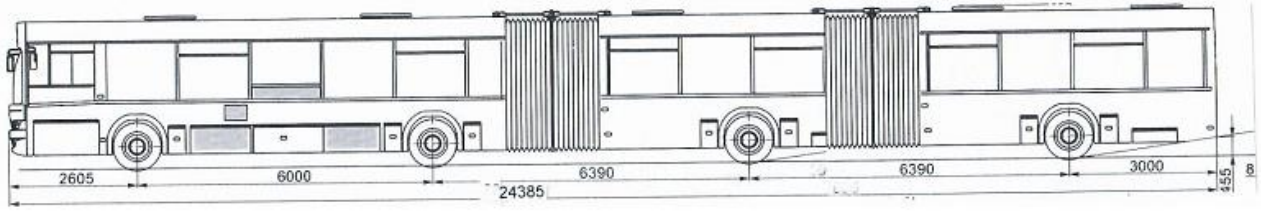


Рисунок 1 – Компонувальна схема триланкового метробуса

$$N_{ev} = \frac{f_v \times M_a \times g \times v_{max} + k_B \times F \times v_{max}^3}{1000 \times \eta_M}, \quad (1)$$

$$N_{ep} = \frac{f_0 \times M_a \times g \times v_p + \delta_i \times M_a \times v_p \times \frac{dv_i}{dt}}{1000 \times \eta_M}, \quad (2)$$

де N_{ev} , N_p – потужність дизеля і гібридної силової установки відповідно;

f_0 , f_v – коефіцієнти опору кочення за швидкості 1 м/с і максимальної відповідно, $f_0=0,02$; $f_v=0,024$;

v_p , v_{max} – швидкості в процесі розгону і максимальна швидкість метробуса, $v_p=2,5$ м/с, $v_{max}=25$ м/с;

k_B – коефіцієнт опору повітря, $k_B=0,6$ Нс²/м⁴;

F – площа поперечного перерізу метробуса, $F=7,5$ м²;

M_a – загальна маса автобуса, $M_a=40000$ кг;

g – прискорення вільного падіння;

η_M – механічний коефіцієнт корисної дії трансмісії, $\eta_M=0,9$

$\frac{dv}{dt}$ – прискорення метробуса на першій передачі в коробці передач, $\frac{dv}{dt}=1,5$ м/с².

За обраними вихідними даними потужність дизеля склала 300 кВт, потужність гібридної силової установки – 385 кВт. У якості електродвигуна можна використати двигун BRASA HSM1-12/18/13, швидкісна характеристика якого наведена на рис. 2. Цей двигун використовується разом з редуктором, передаточне відношення якого складає 9,7.

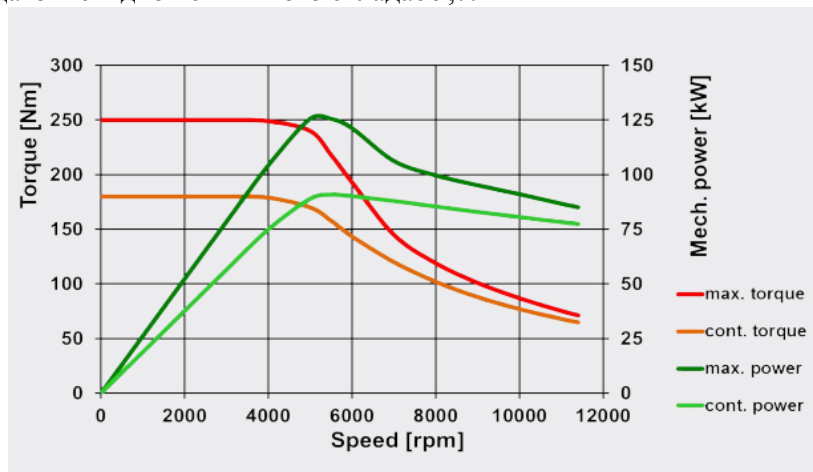


Рисунок 2 – Швидкісна характеристика електродвигуна BRASA HSM1-12/18/13

Помітимо, що цей двигун може бути встановлено на першому або другому причепі. Остаточний вибір розташування буде зроблений після аналізу маневреності метробуса.

На попередньому етапі маневреність метробуса можна розглядати на жорстких у бічному напрямку колесах [7,8,9]. Схема повороту метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах за некерованих коліс причепів наведена на рис. 3, а за керованих коліс причепів – на рис. 4.

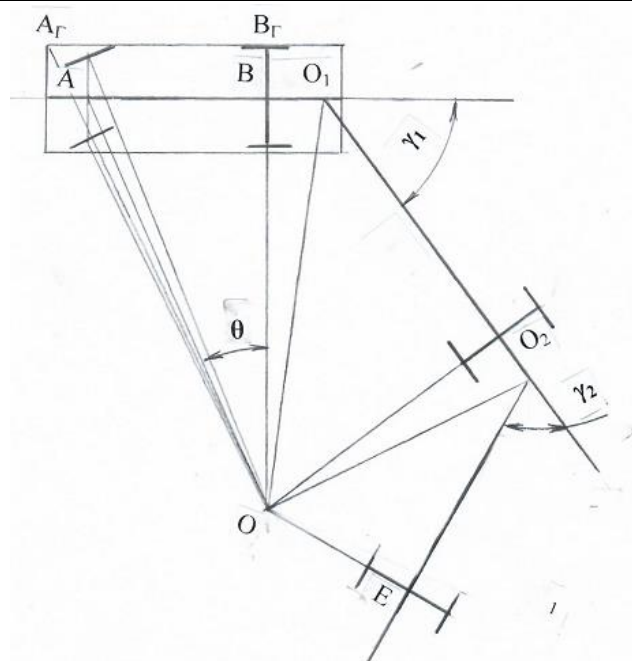


Рисунок 3 – Схема повороту метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах

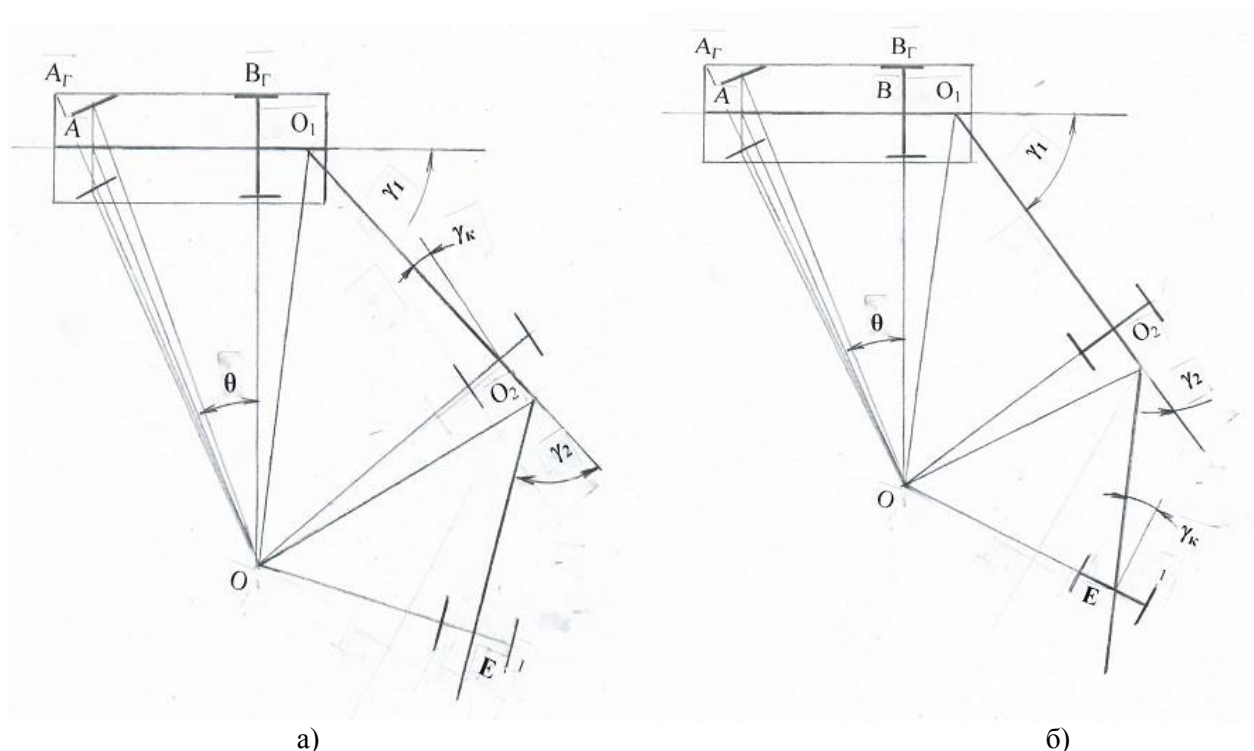


Рисунок 4 – Схема повороту метробуса на жорстких у бічному напрямку колесах за керованих коліс першого причепа (а) і другого причепа (б)

Визначимо габаритні радіуси повороту і габаритну смугу руху (ГСР) для метробуса за різних схем управління поворотом. При цьому прийнемо до уваги те, що ГСР транспортних засобів, у тому числі і метробуса, визначається за їх колового руху. Компонувальні параметри метробуса наведені на рис.1. У якості задаючого параметра прийнемо зовнішній габаритний радіус – радіус вектор точки $A_{\Gamma}=12,5$ м. Послідовно визначаючи з $\triangle OA_{\Gamma}B_{\Gamma}$ відрізок OB_{Γ} і далі відрізок OB , з $\triangle OBO_1$ відрізок OO_1 , з $\triangle OO_2C$ відрізок OC , з $\triangle OCE$ відрізок OE і далі внутрішній габаритний радіус

$$R_{\text{вн}} = OE - 0,5B_{\text{гп}}, \quad (3)$$

де $B_{\text{гп}}$ – габаритна ширина причепа, $B_{\text{гп}}=2,5$ м.

У результаті розрахунків отримаємо $R_{\text{вг}}=4,87$ м, $\text{ГСП}=R_{\text{зг}}-R_{\text{вг}}=12,5-4,87=7,63$ м $>[\text{ГСП}=7,2$ м].

За наведеною методикою визначимо необхідні кути повороту коліс першого або другого причепа, які забезпечили б нормоване значення внутрішнього габаритного радіусу повороту $R_{\text{вг}}=5,2$ м і необхідну величину ГСП.

У разі керованих коліс першого причепа необхідний середній кут повороту його коліс складе $14,2^\circ$, а другого причепа – $5,4^\circ$.

Подальший аналіз варіантів компоувальної схеми метробуса проведемо у двох напрямках:

перший – колеса першого причепа є ведучими з приводом від електродвигуна, встановленого на причепі, а колеса другого причепа є керованими за кінематичного способу повороту;

другий – перший причіп є ведучим з мотор-колесами, за допомогою яких можна здійснювати поворот причепа за силовою схемою (різними за величиною, а то і напрямком моментами на внутрішньому і зовнішньому колесі), а другий причіп є некерованим.

Перевагами першої компоувальної схеми є можливість її реалізації при широкому застосуванні стандартних комплектуючих, а основним недоліком – складність конструкції.

Перевагами другої схеми є компактність конструктивного рішення, за якого привід ведучих коліс і поворот причепа здійснюється одними і тими ж мотор-колесами, тобто для управління метробусом застосовується комбінований спосіб повороту.

У роботах [10, 11] отримані рівняння динаміки кругового руху машини при комбінованому способі управління поворотом

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{tg\bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}} \times \left[\frac{1}{m \cdot L} \left(\frac{M_{k1}}{r_{d1}} + \frac{M_{k2}}{r_{d2}} \right) - \frac{fg}{L} - \frac{fh}{L^3} \times \right. \\ \left. \times \left(V_{x1}^2 + b \frac{dV_{x1}}{dt} \right) tg^2 \bar{\alpha} + \frac{B}{2L^2 m} tg \bar{\alpha} \times \right. \\ \left. \times \left(\frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{d1}} - \frac{M''_{k2} - M'_{k2}}{r_{d2}} \right) \right], \quad (4)$$

де ω – кутова швидкість автомобіля в площині дороги;

t – час;

$\bar{\alpha}$ – середній кут повороту напрямних коліс,

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{2} (\alpha' + \alpha''); \quad (5)$$

α' ; α'' – кути повороту внутрішнього (по відношенню до центру повороту) і зовнішнього напрямних коліс;

b – відстань від задньої осі до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину;

m – маса автомобіля;

L – поздовжня колісна база автомобіля;

M_{k1} ; M_{k2} – сумарні крутні моменти на колесах ведучої осі автобуса і причепа, відповідно;

r_{d1} ; r_{d2} – динамічні радіуси ведучих коліс автобуса і причепа (приймаються $r_{d1} = r_{d2} = r_d$);

f – коефіцієнт опору кочення коліс метробуса;

h – висота центра мас автомобіля (причепа);

i_z – радіус інерції автомобіля (причепа) відносно вертикальної вісі;

V_{x1} – лінійна швидкість метробуса у напрямку поздовжньої осі;

M'_{k1} ; M''_{k1} – крутні моменти на внутрішньому і зовнішньому ведучих колесах автобуса, $M'_{k1} = M''_{k1}$;

M'_{k2} ; M''_{k2} – крутні моменти на внутрішньому і зовнішньому ведучих колесах причепа.

Із рівняння (4) видно, що різниця крутних моментів на ведучих колесах

$$\Delta M_{k1} = M''_{k1} - M'_{k1} \quad (6)$$

та

$$\Delta M_{k2} = M''_{k2} - M'_{k2} \quad (7)$$

збільшують кутові прискорення $d\omega/dt$ метробуса у площині дороги. Якщо змінити знак вказаних різниць на протилежний в рівнянні (4), то можна досягнути ситуації при якій $d\omega/dt = 0$.

Представимо рівняння (4) у вигляді

$$\frac{d\omega}{dt} = a(\alpha)[b(M) - c - d(v, \alpha) + k(\alpha, M)], \quad (8)$$

$$\text{де } a(\alpha) = \frac{tg \bar{\alpha}}{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} tg^2 \bar{\alpha}},$$

$$b(M) = \left[\frac{1}{m \cdot L} \left(\frac{M_{k1}}{r_{d1}} + \frac{M_{k2}}{r_{d2}} \right) \right],$$

$$c = \frac{fg}{L},$$

$$d(v, \alpha) = \left[\frac{fh}{L^3} \times \left(V_{x1}^2 + b \frac{dV_{x1}}{dt} \right) tg^2 \bar{\alpha} \right],$$

$$k(\alpha, M) = \left[\frac{B}{2L^2 m} tg \bar{\alpha} \times \left(\frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{d1}} - \frac{M''_{k2} - M'_{k2}}{r_{d2}} \right) \right]. \quad (9)$$

При визначенні складових рівняння (8) враховано, що між кутом повороту керованих коліс автобуса (причепа) і швидкістю метробуса існує залежність [12]

$$v_{кпу} = \sqrt{\left(\left(\frac{\sqrt{\varphi^2 - f^2}}{tg \alpha} - f \right) g L \cos \alpha \right)}, \quad (10)$$

де $V_{кпу}$ - критична швидкість по керованості;

φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою;

f – коефіцієнт опору кочення коліс;

g – прискорення вільного падіння;

L – база автобуса.

Оскільки розглядається другий спосіб повороту метробуса шляхом повороту причепа за силовою схемою (різними за величиною, а то і напрямком моментами на внутрішньому і зовнішньому колесі), то розрахунок критичної швидкості виконаємо саме для причепа за таких вихідних даних:

$b = 3,25$ м; $m = 11500$ кг; $L = 6,5$ м; $r_{d1} = r_{d2} = r_d = 0,526$ м; $f = 0,02$; $h = 1,25$ м; – висота центра мас причепа; $i_z^2 = 6,25$ м².

На рис. 5 наведена залежність критичної швидкості по керованості для автобуса як складової метробуса, що розглядається.



Рисунок 5 – Залежність критичної швидкості по керованості від кута повороту керованих коліс автобуса

Оскільки між швидкістю по керованості і кутом повороту керованих коліс існує певна залежність у подальшому у всіх розрахунках використовувалися відповідні значення швидкості v_x і кута повороту керованих коліс α причепа.

Показники маневреності автотранспортних засобів, як відмічалось раніше, визначають за колового руху. При цьому кутове і окружне прискорення дорівнюють нулю, тобто $\frac{d\omega}{dt} = 0$ і $\frac{dV_{x1}}{dt} = 0$.

Оскільки коефіцієнт $a(\alpha) \neq 0$, то

$$b(M) - c - d(v, \alpha) + k(\alpha, M) = 0 \quad (11)$$

Розв'яжемо рівняння (11) відносно α . При цьому врахуємо, що при усталеному русі складові рівняння (11) $b(M)$ і c рівні між собою (при маневреності метробуса з незначною швидкістю силою опору повітря можна знехтувати), тобто

$$b(M) = \left[\frac{1}{m \cdot L} \left(\frac{M_{k1}}{r_{d1}} + \frac{M_{k2}}{r_{d2}} \right) \right] = \frac{fg}{L}. \quad (12)$$

За цієї умови

$$d(v, \alpha) = k(\alpha, M). \quad (13)$$

Подальші розрахунки проведемо для двох умов руху метробуса. За першої умови задаємо швидкість руху сталою, рівною 5 м/с і визначаємо необхідну різницю крутних моментів на колесах причепа, за другої умови з рис. 5 вибираємо кут повороту керованих коліс і відповідно йому швидкість руху метробуса і знову ж визначаємо різницю моментів на колесах причепа.

На рис. 6 представлена залежність різниці крутних моментів на колесах осі причепа, що відповідає куту повороту його керованих коліс для двох умов руху при русі по кривій заданого радіуса.

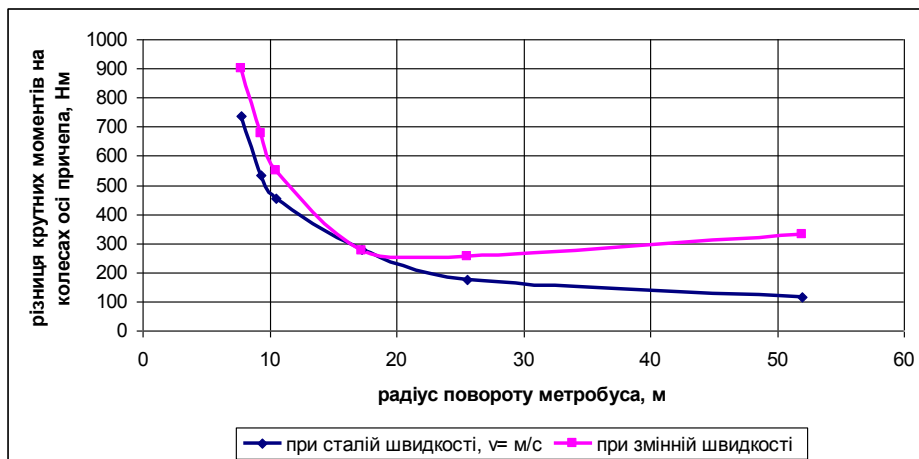


Рисунок 6 – Залежність різниці моментів на колесах осі причепа для забезпечення руху метробуса по колу заданого радіуса

Як слідує з рис. 6, при фіксованій швидкості повороту, $v=5/c$, різниця крутних моментів на внутрішньому і зовнішньому колесі причепа при русі по кривим малого радіусу прогресивно збільшується. Пояснюється це нелінійною зміною величини $\tan\alpha$ для забезпечення необхідного радіусу повороту метробуса. У той же час урахування швидкості руху і її зв'язку з радіусом повороту (через кут повороту керованих коліс) у наведеній залежності, рис.6, призводить до того, що різниця крутних моментів на колесах причепа зменшується при збільшенні радіуса до 18 м (що відповідає необхідному куту повороту коліс причепа для досягнення нормованих показників маневреності) і залишається майже незмінною у всьому діапазоні зміни радіусу повороту.

Таким чином, для забезпечення необхідного рівня маневреності метробуса різниця крутних моментів на колесах причепа повинна бути не меншою $\Delta M=275$ Нм.

Висновки. Встановлена необхідна пасажиромісткість метробуса, його масові і габаритні параметри. Визначена потужність гібридної силової установки. Показано, що на попередньому етапі маневреність метробуса можна розглядати на жорстких у бічному напрямку колесах. За обраних компоновальних параметрів метробуса його маневреність не відповідає діючим нормативним документам.

Розглянуті кінематичний і силовий способи повороту причепа до поліпшення маневреності метробуса. Встановлені необхідні кути повороту керованих коліс першого або другого причепа. Показані переваги силового способу повороту колесами причепа. Визначена необхідна різниця крутних моментів на колесах причепа, за якої радіус повороту метробуса був би таким, як і з керованим першим причепом за кінематичного способу повороту. При сталій швидкості повороту, $v=5/c$, і змінній швидкості руху і її зв'язку з радіусом повороту для забезпечення необхідного рівня маневреності метробуса різниця крутних моментів на колесах причепа повинна бути не меншою $\Delta M=275$ Нм.

Подальший розвиток. Показники маневреності метробуса, що визначені на жорстких у бічному напрямку колесах, потребують аналітичної і експериментальної перевірки з урахуванням бічного відведення коліс метробуса. Цьому будуть присвячені подальші дослідження.

1. Giancarlo Genta, Lorenzo Morello, Francesco Cavallino, Luigi Filtri. The Motor Car: Past, Present and Future — Springer Dordrecht Heidelberg New York London, 2014. XXIV, 662 p. 418 illus. — ISBN 978-94-007-8551-9, ISBN 978-94-007-8552-6 (eBook), DOI 10.1007/978-94-007-8552-6.
2. Ehsani M., Gao Y., Emadi A. Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design / Second Edition. CRC Press, 2010. 557p. International Standard Book Number (ISBN):978-1-4200-5398-2.
3. Mastinu G., Gobbi M., Miano C. Optimal Design of Complex Mechanical Systems: With Applications to Vehicle Engineering Springer, 2006. 403 p. ISBN:3540343547.
4. Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А., Гнатов А.В., Колесніков А.В. Гібридні автомобілі. — Харків, ХНАДУ, 2008. — 327 с.
5. Высоцкий М. С. Основы проектирования модульных магистральных автопоездов / М. С. Высоцкий, С. И. Кочетов, С. В. Харитончик. — Минск : Беларус. навука, 2011. — 392 с.
6. Сахно В.П. та ін. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч 1. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів: [навчальний посібник] /В.П.Сахно, А.П.Костенко, М.І.Загороднов та ін.—Донецьк: Вид-во «Ноулідж» (донецьке відділення), 2014.— 444 с.
7. Закин Я.Х. Прикладная теория движения автопоезда /Я.Х.Закин - М.: Транспорт, 1967. - 225 с.
8. Трехзвенные автопоезда /Я.Е.Фаробин, А.М.Якобашвили, А.М.Иванов и др. Под общ. ред. Я.Е.Фаробина — Машиностроение, 1993. — 224 с.: ил.
9. Триланкові автопоезди. Маневреність / В.М. Поляков, В.П. Сахно. К.:НТУ. 2013. — 200 с.: ил.
10. Маневренность и тормозные свойства колёсных машин. М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко. Изд-во ХНАДУ, 2003. 403 с.
11. Бобошко А.А. Нетрадиционные способы поворота колесных машин. — Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. — 172 с.
12. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин.— М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.

REFERENCES

1. Giancarlo Genta, Lorenzo Morello, Francesco Cavallino, Luigi Filtri. The Motor Car: Past, Present and Future — Springer Dordrecht Heidelberg New York London, 2014. XXIV, 662 p. 418 illus. — ISBN 978-94-007-8551-9, ISBN 978-94-007-8552-6 (eBook), DOI 10.1007/978-94-007-8552-6.
2. Ehsani M., Gao Y., Emadi A. Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design / Second Edition. CRC Press, 2010. 557p. International Standard Book Number (ISBN):978-1-4200-5398-2.
3. Mastinu G., Gobbi M., Miano C. Optimal Design of Complex Mechanical Systems: With Applications to Vehicle Engineering Springer, 2006. 403 p. ISBN:3540343547.
4. Bazhinov OV, Smirnov O.P., Serikov S.A., Gnatov A.V., Kolesnikov A.V. Hybrid cars. - Kharkiv, KhNADU, 2008. - 327 p.
5. Vysotsky, M.S. Fundamentals of designing modular highway trains / M.S. Vysotsky, S.I. Kochetov, S.V. Kharitonchik. - Minsk: Belarus. nuvi, 2011. - 392 pp. ISBN 978-985-08-1268-1.
6. Sakhno VP etc. Operational properties of motor vehicles. At 3 hrs. 1. Dynamism and fuel efficiency of motor vehicles: [manual] /V.P.Sakhno, A.P.Kostenko, M.I. Zagorodnov and others-Donetsk: "Noulig" Donetsk, 2014-44 pp.

7. Zakin Y.H. Applied theory of the movement of a train / Ya.K.Zakin - M.: Transport, 1967. - 225 p.
8. Three-way trains / Ya.E.Farobin, A.M. Yakobashvili, A.M.Ivanov and others. In common. edit Ya.E.Farobin. - Mechanical Engineering, 1993. - 224 pp.: Il.
9. Three-axle trains. Maneuverability / V.M. Polyakov, V.P. Sakhno K.: NTU. 2013. - 200 s.: il.
10. Maneuverability and brake properties of wheeled cars. MA. Underdog, VP Volkov, VI Kirchaty, AA Boboshka Publishing house KhNADU, 2003. 403 p.
11. Boboshko AA Unconventional ways of turning wheel cars. - Kharkiv: Publishing House of KhNADU, 2006. - 172 p.
12. Smirnov GA Theory of the Movement of Wheeled Machines.- M.: Mashinostroenie, 1990. - 352 p.

Сахно В.П., Поляков В.М., Мурованый И.С., Шарай С.М. К выбору и обоснованию компоновочной схемы метробуса особо большой вместимости

Рассмотрены кинематический и силовой способы поворота прицепа для улучшения маневренности метробуса. Установлены необходимые углы поворота управляемых колес первого или второго прицепа, при которых обеспечиваются нормируемые показатели маневренности. Показаны преимущества силового способа поворота колесами прицепа. Определена необходима разница крутящих моментов на колесах прицепа, при которой радиус поворота метробуса был бы таким, как и с управляемым первым прицепом с использованием кинематического способа поворота.

Ключевые слова: метробус, прицеп, маневренность, смещение, габаритная полоса движения, гибридная силовая установка, траектория.

Sakhno V.P., Polyakov V.M., Murovany I.S., Sharay S.M. Before choosing and substantiating the layout scheme of the metro bus of a particularly large capacity

The kinematic and power traversing methods of the trailer rotation are considered in order to improve the maneuverability of the metrobus. The necessary angles of rotation of the controlled wheels of the first or second trailer are established, in which the standardized indicators of maneuverability are provided. The advantages of the power of rotation by the wheels of the trailer are shown. The required torque difference on the trailer wheels was determined, in which the radius of rotation of the metrobus would be the same as that of the first trailer controlled by the cinematic rotation method.

Keywords: metrobus, trailer, maneuverability, displacement, overall speed, hybrid power plant, trajectory.

АВТОРИ:

САХНО Володимир Прохорович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів, Національний транспортний університет e-mail: svp_40@ukr.net.

ПОЛЯКОВ Віктор Михайлович, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри автомобілів, Національний транспортний університет e-mail: poljakov_2006@ukr.net.

МУРОВАННИЙ Ігор Сергійович, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій, Луцький національний технічний університет e-mail: igor_lntu@ukr.net.

ШАРАЙ Світлана Михайлівна, кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри міжнародних перевезень та митного контролю, Національний транспортний університет e-mail: sharay_svoliacable.com

АВТОРЫ:

САХНО Владимир Прохорович, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Автомобили», Национальный транспортный университет, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

ПОЛЯКОВ Виктор Михайлович, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобили», Национальный транспортный университет, e-mail: poljakov_2006@ukr.net

МУРОВАННИЙ Игорь Сергеевич, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: igor_lntu@ukr.net

ШАРАЙ Светлана Михайловна, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры международных перевозок и таможенного контроля, Национальный транспортный университет, e-mail: Svetasharai@gmail.com

AUTHORS:

Volodymyr SAKHNO, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

Victor POLYAKOV, Ph.D., associate professor, professor of «Automobiles», National Transport University, e-mail: poljakov_2006@ukr.net

Igor MUROVANYI, PhD. in Engineering, Assoc. Professor, Head of Motor Cars and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: igor_lntu@ukr.net

Svitlana SHARAI, PhD. in Engineering, Associate Professor, Professor, Department of International Transport and Customs Control, National Transport University, e-mail: Svetasharai@gmail.com.

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.67>

Солодкий С.Й., Ройко Ю.Я., Давосир В.А.
Національний університет «Львівська політехніка»

ВИЗНАЧЕННЯ ПРАКТИЧНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ СМУГ РУХУ НА РЕГУЛЬОВАНИХ ПЕРЕХРЕСТЯХ

У роботі розглянуто результати експериментальних вимірювань черг транспортних засобів та практичної пропускної здатності смуг руху, які обслуговують прямі транспортні потоки на регульованих перехрестях. Визначено основні чинники, які визначають закономірності формування черг та їх роз'їзду залежно від часових параметрів світлофорного регулювання та ступеня однорідності (за складом руху) транспортних потоків.

Ключові слова: транспортний потік, склад транспортного потоку, інтенсивність руху, практична пропускна здатність, регульоване перехрестя, світлофорна сигналізація.

Постановка проблеми. Пропускна здатність та інтенсивність руху на регульованих перехрестях залежать від їх геометричних особливостей, режиму роботи засобів регулювання (світлофорів) і характеристик транспортного потоку (ТП) [1–4]. Найважливішими серед них є: ширина ділянки перед перехрестям, поздовжній профіль цієї ділянки, наявність (або відсутність) зон стоянки на цій ділянці, ширина проїзної частини перехрестя, ширина проїзної частини на виході із зони перехрестя, радіуси поворотів та тривалість фази дозволяючого (зеленого) сигналу світлофора [1, 5–8]. До характеристик ТП відносяться: характер розподілу руху і склад ТП, який прибуває до перехрестя (інтенсивність прибуття); розподіл маневрів повороту; наявність (або відсутність) пішоходів і загальні характеристики водіїв [1,2,4,7]. Ці характеристики співвідносяться з величиною і місцезнаходженням перехрестя в межах міста, тому їх точна кількісна оцінка неможлива. Прибуття транспортних засобів (ТЗ) на перехрестя багато в чому залежить від співвідношення тривалості циклів на суміжних світлофорах, а також від режиму роботи кожного із них [2,7]. Для оцінки пропускної здатності та інтенсивності руху на перехресті важливо правильно обрати показник якості функціонування перехрестя. Швидкість та щільність руху (або коефіцієнт завантаження дороги рухом) використовувати не можна. Найбільш задовільним показником є тривалість затримки перед перехрестям, яку визначити в умовах руху досить складно. Найчастіше для характеристики якості функціонування перехрестя використовують коефіцієнт завантаження перехрестя рухом, який визначається як відношення кількості завантажених фаз дозволяючого сигналу протягом деякого проміжку часу до загальної кількості фаз дозволяючого сигналу протягом цього ж періоду часу [1,7]. Фаза дозволяючого сигналу вважається завантаженою, коли на всіх смугах є ТЗ, які готові виїхати на перехрестя за появи такого сигналу, здійснюють рух під час всієї його тривалості і немає випадків, коли із за малої щільності руху між ТЗ, які виїжджають на перехрестя, утворюються інтервали значної тривалості. Такі фази називають повністю насиченими [1,2,4,7,8].

На магістральних вулицях великих міст повністю насичені фази спостерігаються постійно протягом періоду найбільш інтенсивного руху. До того ж, такими вони є не лише на магістральних напрямках перехрестя, але й на другорядних підходах. У таких випадках завжди проектується режим світлофорної сигналізації із жорсткими програмами управління, які ґрунтуються на співставленні інтенсивності прибуття та потоку насичення. Під потоком насичення розуміють граничну пропускну здатність напрямку в умовах світлофорного регулювання. Суть жорсткого програмного управління у тому, що тривалість тактів та фаз є фіксованою у часі протягом всього періоду функціонування такого алгоритму. Відповідно, основні затримки ТЗ на регульованих перехрестях пов'язані із режимом роботи світлофорної сигналізації.

Середня тривалість затримки окремого ТЗ на підході до регульованого перехрестя з фіксованим (жорстким) циклом може визначатись за формулою [1–4]

$$d = \frac{T_u(1-\lambda)^2}{2(1-\lambda x)} + \frac{x^2}{2N(1-x)} - 0,65 \left(\frac{T_u}{N^2} \right)^{1/3} x^{2+5\lambda}, \quad (1)$$

де $T_{\text{ц}}$ – тривалість світлофорного циклу, с; λ – відношення тривалості горіння зеленого сигналу до тривалості циклу; x – ступінь насичення напрямку руху; N – інтенсивність руху ТЗ на досліджуваному напрямку, од/с.

Співставляючи кількість ТЗ, які підходять до перехрестя за час заборонного сигналу до кількості ТЗ, які проходять стоп-лінію на дозволяючий сигнал, можна зробити висновки про ефективність роботи світлофornoї сигналізації і практичну пропускну здатність регульованого перехрестя. При цьому, знаючи затримку, яка припадає на один ТЗ, можна прогнозувати процес накопичення черг на підходах до регульованих перехресть.

У зв'язку з цим, **метою роботи** є визначення довжини черг та практичної пропускну здатності смуги руху на регульованому перехресті залежно від ступеня однорідності (за складом руху) ТП та режиму роботи світлофornoї сигналізації із жорсткими програмами управління.

Результати досліджень. Об'єктами дослідження обрано регульовані перехрестя із жорстким циклом регулювання на магістральних вулицях міста Львова: вулиць Городоцька – Виговського (підхід з вулиці Городоцька до центру та від центру); вулиць Городоцька – Кульпарківська (підхід з вулиці Городоцька до центру); вулиць Стрийська – Сахарова (підхід з вулиці Стрийська до центру); вулиць Стрийська – Володимира Великого (підхід з вулиці Стрийська від центру); вулиць Кульпарківська – Садова (підхід з вулиці Кульпарківська від центру), а також регульований пішохідний перехід через вулицю Кульпарківська. Ці перехрестя знаходяться в різних районах міста та відрізняються між собою режимом роботи світлової сигналізації, інтенсивністю і складом ТП, тому дозволяють вивчити проблему утворення затримок та черг ТЗ більш детально для подальшого порівняння закономірностей. Характерна спільна ознака цих перехресть полягає у тому, що у пікові періоди тут спостерігається різке зростання інтенсивності, яке супроводжується утворенням черг ТЗ. Зазначимо також, що дослідження проводилися у ранковий та вечірній пікові періоди на смугах, які обслуговують лише прямі ТП магістральних вулиць загальноміського значення. Це дозволить порівняти отримані результати між собою під час аналізу.

Вимірювання проводилися за допомогою відеокамери, яка фіксувала інтенсивність, склад та черги ТЗ на кожному із підходів до перехрестя протягом десяти циклів регулювання в період максимального насичення. Вони встановлювались і працювали таким чином, щоб охопити підхід і смугу руху до перехрестя, світлофорний об'єкт з режимом роботи та момент прибуття ТЗ до стоп-лінії на заборонний сигнал і їх роз'їзд на дозволяючий (рис. 1).

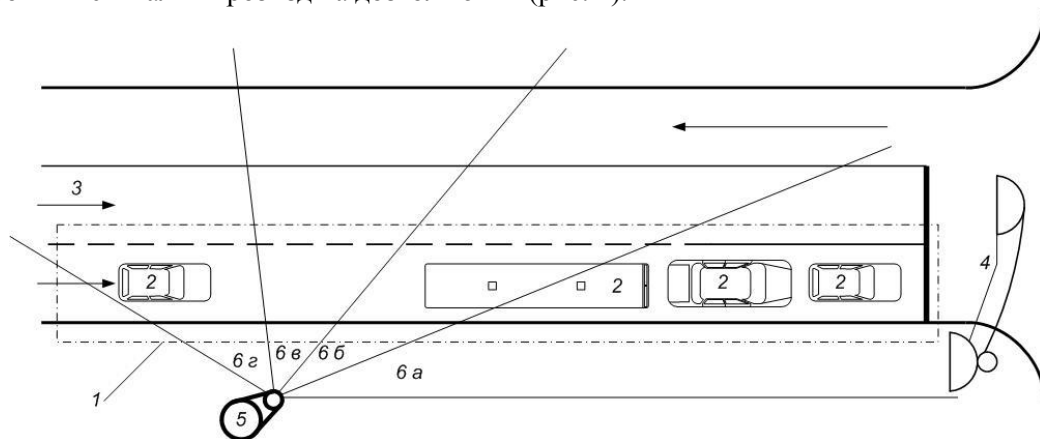


Рисунок 1. Схема розташування відеокамери під час виконання вимірювання

Дослідник розташовує відеокамеру (5) на тротуарі біля перехрестя таким чином, щоб на початок відеофіксації було видно момент ввімкнення заборонного (або дозволяючого) сигналу світлофора (4) та досліджувану смугу руху (1). Дозволений напрямок руху на смузі позначено цифрою (3). У процесі накопичення ТЗ (2) перед стоп-лінією дослідник повертає камеру, поступово змінюючи положення зони фіксації (6а – 6г), і завершує фіксацію в момент прибуття останнього ТЗ в чергу. Аналогічний порядок дій відбувається під час фіксування роз'їзду ТЗ через стоп-лінію в момент дії дозволяючого сигналу.

Після експериментальних вимірювань на кожному з обраних об'єктів (регульовані перехрестя та пішохідний перехід) побудовано діаграми, які показують фактичну інтенсивність прибуття ТЗ до стоп-лінії за час дії заборонного сигналу (рис. 2, а) та тих, які пройшли на дозволяючий сигнал

світлофора (рис. 2, б), а також склад ТП (рис. 2, в). На рис. 2 такі діаграми показано для перехрестя вулиць Городоцька – Виговського (підхід з вулиці Городоцька до центру).

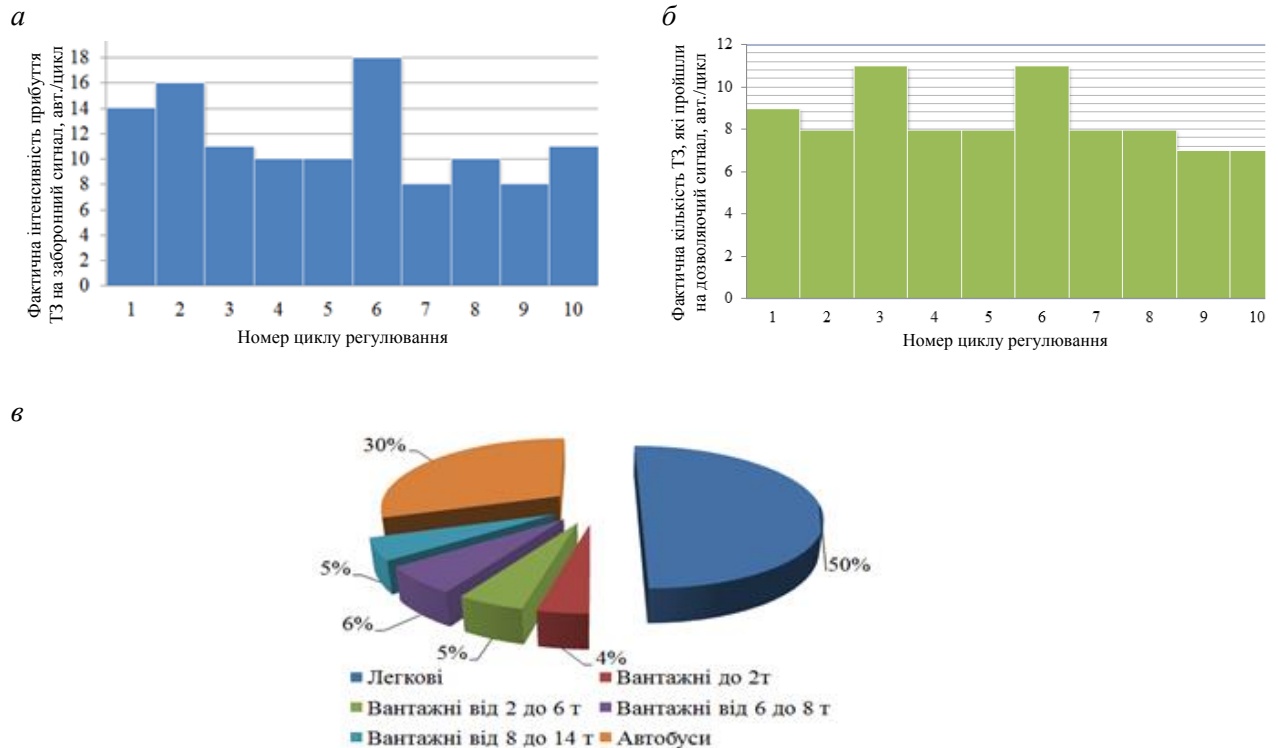


Рисунок 2. Результати вимірювання фактичної інтенсивності прибуття ТЗ до стоп-лінії за час дії заборонного сигналу (а) та тих, які пройшли на дозволяючий сигнал світлофора (б), а також складу ТП (в) на перехресті вулиць Городоцька – Виговського (підхід з вулиці Городоцька до центру)

На першому етапі аналізу зосередимо свою увагу на затримках та чергах, які виникають у смугах, що обслуговують прямі ТП під час горіння заборонного сигналу. Опрацювавши результати вимірювання на всіх об'єктах дослідження за 10 циклів та, перевівши їх у годинне вираження, отримаємо зведені дані, які відображені на рис. 3.

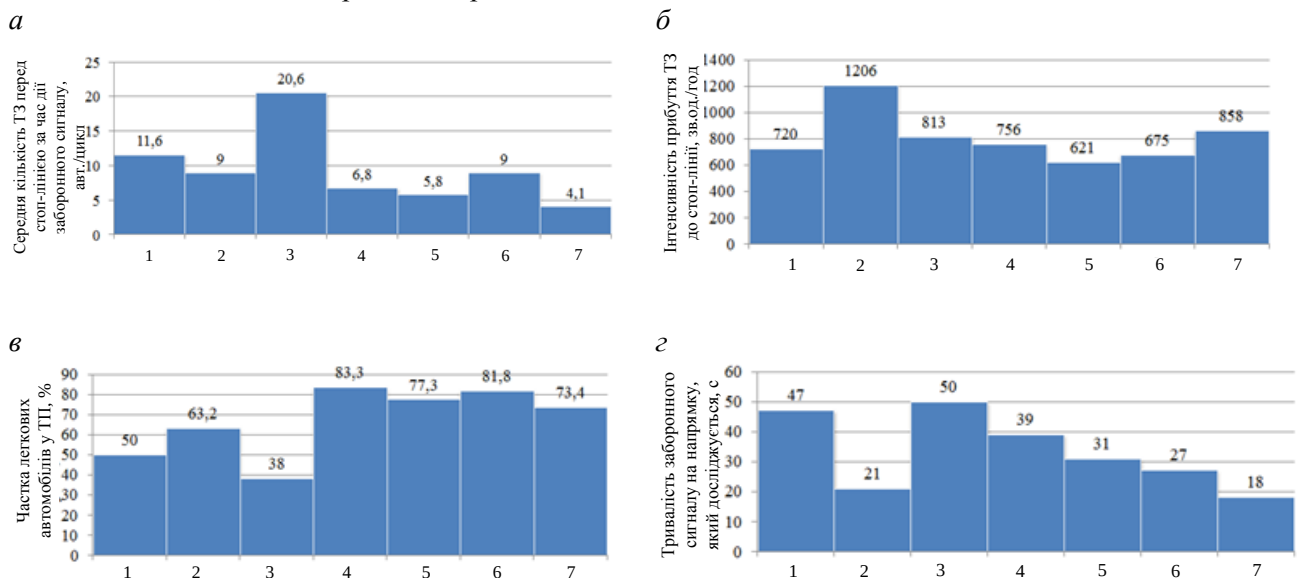


Рисунок 3. Зведені результати вимірювань середньої кількості ТЗ перед стоп-лінією за час дії заборонного сигналу (а), інтенсивності прибуття ТЗ до стоп-лінії (б), рівня однорідності ТП (в) та режиму регулювання (г) на регульованих перехрестях вулиць: 1, 2– Городоцька – Виговського (підхід з вулиці Городоцька до центру та від центру); 3 – Городоцька – Кульпарківська (підхід з вулиці Городоцька до центру); 4 – Стрийська – Сахарова (підхід з вулиці Стрийська до центру); 5 – Стрийська – Володимира Великого (підхід з вулиці Стрийська від центру); 6 – Кульпарківська –

Садова (підхід з вулиці Кульпарківська від центру), 7 – регульований пішохідний перехід через вулицю Кульпарківська

На рис. 3, а найбільша кількість ТЗ, що прибувають до стоп-лінії за час заборонного сигналу спостерігається на перехресті вулиць Городоцька – Кульпарківська. Це пояснюється двома чинниками: відносно велика тривалість заборонного сигналу (50 с) у порівнянні з іншими об'єктами дослідження; напрямком, який обрано для дослідження (до центру) в час пік має велику інтенсивність прибуття ТЗ. Підхід, який розташований на перехресті вулиць Городоцька – Виговського характеризується великою часткою громадського транспорту (міські, приміські та міжміські пасажирські перевезення), тому на рис. 3, б спостерігається висока зведена інтенсивність (1206 од./год), що в 1,94 рази більша за найменшу зведену інтенсивність серед досліджуваних об'єктів. На рис. 3, в найбільший рівень однорідності ТП є на підході по вулиці Стрийська (до центру) перехрестя вулиць Стрийська – Сахарова і становить 83,3% легкових автомобілів у загальній структурі ТП, а найменший рівень однорідності на підході по вулиці Городоцька (до центру) перехрестя вулиць Городоцька – Кульпарківськ – 38%. Як видно з рис. 3, г, на перехрестях вулиць Городоцька – Виговського (підхід по вулиці Городоцька у напрямку до центру), Городоцька – Кульпарківська (підхід по вулиці Городоцька у напрямку до центру) та Стрийська – Сахарова (підхід по вулиці Стрийська у напрямку до центру) передбачено великі тривалості горіння заборонного сигналу. Таке рішення часто пояснюється складністю перехрестя та значними інтенсивностями на всіх підходах до нього.

Для виведення загальної закономірності, яка б характеризувала процес накопичення черги з урахуванням інтенсивності прибуття ТЗ (з розрахунку на одну смугу) до регульованого перехрестя, враховуючи режим регулювання та склад ТП, розрахункову тривалість заборонного сигналу прийнято з кроком 20 с. За результатами експериментальних досліджень отримано таку залежність (рис. 4).

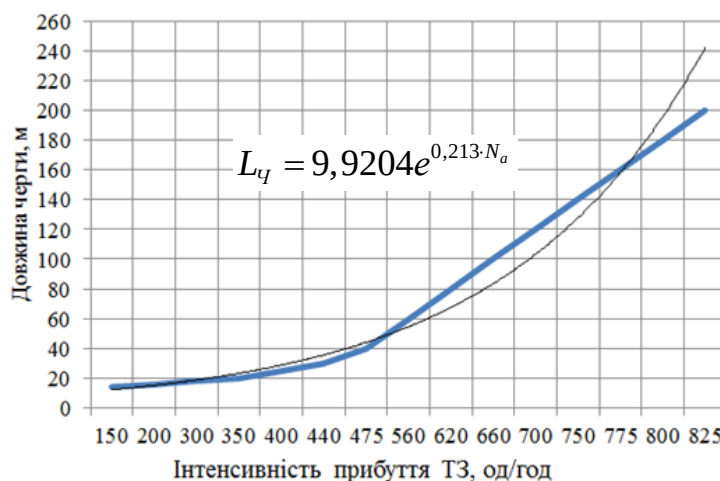


Рисунок 4. Зміна довжини черги у смузі руху, яка обслуговує прямі ТП перед стоп-лінією на регульованому перехресті залежно від інтенсивності прибуття ТЗ

На наступному етапі проведемо детальний аналіз процесу роз'їзду черг ТЗ на об'єктах досліджень, ґрунтуючись на результатах експериментальних вимірювань.

Так, для підходу з вулиці Городоцька (до центру) регульованого перехрестя вулиць Городоцька – Виговського, за час дозволяючого сигналу, який становить 20 с, через стоп-лінію проходить в середньому 9 ТЗ, що становить 2,2 с на один ТЗ. На підході з вулиці Городоцька (від центру) регульованого перехрестя вулиць Городоцька – Виговського за час дозволяючого сигналу 44 с, через стоп-лінію проходить в середньому 18 ТЗ, що становить 2,4 с на один ТЗ. Головною відмінністю цих двох об'єктів дослідження від інших є те, що на перехресті Городоцька – Виговського облаштовано підземні пішохідні переходи, а відтак, пішоходи не взаємодіють з ТП і не можуть впливати на динамічні характеристики (розгін) ТЗ, що проходять перехрестя на основний (дозволяючий) сигнал. На інших об'єктах дослідження результати є такими: підхід з вулиці Городоцька (до центру) регульованого перехрестя вулиць Городоцька – Кульпарківська – дозволяючий сигнал 26 с, стоп-лінію проходить в середньому 10 ТЗ, середній час на один ТЗ – 2,6 с; підхід з вулиці Стрийська (до центру) регульованого перехрестя вулиць Стрийська – Сахарова –

дозволяючий сигнал 37 с, стоп-лінію проходить в середньому 14 ТЗ, середній час на один ТЗ – 2,6 с; підхід з вулиці Стрийська (до центру) регульованого перехрестя вулиць Стрийська – Володимира Великого – дозволяючий сигнал 25 с, стоп-лінію проходить в середньому 8 ТЗ, середній час на один ТЗ – 3,1 с; підхід з вулиці Кульпарківська (від центру) регульованого перехрестя вулиць Кульпарківська – Садова – дозволяючий сигнал 49 с, стоп-лінію проходить в середньому 13 ТЗ, середній час на один ТЗ – 3,8 с; підхід з вулиці Кульпарківська (від центру) через регульований пішохідний перехід – дозволяючий сигнал 57 с, стоп-лінію проходить в середньому 16 ТЗ, середній час на один ТЗ – 3,6 с

Після опрацювання результатів експериментальних вимірювань кількості ТЗ, які пройшли стоп-лінію регульованого перехрестя у смузі прямого руху за час основного дозволяючого сигналу протягом 10 циклів у пікові години (повне насичення напрямків руху), проведемо аналіз взаємозв'язку між практичною пропускну здатністю ($P_{пр}^e$) цих смуг руху та тривалістю основного дозволяючого такту (t_o). За результатами експериментальних вимірювань визначено, що найбільший вплив на процес роз'їзду черги в умовах світлофорного регулювання має величина однорідності ТП. До того ж, всі смуги руху, які досліджувались за однакових погодних умов, знаходяться на горизонтальних прямих ділянках вулиць з асфальтобетонним рівним покриттям. Врахувавши ці чинники, визначимо закономірності зміни практичної пропускну здатності смуги руху, яка обслуговує лише прямі ТП в умовах світлофорного регулювання за умови, коли частка легкових автомобілів у потоці 50 – 70%; 70 – 80%; 80 – 95%. Графічні залежності наведено на рис. 5.

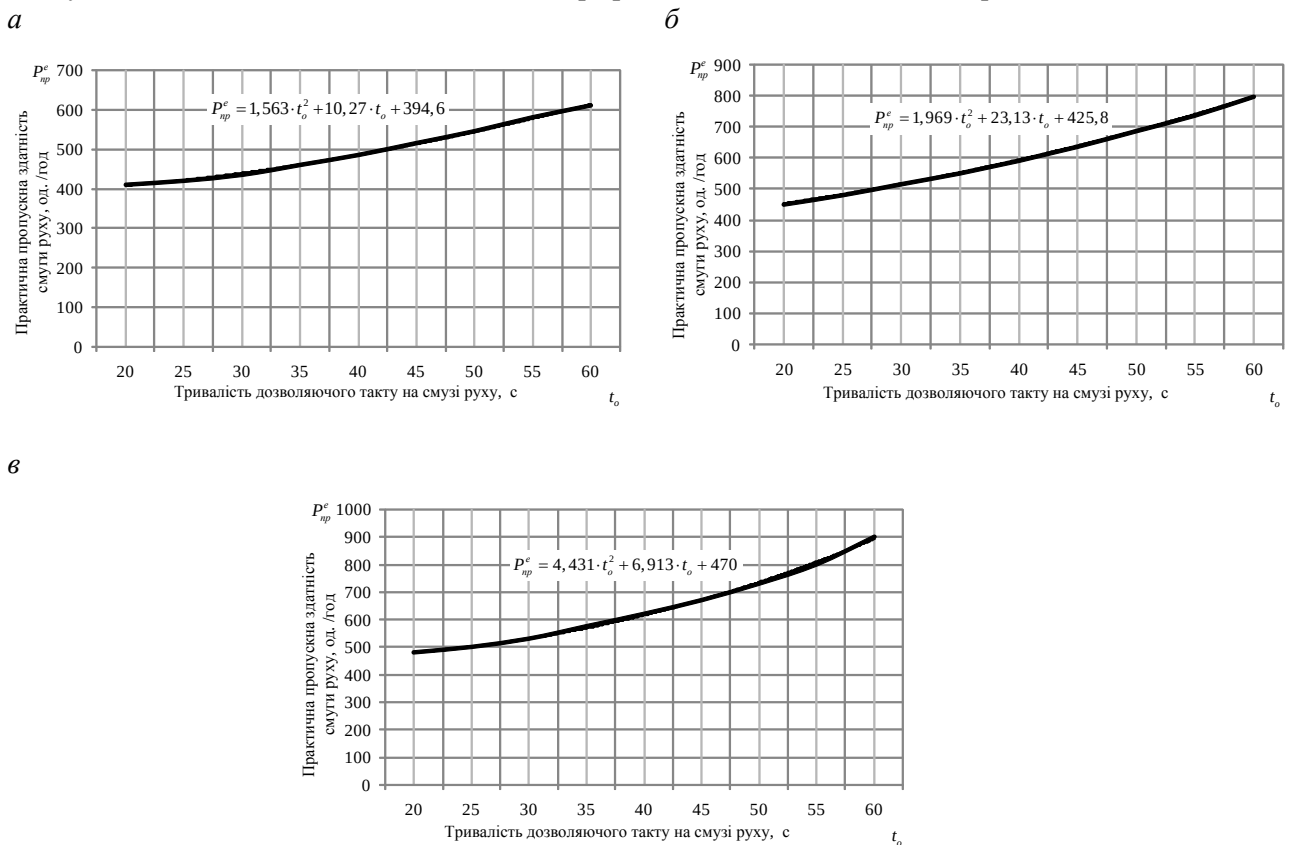


Рисунок 5. Зміна практичної пропускну здатності смуги руху, яка обслуговує прямі ТП на регульованому перехресті залежно від частки легкових автомобілів у ньому: а – 50 – 70%; б – 70 – 80%; в – 80 – 95%

З рис. 5, а можна зробити висновок, що при зміні тривалості основного дозволяючого сигналу від 20 до 60 с величина практичної пропускну здатності збільшувалась з 420 зв. од./год. до 610 зв. од./год. (фактичне збільшення становило 45%). Аналізуючи рис. 5, б бачимо, що за такої ж зміни тривалості основного дозволяючого сигналу величина практичної пропускну здатності збільшилась з 450 зв. од./год. до 795 зв. од./год. (фактичне збільшення становило 77%). На рис. 5, в, де однорідність транспортного потоку набуває найбільших значень, величина практичної пропускну здатності збільшилась з 480 зв. од./год. до 900 зв. од./год., тобто фактичне збільшення становить близько 86%.

Як видно з рис. 5, між практичною пропускною здатністю смуги руху, яка обслуговує прямі ТП та тривалістю основного дозволяючого такт існує пряма залежність, тенденції в якій є змінними від складу ТП.

Висновки. За результатами досліджень можна зробити такі загальні висновки:

у смугах руху, які обслуговують лише прямі ТП за зміни величини інтенсивності руху від 150 до 825 зв.од./год довжина черги може змінюватись від 15 до 200 м;

визначено, що залежність між практичною пропускною здатністю смуги на регульованому перехресті (P_{np}^e) та тривалістю дозволяючого сигналу у фазі регулювання (t_o) за різного складу ТП є прямою. При зміні t_o від 20 с до 60 с: за частки 50–70%, P_{np}^e збільшується з 420 зв. од./год. до 610 зв. од./год.; за частки 70–80% P_{np}^e зростає з 450 зв. од./год. до 795 зв. од./год.; 80–95% P_{np}^e з 480 зв. од./год. до 900 зв. од./год.

Такі результати досліджень мають важливе значення під час оцінки потоків насичення для смуг руху на регульованих перехрестях, оскільки дають можливість більш раціонально здійснити перерозподіл тривалості сигналів, змінити ступені насичення у фазах регулювання та зменшити сумарні тривалості затримки на напрямках руху.

1. Системологія на транспорті. Організація дорожнього руху [Гаврилов Е. В., Дмитриченко М. Ф., Доля В. К. та ін.]; за ред. М. Ф. Дмитриченка. – К. : Знання України, 2007. – 452 с. – (5 кн./Гаврилов Е. В., Дмитриченко М. Ф., Доля В. К. та ін.; кн. 4).
2. Організація та регулювання дорожнього руху: підручник /За заг. ред. В. П. Поліщука; О. О. Бакуліч, О. П. Дзюба, В. І. Єрсов та ін. – К. : Знання України, 2012. – 467 с.
3. Врубель Ю. А. Потери в дорожньому русі /Ю. А. Врубель. – Минск : БНТУ, 2003. – 380 с.
4. Chen X. Capacity reliability of signalized intersections with mixed traffic conditions /X. Chen, C. Chao, D. Li, C. Dong // Tsinghua science and technology. – 2009. – Vol. 14. – Num. 3. – P. 333-340.
5. Shao Chang-qiao. Study of the saturation flow rate and its influence factors at signalized intersections in China /Chang-qiao Shao, Jian Rong, Xiao-ming Liu //Procedia Social and Behavioral Sciences. – 2011. – 16. – P. 504-514.
6. Форнальчик Є.Ю. Управління дорожнім рухом на регульованих перехрестях у містах: монографія / Є.Ю. Форнальчик, І.А. Могила, В.Е. Трушевський, В.В. Гілевич. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2018. – 236 с.
7. Кременец Ю. А. Технические средства организации дорожного движения / Ю. А. Кременец, М. П. Печерский, М. Б. Афанасьев. – М: ИКЦ "Академкнига", 2005. – 279 с.
8. Лобашов О.О. Практикум з дисципліни «Організація дорожнього руху»: навч. посіб. / О.О. Лобашов, О.В. Прасоленко. Харків: ХНАМГ, 2011. – 221 с.

REFERENCES

1. Dmytrychenko, M. (2007) Systemology on transport. Traffic organization [Sustemologija na transporti. Organizacija dorozhnogo rychy]. Kiev, Znannja Ukrainy Publ. 452 p.
2. Polishchuk, V. (2012) The organization and regulation of traffic [Organizacija i regulyuvannja dorozhnogo rychy]. Kiev, Znannja Ukrainy Publ. 467 p.
3. Vrubel', Ju (2003). *Poteri v dorozhnom dvizhenii [Potery v dorozhnom dvizhenii]*. Minsk: BNTU, 380 p.
4. Chen, X. (2009) Capacity reliability of signalized intersections with mixed traffic conditions. Tsinghua science and technology. pp. 333-340.
5. Shao, Chang-qiao. (2011) Study of the saturation flow rate and its influence factors at signalized intersections in China. Procedia Social and Behavioral Sciences. pp. 504-514.
6. Fornalchuk, Ye. (2018) Road traffic management on controlled intersections in cities: monograph [Upravlinnia dorozhnim rukhom na rehuliovanykh perekhrestyakh u mistakh: monohrafiia]. Lviv, Lviv Polytechnic Publ. 236 p.
7. Kremenets, Yu. (2005) Technical means for traffic management [Tekhnicheskiye sredstva orhanyzatsyy dorozhnogo dvizheniya]. Moskva, IKTS "Akademkniga". 279 p.
8. Lobashov, O. (2011) Practicum on discipline "Traffic management" [Praktykum z dysypliny "Orhanizatsiia dorozhnogo rukhu"]. Kharkiv, KhNAMH. 221 p.

Солодкий С.И., Ройко Ю.Я., Давосир В.А. Определение практической пропускной способности полосы движения на регулируемом перекрестке.

В работе рассмотрены результаты экспериментальных измерений очередей транспортных средств и практической пропускной способности полос движения, которые обслуживают прямые транспортные потоки на регулируемых перекрестках. Определены основные факторы, которые определяют закономерности формирования очередей и их разъезда в зависимости от временных параметров светофорного регулирования и степени однородности (по составу движения) транспортных потоков.

Ключевые слова: транспортный поток, состав транспортного потока, интенсивность движения, практическая пропускная способность, регулируемый перекресток, светофорная сигнализация.

S. Solodkyi, Yu. Royko, V. Davosyr. Determination of practical capacity of traffic lanes on controlled intersections

Results of experimental measurements of vehicle queues and practical capacity of traffic lanes that serve straight traffic flows on controlled intersections are reviewed in this work. The main factors that determine the regularities of queue formation and

their crossing depending from time parameters of traffic light control and degree of homogeneity (by composition) of traffic flows are determined.

Keywords: traffic flow, traffic flow composition, traffic intensity, practical capacity, controlled intersection, traffic light signalization.

АВТОРИ:

СОЛОДКИЙ С.Й., доктор технічних наук, професор, Національний університет «Львівська політехніка», завідувач кафедри автомобільних доріг та мостів, e-mail: Solodkyy@lp.edu.ua

РОЙКО Юрій Ярославович, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних технологій, Національний університет «Львівська політехніка», e-mail: jurij.rojko@gmail.com

ДАВОСИР Владислав Андрійович, студент кафедри транспортних технологій, Національний університет «Львівська політехніка», e-mail: davosir2012@yandex.ua

АВТОРЫ:

СОЛОДКИЙ С.И., доктор технических наук, профессор, Национальный университет «Львовська політехніка», заведующий кафедрой автомобильных дорог и мостов, e-mail: Solodkyy@lp.edu.ua

РОЙКО Юрий Ярославович, кандидат технических наук, доцент кафедры транспортных технологий, Национальный университет «Львовська політехніка», e-mail: jurij.rojko@gmail.com

ДАВОСЫР Владислав Андреевич, студент кафедры транспортных технологий, Национальный университет «Львовська політехніка», e-mail: davosir2012@yandex.ua

AUTHORS:

Serhii SOLODKYI, Doctor of Science in Engineering, Professor, Lviv Polytechnic National University, Head of highways and bridges Department, e-mail: Solodkyy@lp.edu.ua.

Yuriy ROYKO, PhD in Engineering, Assoc. Professor of Transport technologies Department, Lviv Polytechnic National University, e-mail: jurij.rojko@gmail.com

Vladyslav DAVOSYR, student Transport technologies Department, Lviv Polytechnic National University, e-mail: davosir2012@yandex.ua

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.68>

Стаття надійшла в редакцію 02.05.2019 р.

Токмиленко Т.Т, Ковцур К.Г.
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИБОРУ КАНАЛУ ДОСТАВКИ ВТОРИННИХ ДОРОЖНЬО-БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ

Розглядається характер впливу технологічних параметрів на вибір схеми доставки вторинних дорожньо-будівельних матеріалів на прикладі асфальтобетонного грануляту з метою підвищення ефективності функціонування логістичної системи, що забезпечує проведення робіт з ремонту автомобільних доріг.

Ключові слова: схеми доставки дорожньо-будівельних матеріалів, асфальтобетонний гранулят, технологічні параметри, ефективність, логістичні витрати, собівартість перевезення.

Постановка проблеми. Особливістю ролі транспортного обслуговування об'єктів ремонту автомобільних доріг полягає в тому, що переміщення матеріалів є невід'ємною частиною технологічного процесу виробництва робіт. Вони складаються з ряду операцій, кожна з яких є істотним ланкою в загальній системі організації дорожньо-будівельного виробництва при всій різноманітності і вагомості транспортних засобів. На сьогоднішній день найбільш оптимальною технікою для проведення реконструкції дорожнього полотна, в тому числі і для «ямкового» ремонту є холодні дорожні фрези. Суть роботи дорожньої фрези полягає в тому, що знімається старе асфальтобетонне полотно, текстується поверхня. Асфальтова крихта (асфальтобетонний гранулят) - вторинний дорожньо-будівельний матеріал, що утворюється в процесі механічного подрібнення. Отриманий в результаті зняття старого полотна матеріал доцільно використовувати як добавку в процесі виготовлення асфальтобетонної суміші на заводах або при будівництві чи ремонті доріг з вдосконаленим покриттям, створення тимчасових або технологічних доріг і проїздів, а також при досипанні і зміцненні дорожніх узбіч [1]. Тобто при виконанні ремонту асфальтобетонних доріг по сучасних технологіях мають місце потоки вторинних дорожньо-будівельних матеріалів. Для вибору схеми доставки в рамках логістичної системи потрібне встановлення взаємозв'язків транспортно-технологічних підсистем, опис логістичних витрат і визначення впливу технологічних параметрів на критерій ефективності функціонування системи.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз літературних джерел показує, що існує обмежена кількість публікацій, які стосуються закономірностей впливу технологічних параметрів підсистем на ефективність функціонування логістичних систем.

Використання концепції логістики при організації поточкових процесів передбачає використання методів системного підходу. Зокрема враховувати при визначенні необхідних ресурсів і їх розподіл, цільову значущість робіт, черговість їх виконання, взаємозамінність різних видів ресурсів, можливості маневрування ними. При цьому не обходимо враховувати характер впливу схеми постачання на складові сумарних витрат на просування матеріальних потоків в системі [2,3]. Моделювання роботи каналу руху матеріальних потоків в рамках логістичної системи характеризується рядом труднощів, пов'язаних зі збором і обробкою інформації, виявлення закономірностей зміни окремих параметрів об'єкта моделювання.

Транспортні системи повинні функціонувати і управлятися виходячи з однієї мети - досягнення максимальної ефективності роботи всіх учасників процесу виробництва і розподілу продукції. Для логістичної системи, що розглядається, як критерій ефективності доцільно приймати мінімізацію витрат [4,5]. При фіксованому значенні витрат не пов'язаних з рухом вторинних дорожньо-будівельних матеріалів, ефективність функціонування системи залежить від витрат елементів, що беруть участь в поточкових процесах аналізованого виду.

Формування цілей роботи. Метою даної роботи є встановлення закономірностей функціонування системи і визначення шляхів оптимізації руху вторинних матеріальних ресурсів, виявлення значення транспортних технологій в оптимізації функціонування логістичних систем, що забезпечують виробництво дорожньо-будівельних робіт.

Основна частина. Для встановлення закономірностей функціонування системи і визначення шляхів оптимізації руху матеріальних потоків необхідно провести моделювання роботи всіх складових цільової функції. Складність полягає в наявності великого числа факторів, які суттєво

впливають на процес матеріального забезпечення. У загальному випадку при функціонуванні даної логістичної системи кількість учасників і варіювання їх характеристик може бути дуже великим [6]. Беручи до уваги розмірність завдання, доцільно позначити її межі і рішення здійснювати поетапно згідно рекомендацій [7].

При цьому отримання закономірностей впливу технологічних параметрів на критерій ефективності передбачається розглядати на основі варіювання таких параметрів системи: обсяг вантажу, відстань доставки вантажу, частка вантажу що проходить через склад, вантажопідйомність автомобілів, які виконують перевезення по ділянках транспортних зв'язків, коефіцієнт складу. В результаті моделювання повинні бути отримані закономірності визначення оптимальної схеми поставки (прямий варіант, з перевалкою через приоб'єктний склад, комбінований) при раціональній вантажопідйомності автомобілів. Таким чином ефективність доставки залежить від вибору схеми каналу доставки вторинних матеріальних ресурсів [8]. Необхідно розробити математичну модель, що буде описувати доставку вторинної сировини від виробника до утилізатора, як по прямому варіанту без проміжного складу, так і доставку сировини за участю проміжних складів відкритого типу.

В результаті математичного моделювання було отримано наступну залежність собівартості доставки асфальтобетонного грануляту

$$S_{доцм} = \left[\frac{C_{мчр} \cdot K_{ер} + C_{ен} \cdot (1 - K_{ер})}{W_{ен}} + \frac{l_{іє1}}{q_H \cdot \gamma} \cdot \left(\frac{33,5 + 18 \cdot q_H}{\beta} + \frac{1052,1 + 69,9 \cdot q_H}{\beta \cdot V_m} + \frac{1052,1 + 69,9 \cdot q_H}{l_{іє1}} \cdot \left(\frac{q_H \cdot \gamma}{W_{ен}} + \frac{q_H \cdot \gamma}{W_{ер}} + 0,3 \right) \right) + \right. \\ \left. + \frac{K_{е} + B_{ох} + S_n \cdot Q \cdot \delta \cdot K_n}{Q \cdot \delta} + K_{ет} \cdot B + \frac{l_{іє2}}{q_H \cdot \gamma} \cdot \left(\frac{33,5 + 18 \cdot q_H}{\beta} + \frac{1052,1 + 69,9 \cdot q_H}{\beta \cdot V_m} + \frac{1052,1 + 69,9 \cdot q_H \cdot t_{чр}}{l_{іє2}} \right) + \frac{C_{мчр} \cdot K_{ер} + C_{ен} \cdot (1 - K_{ер})}{W_{ер}} \right] \cdot \delta + \\ + \left[\frac{C_{мчр} \cdot K_{ер} + C_{ен} \cdot (1 - K_{ер})}{W_{ен}} + \frac{l_{іє}}{q_H \cdot \gamma} \cdot \left(\frac{33,5 + 18 \cdot q_H}{\beta} + \frac{1052,1 + 69,9 \cdot q_H}{\beta \cdot V_m} + \frac{1052,1 + 69,9 \cdot q_H}{l_{іє}} \cdot \left(\frac{q_H \cdot \gamma}{W_{ен}} + \frac{q_H \cdot \gamma}{W_{ер}} + 0,3 \right) \right) + \frac{C_{мчр} \cdot K_{ер} + C_{ен} \cdot (1 - K_{ер})}{W_{ер}} + II \right] \cdot (1 - \delta) \quad (1)$$

де $C_{мчр}$, $C_{ен}$ - відповідно вартість години чистої роботи і простою механізму, грн./год;

$W_{ен}$, $W_{ер}$ - відповідно експлуатаційна продуктивність дорожньої фрези та механізмів при виконанні навантажувальних робіт, т/год;

V_m - середня технічна швидкість руху автомобіля, км/год.;

$l_{іє1}$, $l_{іє2}$, $l_{іє}$ - відповідно відстань перевезення на ділянці «фреза-склад», «склад-справа» і прямий варіант, км;

q_H - номінальна вантажопідйомність автомобіля, т;

γ - коефіцієнт використання вантажопідйомності;

β - коефіцієнт використання пробігу;

$K_{ет}$ - частка втрат вантажу на складі в загальному обсязі;

II - питомі втрати, пов'язані зі зривом робіт в основному виробництві, грн./т

$K_{е}$ - капітальні вкладення в організацію складу, грн. ;

$B_{ох}$ - витрати пов'язані з охороною складу, грн.;

S_n - вартість перевалки вантажу, грн./т;

Q - обсяг вантажу, т;

K_n - коефіцієнт перевантаження, приймається $K_n=2$;

δ - частка вантажу, що проходить через склад.

Вводимо змінні X_1 та X_2

При $X_1 = 1$; $X_2 = 0$ -варіант через склад;

При $X_1 = 0$; $X_2 = 1$ -прямий варіант;

При $X_1 = 1$; $X_2 = 1$ -комбінований варіант;

При $X_1 = 0$; $X_2 = 0$ -доставка вантажу відсутня

Перетворюємо формулу (1)

$$S_{доцм} = \left[\frac{C_p \cdot K_{ер} + C_n \cdot (1 - K_{ер})}{W_{ен}} + \frac{l_{іє1}}{q_H \cdot \gamma} \cdot \left(\frac{33,5 + 18 \cdot q_H}{\beta} + \frac{1052,1 + 69,9 \cdot q_H}{\beta \cdot V_m} + \frac{1052,1 + 69,9 \cdot q_H}{l_{іє1}} \cdot \left(\frac{q_H \cdot \gamma}{W_{ен}} + \frac{q_H \cdot \gamma}{W_{ер}} + 0,3 \right) \right) + \right.$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{K_p + B_{ox} + S_n \cdot Q \cdot \delta \cdot K_n}{Q \cdot \delta} + K_{em} \cdot B + \frac{l_{i62}}{q_n \cdot \gamma} \cdot \left(\frac{33,5 + 18 \cdot q_n}{\beta} + \frac{1052,1 + 69,9 \cdot q_n}{\beta \cdot V_m} + \frac{1052,1 + 69,9 \cdot q_n \cdot t_{np}}{l_{i62}} \right) + \frac{C_p \cdot K_{ep} + C_n \cdot (1 - K_{ep})}{W_{ep}} \cdot \delta \cdot X_1 + \\
& + \left[\frac{C_p \cdot K_{ep} + C_n \cdot (1 - K_{ep})}{W_{en}} + \frac{l_{i6}}{q_n \cdot \gamma} \cdot \left(\frac{33,5 + 18 \cdot q_n}{\beta} + \frac{105,1 + 69,9 \cdot q_n}{\beta \cdot V_m} + \frac{105,1 + 69,9 \cdot q_n}{l_{i6}} \cdot \left(\frac{q_n \cdot \gamma}{W_{en}} + \frac{q_n \cdot \gamma}{W_{ep}} + 0,3 \right) + \frac{C_p \cdot K_{ep} + C_n \cdot (1 - K_{ep})}{W_{ep}} + I \right) \right] \cdot (1 - \delta) \cdot X_2
\end{aligned} \quad (2)$$

Для подальших розрахунків використано програмний продукт Microsoft Excel в меню Сервіс пошук рішення. Значення питомих витрат визначаємо для різних варіантів доставки вантажу при різних поєднаннях факторів. Для отримання реальних кордонів варіювання параметрів були проведені статистичні дослідження на базі підприємства ТОВ «Будінвест». У результаті експериментальних досліджень отримано значення собівартості доставки асфальтобетонного грануляту для різних значень продуктивності фрези в залежності від відстані перевезення при сталому розташуванні проміжного складу. Визначено наявність рівноцінної довжини вантажної при різних значеннях продуктивності дорожньої фрези. Крім того треба відзначити, що продуктивність фрезерувальної установки має значний вплив на необхідність саме здійснення вибору оптимальної схеми доставки. При високій продуктивності характер зміни питомих витрат від довжини вантажної їздки є більш визначальним.

Висновки. За результатами моделювання можна зробити висновок про доцільність використання того чи іншого варіанта схеми доставки вторинних дорожньо-будівельних матеріалів в залежності від технологічних параметрів. При різних вартісних параметрах функціонування проміжного складу і заданої пропускної спроможності вантажно-розвантажувальної і складської підсистем отримані значення граничної відстані перевезення. При значеннях обсягу вантажу, що проходить через склад від 1 до 10 тис.т відстань перевезення до якого вигідно використовувати прямий варіант доставки змінюється від 15 до 8 км. Проведені дослідження вказують на складний характер впливу технологічних параметрів на прийняття рішення про вибір схеми руху асфальтобетонного грануляту. При цьому доцільність застосування змішаних схем доставки і варіантів з проміжним складуванням багато в чому залежить від інтенсивності споживання матеріалів, параметрів технологічних процесів основного виробництва. Необхідно відзначити істотний вплив витрат від втрат в основному виробництві через зрив поставок і втрат вантажу на проміжному складі. Тому в ході подальших досліджень необхідно приділити увагу визначенню впливу процесів, що відбуваються в основному виробництві на функціонування логістичної системи, що забезпечує доставку вторинних дорожньо-будівельних матеріалів.

1. Epps, J. A., R. L. Terrel, D. N. Little, and R. J. Holmgreen. Guidelines for recycling asphalt pavements. Journal of the Association of Asphalt Paving Technologists, Vol. 49, 1980, pp. 144-176.
2. Семененко А.И. Предпринимательская логистика.-СПб.: Политехника, 1997.-349с.
3. Стаханов В.Н., Авакин Е.К. Логистика в строительстве- Ростов-на-Дону: РГСУ,1997.-304 с.
4. Vrijhoef, R and Koskela, LJ 2000, 'The four roles of supply chain management in construction', European Journal of Purchasing & Supply Management, 6 (3-4), pp. 169-178.
5. Токмиленко Т.Т. К вопросу эффективности функционирования логистической системы, обеспечивающей производство дорожно-ремонтных работ.// Вестник ХНАДУ./ Сб.научн. тр., вып. 15-16 - Харьков, 2002.-С.114-116.
6. Куликов, А.В. Организация перевозочного процесса асфальтобетонной смеси / А.В. Куликов, М.О. Карпушко, С.В. Алексиков //Сборник научных трудов SWorld. Современные направления теоретических и прикладных исследований` 2012 : междунар. науч.-практ. конф., 20-31 марта 2012 г. Т. 2. Транспорт. Туризм и рекреация. География / Одес. нац. Морской ун-т [и др.]. – Одесса, 2012. – С. 22-26.
7. Долгов А.П., Рыбнов Е.И. Логистика снабжения и запасов в строительстве: стратегии, методы, модели. Санкт-Петербург: АСВ, 2003, 232 с.
8. Токмиленко Т.Т. Влияние технологических параметров схем доставки дорожно-строительных материалов на эффективность функционирования логистической системы / Т.Т. Токмиленко, В.Н. Шатурный//. Вестник ХНАДУ./ Сб.научн. тр., вып. 29 - Харьков, 2005.- С.58-61.

REFERENCES

1. Epps, J. A., R. L. Terrel, D. N. Little, and R. J. Holmgreen. Guidelines for recycling asphalt pavements. Journal of the Association of Asphalt Paving Technologists, Vol. 49, 1980, pp. 144-176.
2. Semenenko A.I. Predprinimatelskaya logistika.-SPb.: Politehnika, 1997.-349s.
3. Stahanov V.N., Avakin E.K. Logistika v stroitelstve- Rostov-na-Donu: RGSU,1997.-304 s.
4. Vrijhoef, R and Koskela, LJ 2000, 'The four roles of supply chain management in construction', European Journal of Purchasing & Supply Management, 6 (3-4), pp. 169-178.
5. Tokmilenko T.T. K voprosu effektivnosti funkcionirovaniya logisticheskoy sistemy, obespechivayushej proizvodstvo dorozhno-remontnyh rabot.// Vestnik HNADU./ Sb.nauchn. tr., vyp. 15-16 - Harkov, 2002.-S.114-116.

6. Kulikov, A.V. Organizaciya perevoznochnogo processa asfaltobetonnoj smesi / A.V. Kulikov, M.O. Karpushko, S.V. Aleksikov //Sbornik nauchnyh trudov SWorld. Sovremennye napravleniya teoreticheskikh i prikladnyh issledovanij` 2012 : mezhdunar. nauch.-prakt. konf., 20-31 marta 2012 g. T. 2. Transport. Turizm i rekreaciya. Geografiya / Odes. nac. Morskoj un-t [i dr.]. – Odessa, 2012. – S. 22-26.

7. Dolgov A.P., Rybnov E.I. Logistika snabzheniya i zapasov v stroitelstve: strategii, metody, modeli. Sankt-Peterburg: ASV, 2003, 232 s.

8. Tokmilenko T.T. Vliyanie tehnologicheskikh parametrov shem dostavki dorozhno-stroitelnykh materialov na effektivnost funkcionirovaniya logisticheskoy sistemy / T.T. Tokmilenko, V.N. Shaturnyj// Vestnik HNADU./ Sb.nauchn. tr., vyp. 29 - Harkov, 2005.-S.58-61.

Токмиленко Т.Т., Ковцур К.Г. Исследование выбора канала доставки вторичных дорожно-строительных материалов

Рассматривается характер влияния технологических параметров на выбор схемы доставки вторичных дорожно-строительных материалов на примере асфальтобетонного гранулята с целью повышения эффективности функционирования логистической системы, обеспечивающей проведение работ по ремонту автомобильных дорог.

Ключевые слова: схемы доставки дорожно-строительных материалов, асфальтобетонный гранулят, технологические параметры, эффективность, логистические затраты, себестоимость перевозки.

Tokmylenko T.T., Kovtsur K.G. Selection of the delivery channel of secondary road building materials

The impact of technological parameters on selection of the delivery channel of the secondary road-building materials is being reviewed based on example of bituminous-concrete granulated material in order to increase the efficiency of the operation of the logistic system, which provides road repair works.

Key words: delivery of road-building materials, asphalt concrete granulate, technological parameters, efficiency, logistic costs, cost of transportation.

АВТОРИ:

ТОКМИЛЕНКО Тетяна Томівна, старший викладач кафедри транспортних систем і логістики, Харківський національний автомобільно-дорожній університет e-mail: tetyana@tokmylenko.com

КОВЦУР Катерина Григорівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри транспортних систем і логістики, Харківський національний автомобільно-дорожній університет e-mail: kovtsyr@ukr.net

АВТОРЫ:

ТОКМИЛЕНКО Татьяна Томовна, старший преподаватель кафедры транспортных систем и логистики, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет e-mail: tetyana@tokmylenko.com

КОВЦУР Екатерина Григорьевна, кандидат технических наук, доцент кафедры транспортных систем и логистики, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет e-mail: kovtsyr@ukr.net

AUTHORS:

TOKMYLENKO Tetiana Tomivna, senior lecturer of Transportation Systems and Logistics department, Kharkiv National Automobile and Road University e-mail: tetyana@tokmylenko.com

KOVTSUR Ekaterina Grigorovna, PhD in Engeneering, associate professor of Transportation Systems and Logistics department, Kharkiv National Automobile and Highway University e-mail: kovtsyr@ukr.net

DOI: <https://doi.org/10.36910/automash.v1i12.77>

Стаття надійшла в редакцію 02.05.2019 р.

ПЕРЕЛІК ЗОВНІШНІХ РЕЦЕНЗЕТІВ

Бажинів О.В., доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри «Автомобільної електроніки», Харків, Україна.

Дідух В. Ф., доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри аграрної інженерії, Луцький національний технічний університет, Україна.

Кравченко О.П., доктор технічних наук, професор, Житомирський державний технологічний університет, професор кафедри «Автомобілі та автомобільне господарство», Житомир, Україна.

Крайник Л.В., д.т.н., професор, голова правління ВАТ «Укравтобуспром» Львів, Україна

Лебедев А.Т. доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри трактори і автомобілі, Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П.Василенка, Україна

Ланець О.С., доктор технічних наук, доцент, Національний університет «Львівська політехніка», директор Інституту інженерної механіки та транспорту, Львів, Україна.

Наглик І.С., доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри організації і безпеки дорожнього руху, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

Налобіна О.О., доктор технічних наук, професор, Національний університет водного господарства та природокористування, професор кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин та обладнання, Рівне, Україна.

Мурованій І.С., кандидат технічних наук, доцент, Луцький національний технічний університет, завідувач кафедри автомобілі і транспортні технології, Луцьк, Україна.

Плюський В. О., доктор технічних наук, професор, проректор із наукової роботи, Київський національний університет будівництва та архітектури, Київ, Україна.

Приймак О.В., доктор технічних наук, професор, Київський національний університет будівництва і архітектури, завідувач кафедрою теплотехніки, м. Київ, Україна.

LIST OF INVITED REVIEWERS

Aleksey Bazhinov, Doctor of Science in Engineering, Professor, Kharkiv National Automobile and Highway University, Head of Automotive Electronics Department, Kharkov, Ukraine.

Volodymyr Didukh, Doctor of Technical Sciences, Professor of Department of Agricultural Engineering, Lutsk National Technical University, Ukraine.

Alexander Kravchenko, Doctor of Science in Engineering, Professor, Zhitomir state technological university, a professor of department is «Cars and motor-car economy», Zhitomir, Ukraine.

Liubomyr Krainyk, D.Sc. Eng., Professor, Chairman of the Board of JSC «Ukraubusprom», Lviv, Ukraine

A. Lebedev Doctor of Science in Engineering, professor, zaveduyushchiy kafedroy traktorov i avtomobiley, Khar'kovskiy natsional'nyy tekhnicheskyy universitet sel'skogo khozyaystva im. P.Vasilenko, Ukraina.

Alexey Lanets, Doctor of Science in Engineering, Assoc. Professor, Lviv Polytechnic National University, Director of Mechanical Engineering and Transport Institute, Lviv, Ukraine.

Ivan Nahliuk, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Traffic Management and Safety Department, Kharkiv National Automobile and Highway University, Ukraine

Olena Nalobina, Doctor of Science in Engineering, Professor, National University of Water and Environmental Engineering, Professor of Building, Road, Reclamation, Agricultural Machinery and Equipment Department, Rivne, Ukraine.

Ihor Murovaniy, Candidate of Science in Engineering, Docent, Lutsk National Technical University, Head of cars and transport technologies, Lutsk, Ukraine.

Vitalii Ploskyi, Doctor of Technical Sciences,, professor, vice rector of Research, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine.

O. Pryymak, Doctor of Science in Engineering, Professor, Kyiv National University of Construction and Architecture, Head of Department of Thermal Engineering, Kiev, Ukraine.

Ремарчук М.П., доктор технічних наук, професор кафедри будівельних, колійних та вантажно-розвантажувальних машин Української державної Академії залізничного транспорту, Харків, Україна.

Сахно В.П., доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, Київ, Україна

Таран І.О., доктор технічних наук, професор, ДВНЗ «Національний гірничий університет», завідувач кафедри Управління на транспорті, Дніпро, Україна.

Шваб'юк В.І., доктор технічних наук, Луцький національний технічний університет, професор кафедри технічної механіки, Луцьк, Україна

Nicholas Remarchuk, Doctor of Science in Engineering, Professor of the Department of construction, wheeled and handling machines Ukrainian State Academy of Railway Transport, Kharkov, Ukraine.

Volodymyr Sakhno, Doctor of Science in Engineering, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, Kiev, Ukraine

Igor Taran, Doctor of Science in Engineering, Professor, State Higher Educational Institution «National Mining University», Head of The department of Transport Control, Dnipro, Ukraine.

Vasyl Shvabyuk, DSc.-Eng., Lutsk National Technical University, Professor of the Technical Mechanics Department, Lutsk, Ukraine.

Ціна договірна

Колектив авторів

СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТІ
ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING AND TRANSPORT

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

SCIENTIFIC JOURNAL

ISSN 2313-5425

Випуск 1 (12), 2019

Volume 1 (12), 2019

Видається двічі на рік

Publication Frequency: 2 issues per year

Комп'ютерний набір та верстка: В. Самостян
Дизайн обгортки: В. Чернецький

**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
[http:// http://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf](http://http://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal-mbf)

Підписано до друку 28.05.2019 р.
Формат 60x84/8. Гарнітура Times. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 19,58. Обл. вид. арк. 11,06. Тираж 100 прим.

Інформаційно-видавничий відділ
Луцького національного технічного університету
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75.
Свідцтво Держкомтелерадіо України ДК № 4123 від 28.07.2011 р.

Друк — Вежа-Друк. Зам. № 413.
(м. Луцьк, вул. Бойка, 1, тел. (0332)29-90-65).
Свідцтво Держ. комітету телебачення та радіомовлення України
ДК № 4607 від 30.08.2013 р.