

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



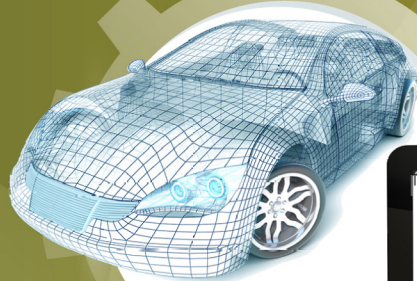
# СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТІ

Advances in Mechanical Engineering and Transport

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

2

2014



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*

№2

---

---

2014

*[www.automash.lntu.edu.ua](http://www.automash.lntu.edu.ua)*

ЛУЦЬК

LUTSK

Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. Науковий журнал. – Луцьк: Луцький НТУ, 2014.– №2.– 160 с.

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

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

#### РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

**Пустюльга С.І.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ (головний редактор); **Дідух В.Ф.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ (заступник головного редактора), **Плоский В.О.**, д.т.н., професор, Київський національний університет будівництва і архітектури (заступник головного редактора); **Сахно В.П.**, д.т.н., професор, Національний транспортний університет (заступник головного редактора); **Ярошевич М.П.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ (заступник головного редактора); **Козачук І.С.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ (відповідальний секретар); **Божидарнік В.В.**, д.т.н., професор, ректор Луцького НТУ; **Владут Валентин**, PhD. Eng., Національний інститут проектування машин та обладнання для сільського господарства і харчової промисловості (INMA, Румунія); **Вржеш М.В.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Головачук І.П.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Голячук С.Є.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Заболотний О.В.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Ковальов М.М.**, д.т.н., професор, Всеросійський науково-дослідний інститут механізації льонарства Російської академії сільськогосподарських наук; **Кравченко О.П.**, д.т.н., професор, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля; **Ланець О.С.**, д.т.н., доцент, НУ «Львівська Політехніка»; **Максимович О.В.**, д.т.н., професор, 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 національний технічний університет; **Олександренко В.П.**, д.т.н., професор, Хмельницький національний університет; **Рихтер Марцін**, PhD. Eng., Інститут автомобільного транспорту (Польща); **Рудь В.Д.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Савчук П.П.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ; **Селезньов Е.Л.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Цизь І.Є.**, к.т.н., доцент, Луцький НТУ; **Хамед Ашраф**, Dr.-Ing., ВАТ «Dornier Consulting» (Німеччина); **Шваб'юк В.І.**, д.т.н., професор, Луцький НТУ.

Друкується за рішенням Вченої ради  
Луцького національного технічного університету  
(Протокол №2 від 02.10.2014 р.)

## ЗМІСТ

<b>A. Hamed, L. Gasukha</b> Analysis of logistics performance index as a benchmarking tool to help the TRACECA countries identify the challenges and opportunities .....	5
<b>Батищева О.М., Родимов Г.А., Папшев В.А.</b> Управление процессом приработки контактирующих поверхностей подвижных деталей автомобилей .....	13
<b>Головкин В.В.</b> Прогрессивные технологии нарезания резьб в деталях автомобилей с применением ультразвука .....	17
<b>Гребенчак Ю.М., Савчук П.П.</b> Оцінка впливу експлуатаційної деградації сталі 20X13 лопаток парових турбін на тріщиностійкість металу .....	22
<b>Гречихин Л.И., Куць Н.Г.</b> Молекулярно-кинетическая теория эффективности работы двигателя Стирлинга .....	29
<b>Дідух В.Ф., Шолудько П.В.</b> Формування технологічних систем в агропромисловому комплексі .....	38
<b>Заболотний О.В., Сичук В.А.</b> Розробка і дослідження нових конструкцій пористих сопел для абразивно-струменевих машин .....	43
<b>Забродецъ І.П., Ярошевич М.П.</b> Модельовання динамічних процесів вібромашин з інерційними збудниками та різними моделями асинхронних двигунів .....	54
<b>Ільченко А.В., Тростенюк Ю.В., Тростенюк Ю.І.</b> Модельовання осьового теплового потоку термоанемометричного витратоміра в залежності від вмісту олій рослинного походження в дизельному паливі .....	61
<b>Кравченко И.Ф., Колесник П.А., Единович А.Б., Стельмах А.У., Шимчук С.П.</b> Повышение ресурса редукторов газотурбинных двигателей путем использования двухфазной маслороздушной смеси .....	67

## CONTENT

<b>A. Hamed, L. Gasukha</b> Analysis of logistics performance index as a benchmarking tool to help the TRACECA countries identify the challenges and opportunities .....	5
<b>O. Batishcheva, G. Rodimov, V. Papshev</b> Controlling the process of breaking-in of contacting surfaces of moving parts of a vehicle .....	13
<b>V. Golovkin</b> Advanced technologies of tapping in cars parts with usage of ultrasound .....	17
<b>J. Hrebenchak, P. Savchuk</b> Estimation of influence of operational degradation of steel 20Cr13 of steam turbine blades on crack resistance of metal .....	22
<b>L. Grechikhin, N. Kuts'</b> Molecular and kinetic theory of efficiency of Sterling engine .....	29
<b>V. Didukh, P. Sholudko</b> Efficiency of technological systems in agriculture complex .....	38
<b>O. Zabolotnyi, V. Sychuk</b> Development a new design and investigation of porous nozzles for abrasive jet machine .....	43
<b>I. Zabrodets, M. Yaroshevych</b> Modeling of dynamic processes vibration, inertia pathogens and different models of induction motors .....	54
<b>A. Ichenko, Yu. Trostenyuk, Yu. Trostenyuk</b> Simulation of the axial thermal stream of thermoanemometric flowmeter depending on the content of vegetable oils of plant origin in diesel fuel .....	61
<b>I. Kravchenko, P. Kolesnik, A. Edinovich, A. Stelmah, S. Shimchuk</b> Increase of a resource reducers gas turbine engines by means of a two-phase oil and air mixture .....	67



- Кравченко О.П., Панайотов К.К.**  
Щодо визначення довжини черги ван-тажних автомобілів при обслуговуванні навантажувальних бункерів безперервних виробництв ..... 73
- Марчук В.І., Лук'янчук Ю.А.**  
Забезпечення якості поверхонь кочення конічних роликів на операціях переривчастого шліфування ..... 79
- Марчук В.І., Приступа С.О.**  
До оцінки ефективності операцій механічного оброблення за енергетичними критеріями ..... 86
- Плоский В.О., Скочко В.І.**  
Побудова дискретних каркасів поверхонь із використанням рівнянь параметрів стану та положення в'язей сітчастих структур ..... 94
- Пустюльга С.І., Самчук В.П., Клак Ю.В.**  
Стикування дискретно представлених ділянок криволінійних поверхонь із заданим порядком гладкості за допомогою операцій над матрицями ..... 104
- Ройко О.Ю.**  
Використання квадродерев при загущенні сітки з трикутними комірками ..... 112
- Рудзінський В.В., Мельничук С.В., Рафальський О.І., Шумляківський В.П.**  
Дослідження стану пасажироперевезень в місті Житомирі, аналіз проблеми ..... 117
- Сахно В.П., Кузнєцов Р.М., Стельмашук В.В., Козачук Л.С.**  
До визначення показників стійкості автопоїзда категорії М1 у перехідних режимах руху ..... 123
- Сахно В.П., Тімков О.М., Мойся Д.М., Сайчук М.І., Кузнєцов Р.М., Гуменюк П.О.**  
Експериментальні дослідження маневреності автопоїзда з керованим напівприцепом ..... 129
- Цизь І.Є., Хомич С.М.**  
Моделювання руху повітряного потоку в середовищі сапропелю ..... 138
- Шваб'юк В.І., Ротко С.В., Шваб'юк В.В.**  
Контактна взаємодія композитної балки-смуги з жорстким штампом ..... 147
- П. Шелешовский, П. Старзицны**  
Испытания исполнительного органа очистных и проходческих комбайнов на воспламенение метано-воздушной смеси ..... 156
- A. Kravchenko, K. Panayotov**  
Determine queue length of trucks that service loading bunkers continuous production ..... 73
- V. Marchuk, Y. Lukyanchuk**  
Providing quality tapered roller bearing surfaces for intermittent grinding operations ..... 79
- V. Marchuk, S. Prystupa**  
To the question of evaluating the effectiveness of machining operations on energy criteria ..... 86
- V. Ploskiy, V. Skochko**  
The discrete cages of surfaces constructing using equations of state's parameters and conditions of mesh structure's communications ..... 94
- S. Pustiulga, V. Samchuk, Y. Klak**  
Dock of discretely represented section of curved linear surface with a certain order of smoothness using matrix operations ..... 104
- A. Royko**  
Usage of quadrees for condensing mesh with triangular cells ..... 112
- V. Rudzinskiy, S. Melnychuk, O. Rafalsky, V. Shumliakivskyi**  
Research of a condition of passenger transportation in Zhytomyr, problem analysis ..... 117
- V. Sakhno, R. Kuznietsov, V. Stelmashchuk, L. Kozachuk**  
To defining stability indicators for lorry convoy of M1 category in transient modes of its motion ..... 123
- V. Sakhno, O. Timkov, D. Moisia, M. Saichuk, R. Kuznietsov, P. Gumeniuk**  
Experimental research of maneuverability of lorry convoy with controlled semi-trailer ..... 129
- I. Tsyz', S. Khomych.**  
Simulation of the air flow in the environment of sapropel ..... 138
- V. Shvabyuk, S. Rotko, V. Shvabyuk**  
Contact interaction of composite beams-strip with rigid punch ..... 147
- P. Šelešovský, P. Starzyczny**  
Testing of device efficiency for decrease of hazard of methane-air mixture ignition trough cutting unit during the operation of road headers and longwall shearers ..... 156

Dr. A. Hamed<sup>1</sup>, L. Gasukha<sup>2</sup>  
<sup>1</sup>*Dornier Consulting GmbH*  
<sup>2</sup>*Lutsk National Technical University*

## ANALYSIS OF LOGISTICS PERFORMANCE INDEX AS A BENCHMARKING TOOL TO HELP THE TRACECA COUNTRIES IDENTIFY THE CHALLENGES AND OPPORTUNITIES

Recent researches show that TRACECA countries have improved their logistics capacities during past decades, following independence. The level of improvements have been very different and this has affected the overall development of the TRACECA corridor [1].

Within the Framework of European Commission technical assistance to the TRACECA countries, different analysis have been made, that showed that border crossings poses the main bottlenecks for smoother flow of freight across the countries along the corridor.

Border crossings need not to be reviewed in isolated manner but in broader context of further indicators that affects the logistics performance on the national level.

The Logistics Performance Index (LPI) and its indicators provide the first in-depth cross-country assessment of the logistics rank among countries. Drawing on the first-hand knowledge of logistics professionals worldwide, it provides a comprehensive picture of supply chain performance—from customs procedures, logistics costs, and infrastructure quality to the ability to track and trace shipments, timeliness in reaching destination, and the competence of the domestic logistics industry.

The LPI and its indicators point to significant differences in logistics performance across countries and regions. It reflects not only expected disparities between developed and developing countries, but more important, significant differences among developing countries at similar levels of development [2].

The LPI rankings and indicators provide robust benchmarks that may help build the case for reform. By shining a light on the costs of poor logistics performance, the LPI and its indicators can help countries break out of the vicious circle of logistics unfriendliness to effectively access global markets.

TRACECA countries including Ukraine have done a great deal in improvement of logistic, though they are still having bottlenecks to improve. This publication attempts to identify improvement potential of the logistic sector for the transport route.

**Keywords:** logistics performance index, LPI rankings, LPI indicators, TRACECA (TRANsport Corridor Europe Caucasus Asia), Logistics Reform Matrix.

### Scope of Analysis and scientific relevance.

The efficiency of logistics service depends on the quality of the national infrastructure as well as the effectiveness of applied policies and institutions running the services. Technological development and market deregulations have extended new opportunities for economic growth. Nevertheless, expanded supply chains and global production networks put a new premium on moving goods in a reliable / predictable, timely, and cost-effective manner.

TRACECA corridor is no exception. The countries are involved in gradual development trends of trade and economic development. Major traffic flows passing through the corridor is formed on the one hand, in Western and Central Europe, and on the other - in Central and South-East Asia.

The attractiveness of TRACECA corridor for freight is defined to greatest extent, by national willingness to extend their regional cooperation and services development.

At present the TRACECA countries have been gradually implementing the IGC TRACECA Strategy for development of the international transport Europe-Caucasus-Asia corridor for the period up to 2015, aimed at creation of a sustainable infrastructure chain ensuring multi-modal transport with stepwise alignment of the corridor as continuation of the Trans-European Transport Networks (TENs) [5].

The outcomes of those improvements have to contribute to the development of TRACECA competitiveness and attractiveness of the corridor to facilitate further trade liberalization and reduction of barriers in the path of goods along the whole corridor. The LPI review shows the development of the national logistic sector progress in the TRACECA countries as a benchmark for national efforts and to highlight the areas that requires further development.

**Objectives of the article are** to shed light on how TRACECA countries are doing in the area of trade logistics, and what they can do to improve their performance.

### Evaluation approach of the LPI results as a benchmark for TRACECA route

The Logistics Performance Index is an interactive benchmarking tool created to help countries identify the challenges and opportunities they face in their performance on trade logistics and what they can do to improve their performance. The LPI 2014 allows for comparisons across 160 countries. The LPI is based on a worldwide survey of operators on the ground (global freight forwarders and express carriers), providing feedback on the logistics “friendliness” of the countries in which they operate and those with which they trade. They combine in-depth knowledge of the countries in which they operate with informed qualitative assessments of other countries where they trade and experience of global logistics environment. Feedback from operators is supplemented with quantitative data on the performance of key components of the logistics chain in the country of work.

The LPI consists therefore of both qualitative and quantitative measures that help building profiles of logistics friendliness for these countries. It measures performance for the logistics supply chain within a country and offers two different perspectives, namely the international and domestic one.

**The International Index** provides qualitative evaluations of a country in six areas by its trading partners—logistics professionals working outside the country.

**The Domestic LPI** provides both qualitative and quantitative assessments of a country by logistics professionals working locally. It includes detailed information on the logistics environment, core logistics processes, institutions, and performance time and cost data.

The international LPI analyzes countries in six components [2]:

1. The efficiency of customs and border clearance (“Customs”).
2. The quality of trade and transport infrastructure (“Infrastructure”).
3. The ease of arranging competitively priced shipments (“Ease of arranging shipments”).
4. The competence and quality of logistics services—trucking, forwarding, and customs brokerage (“Quality of logistics services”).
5. The ability to track and trace consignments (“Tracking and tracing”).
6. The frequency with which shipments reach consignees within scheduled or expected delivery times (“Timeliness”).

The interrelationship of Regulation and Performance shown on Figure 1.

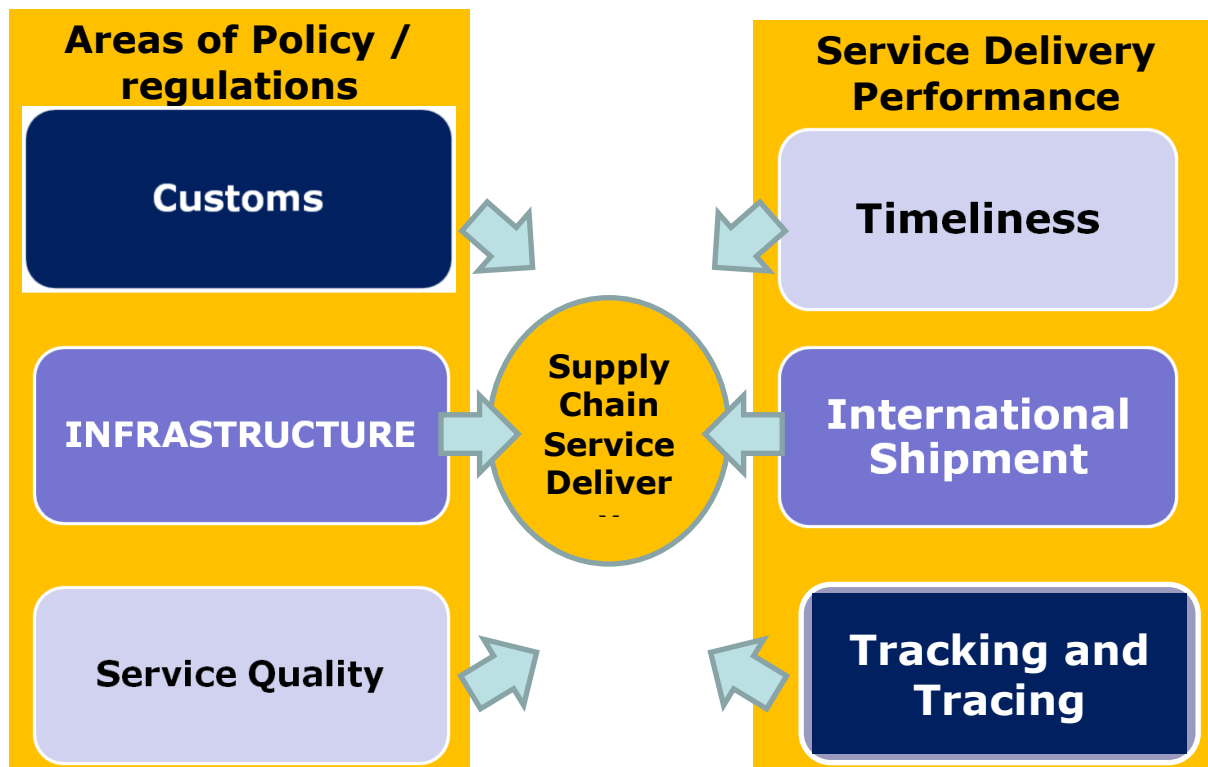


Figure 1. Input and outcome LPI indicators. Source [2].

The figure categorizes the six LPI indicators into two main groups. One that includes policy and

regulations with inputs to the supply chain (customs, infrastructure, and quality of logistics services) and a second that includes the service delivery performance outcomes (timeliness, international shipments, and tracking and tracing).

Following the development of the LPI ranking along a time series between 2007 and 2014 reveals the development each country has achieved. The LPI ranking for TRACECA countries shown on Figure 2. It also features Germany and Russia as reference benchmark.

Страна / Country	2007	2010	2012	2014	2007-2014
Germany DEU	3	1	4	1	↑
Турция TUR	34	39	27	30	↑
Румыния ROM	51	59	54	40	↑
Болгария BGR	55	63	36	47	↑
Грузия GEO		93	77	116	↓
Украина UKR	73	102	66	61	↑
Russian RUS	99	94	95	90	↑
Кыргызская Р KGZ	103	91	130	149	↓
Молдова MDA	106	104	132	94	↑
Азербайджан AZE	111	89	116	125	↓
Узбекистан UZB	129	68	117	129	↔
Армения ARM	131	111	100	92	↑
Казахстан KAZ	133	62	86	88	↑
Таджикистан TJK	146	131	136	114	↑

Figure 2. LPI ranking / change of TRACECA countries. Source: Authors analysis.

Figure 2 particularly shows TRACECA Countries where LPI ranking from 2007 is decreased are: Georgia, Kyrgyzstan and Azerbaijan. In Uzbekistan the LPI remained within the same rank as in 2007. The rest TRACECA countries improve their LPI ranking from 2007.

Figure 3 reflects the LPI development for TPACECA countries.

Страна	2007	2010	2012	2014
Турция TUR	3,15	3,22	3,51	3,50
Румыния ROM	2,91	2,84	3,00	3,26
Болгария BGR	2,87	2,83	3,21	3,16
Грузия GEO		2,61	2,77	2,51
Украина UKR	2,55	2,57	2,85	2,98
Кыргызская Р. KGZ	2,35	2,62	2,35	2,21
Молдова MDA	2,31	2,57	2,33	2,65
Азербайджан AZE	2,29	2,64	2,48	2,45
Узбекистан UZB	2,16	2,79	2,46	2,39
Армения ARM	2,14	2,52	2,56	2,67
Казахстан KAZ	2,12	2,83	2,69	2,70
Таджикистан TJK	1,93	2,35	2,28	2,53

Figure 3. LPI development for TPACECA countries. Source: Authors analysis.

The absolute values shown on Figure 3 illustrates that the LPI score was decreased in 2010 – in 2 TRACECEA countries (Romania and Bulgaria); in 2012 6 countries (Kyrgyz Republic, Moldova, Azerbaijan, Uzbekistan, Kazakhstan, Tajikistan) and in 2014 – in 6 TRACECEA countries (Turkey, Bulgaria, Georgia, Kyrgyzstan, Uzbekistan, Azerbaijan).

The position of the TRACECEA countries in the LPI quintile categories is shown in Figure 4.

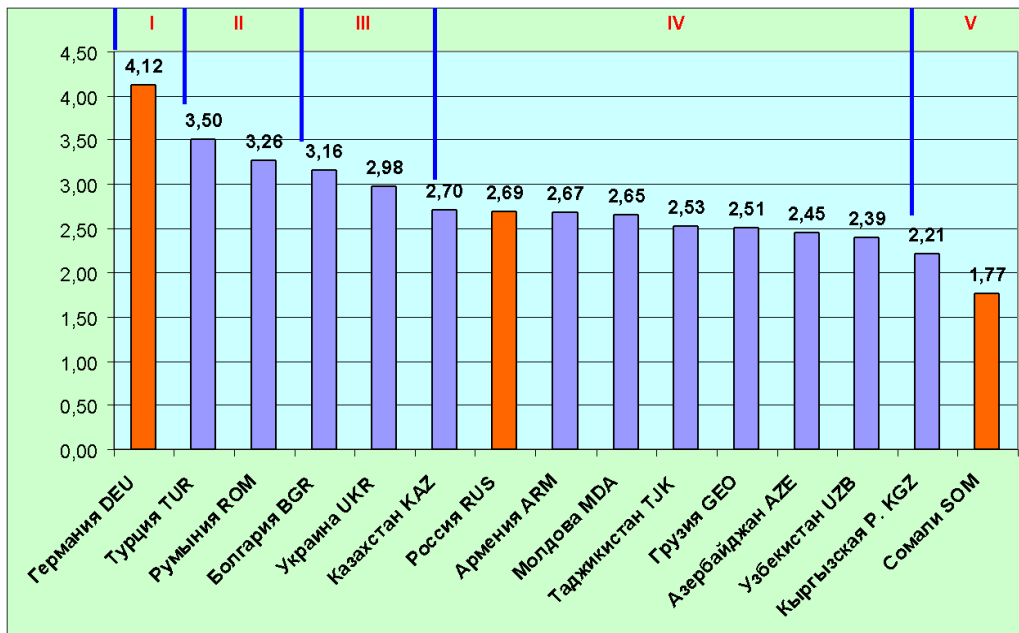


Figure 4. Overall LPI score 2014 for TRACECEA countries. Source: Authors analysis.

The quintile categories shown in Figure 4 play an important role when grouping necessary actions. Countries in top category develop different level of measures to improve the logistic performance than the second and third quintile. Figure 4 shows that none of the TRACECEA countries are in the top quintile group. Merely two countries lie within each of the second and third quintiles. With exception of Kyrgyzstan, all remaining countries lie within the fourth quintile.

It is important to know in which quintile the countries are for creating the Logistics Reform Matrix. This shown at later section of this paper. Turkey for example lies within the second quintile has been developing very well in the period 2007 -2014. It is the one TRACECEA country that has the highest LPI scores in 2014. Turkey LPI development shown on Figure 5. It shows great deal of improvements in almost all indicators.

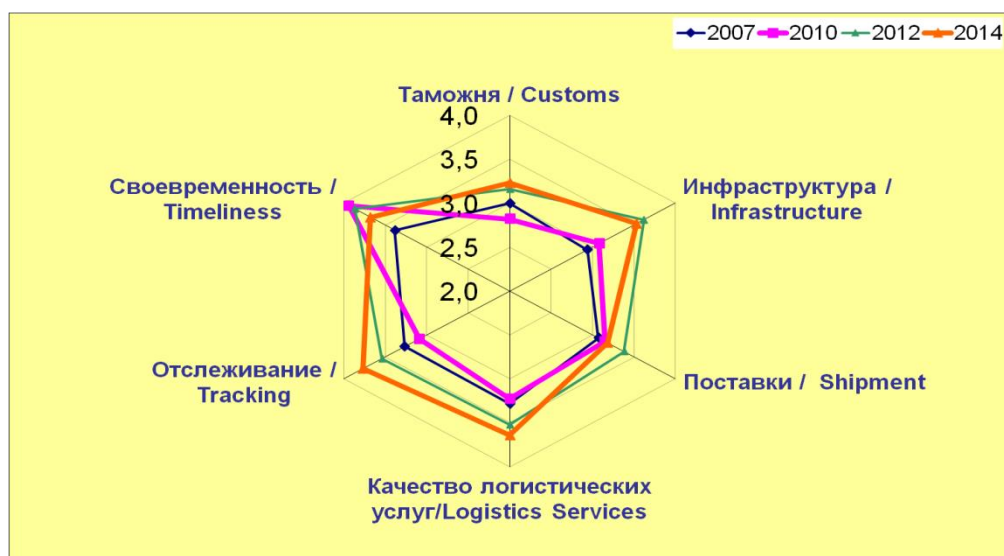


Figure 5. Turkey LPI development on 2007-2014. Source: Authors analysis.

Also Ukraine as the country in the second quintile has performed considerable improvements in the time frame of 2007 – 2014. Ukraine LPI development shown on Figure 6. Ukraine development also shows continuous improvements in almost all indicators.



Figure 6. Ukraine LPI development on 2007-2014. Source: Authors analysis.

On the lowest quintile hosting TRACECA country, the Kyrgyz Republic. Its LPI development over 7 years period 2007 and 2014 is shown LPI. It shows decrease in the timeliness, tracking and slight improvement along the customs indicator.

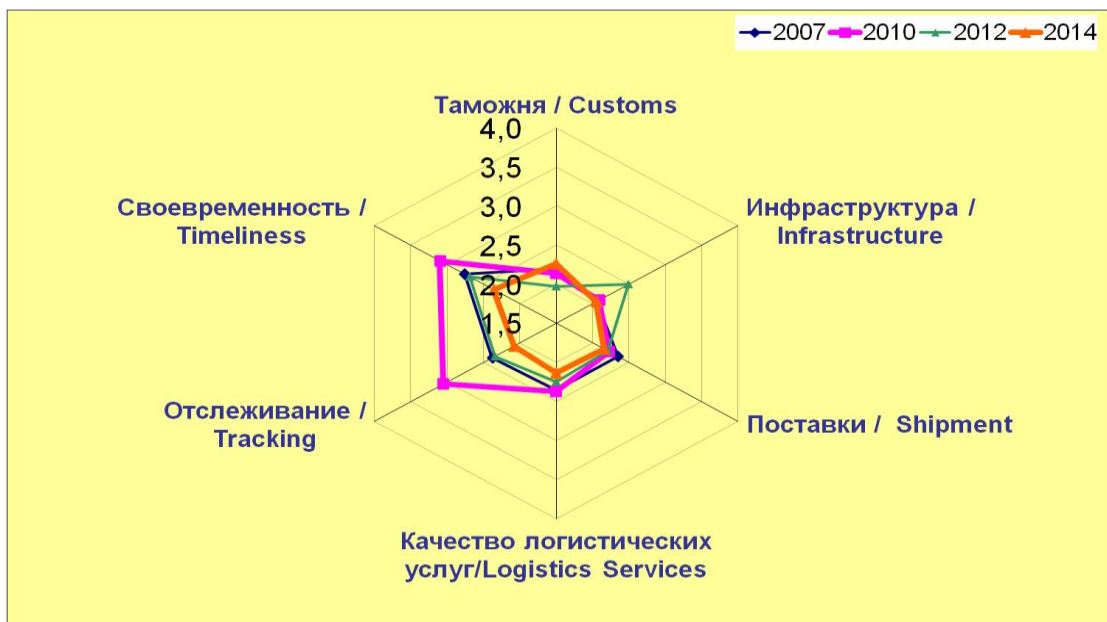


Figure 7. Kyrgyz Republic LPI development on 2007-2014. Source: Authors analysis.

The LPI analysis also looks at the different measures and areas of intervention that has been the focus of improvements by the different countries categorized into the Quintiles. This analysis is shown as a Logistics Improvement Matrix shown on Figure 8.



Areas of Intervention	LPI Quintiles			
	5	3 / 4	2	1
<i>Transport infrastructure</i>	■	■	■■	■
<i>information and communications technology</i>	■	■		
<i>Logistics facilities</i>			■	■■
<i>Customs</i>	■■■	■■	■	
<i>Integration of border management</i>	■	■■■	■■■	■
<i>Services Reform</i>	■■	■■■	■■■	
<i>Regional Facilitation and Corridor</i>	■■■	■■	■■	
<i>National Data Tools</i>	■	■	■■■	■■■
<i>Green Logistics</i>			■■	■■■

Figure 8. Logistics Improvement Matrix. Source [2].

The Logistics Improvement Matrix allows to draw the following observations:

1. Infrastructure development is an area of continuous improvements that concerns members of all quintiles. The second quintile members have put higher focus on this area of action to enable a leap forward. This is added to further development of the logistics facilities.
2. The attention to green logistics is growing but remains concentrated in high-income countries.
3. Countries of top groups have moved into new area of improvements, namely green logistics.
4. Third and fourth quintile members are still focusing on their customs improvements and the reform of the services.

#### **Conclusions and Recommendation.**

The top-ranked countries remain those of high-income. A mature logistics services market is distinctive of the high-performing countries. Yet the gap between the best and worst performers is slowly narrowing thanks to improvements in infrastructure and border clearance. LPI gave them warning [2].

The LPI analysis shows that a strategic use of logistics is likely to continue altering the nature of operations in the sector. Governments of TRACECA countries are well advised to match these changes. However, it is important for governments to deploy adapted concepts of logistics and to stimulate economic competitiveness to achieve the targeted economic development. On the same time, governments need to watch for negative impacts to achieve a more balanced approach to economic growth with sustainable development.

In order to increase competitiveness by promoting the opportunities offered by the logistics sector and also achieving sustainable development, governments of TRACECA countries need to pursue an integrated policy framework. The range of policy issues affecting the efficiency are wide and extend beyond the jurisdiction of single government agencies charged solely with improving the performance of the transport sector. Also, since transport and logistics are interrelated with international trade, international finance, sustainable economic development, global climate change and regional and local concerns, the policy framework should be seen in a much broader context and be coordinated accordingly.

TRACECA countries differ in their use of logistics since they are at different stages of development with diversified cultural backgrounds. Several countries suffer from insufficient specialized logistics knowledge as well as lack of more general awareness of the importance of logistics, and are therefore unable to formulate cohesive policies to manage logistics. In addition, modern logistics concepts such as intermodal transport have not penetrated these countries yet. Nevertheless, all regions should respond to the current developments in logistics and the need for efficient and environmentally friendly transport solutions. The effectiveness and efficiency of policy actions could be analyzed through comparative studies.

In both developed and developing countries, financial instruments available to governments for the development of infrastructure are still not sufficiently flexible, prevalent, or transparent to cover and

serve current needs. The potential for innovative financing arrangements, including Public-Private Sector Partnerships, should be explored.

For example, Ukraine, being on the verge of to be more aligned along the European logistics, will need to invest much in further improving its logistics performance. The LPI can be a helpful instrument to reveal areas of actions. Also further internal benchmarking (partially performed by TRACECA) can be of support to the national agencies to gear up their efforts to match the European standards. To achieve efficient border clearance, Ukraine will require substantial improvements in customs and other control agencies. A new generation of reforms and approximation more complex in nature are needed and they will span across many sectors.

Logistics developments necessitate changes in the demand for skills and not only in the infrastructure, hardware and legislations. Improved training and qualification systems are needed to respond to these developments. Human resource development is of paramount importance to accompany the infrastructure investment to ensure sustainability. Also Public private partnership provides support to the freight industry improvements. It remains a fact that the level of skills in the most TRACECA countries is in need of substantial capacity building measures.

## REFERENCES

1. Monitoring TRACECA Route Attractiveness TRACECA Route Attractiveness indeX (TRAX)-
2. Connecting to Compete 2014. Trade Logistics in the Global Economy. The Logistics Performance Index and Its Indicators. <http://lpi.worldbank.org>
3. Internet resource <http://www.internationaltransportforum.org>
4. Internet resource <http://www.ciilogistics.com>
5. Internet resource <http://www.traceca-org.org/en/traceca>
6. Internet resource: <http://lpi.worldbank.org>
7. TRACECA IGC Strategy
8. Dr. Hamed IDEA PROJECT Working Paper

### ***A. Хамед, Л. Гасуха. Аналіз індексу ефективності логістики як системного показника з метою допомоги країнам ТРАСЕКА визначити проблеми та можливості.***

Останні дослідження показують, що країни ТРАСЕКА поліпшили свої логістичні можливості протягом останніх десятиліть після здобуття незалежності. Але ступені поліпшення різнилися в різних країнах, що і вплинуло на загальний розвиток коридору ТРАСЕКА. [1].

В рамках технічної допомоги Європейської комісії країнам ТРАСЕКА було зроблено порівняльний аналіз, який дав змогу побачити, що прикордонні переходи являються основними вузькими місцями для більш плавного потоку вантажів вздовж усіх країн по коридору.

Прикордонні переходи не повинні розглядатися ізольовано, а в більш широкому контексті загальних показників, які впливають на ефективність логістики на національному рівні.

Індекс ефективності логістики (LPI) та його показники дають першу глибоку порівняльну оцінку розриву логістики між країнами. Спираючись на досвід професіоналів з логістики по всьому світу, він дає повну картину продуктивності ланцюжка поставок від митних процедур, витрат на логістику і якість інфраструктури до здатності відслідковування вантажів, своєчасності у досягненні мети, і компетенції вітчизняної індустрії логістики.

LPI і його індикатори вказують на значні відмінності в ефективності логістики між країнами і регіонами. Це відображає не тільки очікувані відмінностей між розвиненими і країнами, що розвиваються, але більш важливі, істотні відмінності між країнами з аналогічним рівнем розвитку [2].

LPI рейтинги і показники дають надійні орієнтири, які можуть допомогти започаткувати реформи. Допомогають пролити світло на те, в що обходиться низька ефективність логістики. LPI і його показники можуть допомогти країнам вирватися з порочного кола логістики з низьким рівнем ефективності і розширити доступ на світові ринки.

Країни ТРАСЕКА, включаючи Україну, зробили багато чого в поліпшенні логістики, хоча вони як і раніше мають вузькі місця для маршрутів торгових потоків.

**Ключові слова:** Індекс ефективності логістики, LPI рейтинг, показники LPI, ТРАСЕКА (транспортний коридор Європа-Кавказ-Азія), Матриця реформ логістики.

### ***A. Хамед, Л. Гасуха. Анализ индекса эффективности логистики как системного показателя с целью помочь странам ТРАСЕКА определить проблемы и возможности.***

Последние исследования показывают, что страны ТРАСЕКА улучшили свои логистические возможности на протяжении последних десятилетий после обретения независимости. Но урони улучшения в разных странах были очень разные и это повлияло на общее развитие коридора ТРАСЕКА [1].

В рамках технической помощи Европейской комиссии странам ТРАСЕКА был сделан сравнительный анализ, который показал, что пограничные переходы представляет основные узкие места для более плавного потока грузов по всем странам вдоль коридора.

Пограничные переходы не должны рассматриваться изолированно, а в более широком контексте

общих показателей, который влияет на эффективность логистики на национальном уровне.

Индекс эффективности логистики (LPI) и ее показатели дают первую углубленную сравнительную оценку разрыва логистики между странами. Опираясь на опыт профессионалов с логистики по всему миру, он дает полную картину производительности цепочки поставок от таможенных процедур, затрат на логистику и качество инфраструктуры к способности отслеживания грузов, своевременности в достижении цели, и компетенции отечественной индустрии логистики.

LPI и его показатели указывают на значительные различия в эффективности логистики между странами и регионами. Это отражает не только ожидаемые различия между развитыми и развивающимися странами, но более важные, существенные различия между странами с аналогичным уровнем развития [2].

LPI рейтинги и показатели дают надежные ориентиры, которые могут помочь провести реформы. Помогают пролить свет на то, в что обходиться низкая эффективность логистики. LPI и его показатели могут помочь странам вырваться из порочного круга логистики с низкой эффективностью и получить доступ на мировые рынки.

Страны ТРАСЕКА, включая Украину, сделали многое в улучшение логистики, хотя они по-прежнему имеют узкие места в маршрутах торговых потоков.

**Ключевые слова:** Индекс эффективности логистики, LPI рейтинг, показатели LPI, ТРАСЕКА (транспортный коридор Европа-Кавказ-Азия), Матрица реформ логистики.

#### AUTHORS:

*Ashraf HAMED*, Dr.-Ing., Chief Consultant, Director European Neighborhood, Dornier Consulting GmbH, Berlin, Germany, e-mail: [Ashraf.Hamed@dornier-consulting.com](mailto:Ashraf.Hamed@dornier-consulting.com)

*Larysa GASUKHA*, Postgraduate student of Economics and Enterprise Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [lgasuha76@gmail.com](mailto:lgasuha76@gmail.com)

#### АВТОРИ:

*Ашраф ХАМЕД*, доктор технічних наук, головний консультант, директор європейського сусідства, ВАТ Дорнієр Консалтинг, Німеччина, e-mail: [Ashraf.Hamed@dornier-consulting.com](mailto:Ashraf.Hamed@dornier-consulting.com)

*Лариса ГАСУХА*, аспірант кафедри економіки та підприємництва, Луцький національний технічний університет, e-mail: [lgasuha76@gmail.com](mailto:lgasuha76@gmail.com)

#### АВТОРЫ:

*Ашраф ХАМЕД*, доктор технических наук, главный консультант, директор европейского соседства, ОАО Дорниер Консалтинг, Германия, e-mail: [Ashraf.Hamed@dornier-consulting.com](mailto:Ashraf.Hamed@dornier-consulting.com)

*Лариса ГАСУХА*, аспирант кафедры экономики и предпринимательства, Луцкий национальный технический университет, e-mail: [lgasuha76@gmail.com](mailto:lgasuha76@gmail.com)

#### REVIEWER:

*Alexander KRAVCHENKO*, Doctor of Science in Technology, Professor, East Ukrainian National University named after Volodymyr Dahl, Head of Avtonika and Transport Management Department, Lugansk, Ukraine.

#### РЕЦЕНЗЕНТ:

*КРАВЧЕНКО О.П.*, доктор технічних наук, професор, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, завідувач кафедри автоніки та управління на транспорті, Луганськ, Україна.

#### РЕЦЕНЗЕНТ:

*КРАВЧЕНКО А.П.*, доктор технических наук, профессор, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, заведующий кафедрой автоник и управления на транспорте, Луганск, Украина.

Стаття надійшла в редакцію 05.09.2014р.

Батищева О.М., Родимов Г.А., Папшев В.А.  
*Самарский государственный технический университет*

## УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ ПРИРАБОТКИ КОНТАКТИРУЮЩИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОДВИЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

Представлены результаты исследований влияния ультразвуковых колебаний на интенсивность приработки и механизм изнашивания контактирующих поверхностей подвижных деталей автомобилей в процессе сборки. Рассмотрена возможность управления процессом приработки поверхностей с применением ультразвуковых колебаний с варьируемыми параметрами.

**Ключевые слова:** приработка, подвижные детали, сборка автомобиля.

**Вступ.** В условиях современного производства для обеспечения конкурентоспособности продукции необходимо постоянное совершенствование технологий обработки деталей и сборки узлов автомобилей. Особое внимание уделяется изучению процессов приработки подвижных деталей автомобилей в процессе сборки. Известно, что воздействие ультразвуковых колебаний изменяет условия контактного взаимодействия деталей. Протекающие при этом физико-химические процессы оказывают существенное влияние на механизм приработки и изнашивания контактирующих поверхностей подвижных деталей в процессе сборки. [2, 4, 5]

Исследования характера нагружения поверхностей, их адгезионного взаимодействия и энергетического состояния позволили идентифицировать физический механизм изнашивания в ультразвуковом поле как процесс контактной усталости с последующим разрушением в результате накопления повреждений [1, 2].

Совместное действие сил трения и высокочастотного циклического нагружения обуславливает возникновение сложного напряженного состояния поверхностного слоя деталей и ускоряет развитие процессов усталостного изнашивания. Последнее в значительной мере связано с особенностями деформационного упрочнения поверхностного слоя, которое в условиях ультразвукового воздействия включает несколько этапов.

На первом этапе вследствие знакопеременных сдвиговых деформаций быстрее, чем при обычном трении скольжения, развиваются пластические деформации, и возникает предельное для данных условий трения упрочнение. Дальнейшее знакопеременное деформирование исчерпывает возможности микрообъемов упрочняться и интенсифицирует усталостные процессы. В этом случае металл испытывает за короткий промежуток времени большое количество циклов нагружения, что вызывает разрушение при напряжениях не только ниже предела текучести, но и предела упругости [3].

С целью определения оптимальных режимов процесса сборки подвижных соединений автомобилей были проведены исследования процессов изнашивания и приработки в ультразвуковом поле [4, 5, 6]. В ходе эксперимента на подвижное сопряжение накладывались ультразвуковые колебания (УЗК) с целью воздействия на контактное трение и механизм изнашивания и приработки, а также на динамику деталей подвижного сопряжения.

Прохождение вынужденных колебаний ультразвуковой частоты через детали подвижного сопряжения зависит не только от мощности излучателя, но и от многих других внешних факторов. Исследования инденторов различной конструкции показали, что минимальные потери ультразвуковой энергии достигаются тогда, когда контртело не имеет сложных конструктивных переходов. Основываясь на данных [3], это можно объяснить тем, что отраженные волны от поверхности контртела и сопряженного с ним вала, идущие в противоположном ультразвуковым колебаниям направлении, незначительны и их энергия минимальна. Общую картину прохождения ультразвуковых колебаний через сопряжение можно представить следующим образом: частично они поглощаются металлом контртела, достигнув поверхностей контртела, часть волн в зависимости от коэффициента отражения пойдет от этих поверхностей в другом направлении, а оставшаяся часть пойдет в сопряженную с контртелом деталь. При каждом отражении часть энергии продольных волн будет переходить в сдвиговые и наоборот. Если площадка, на которой происходит возбуждение колебаний, по сравнению с длиной волны велика, то она служит

источником плоской волны, а если мала – сферической. Однако и в том и другом случае на границе площадки возбуждаются сдвиговые волны.

Установлено аналогичное обычному фрикционному взаимодействию влияние удельного давления в контакте и скорости относительного перемещения поверхностей на линейную интенсивность изнашивания  $J_n$ :

$$J_n = \frac{dH}{dL_{np}},$$

где  $H$  – износ, мкм;

$L_{np}$  – путь трения, м.

С увеличением этих характеристик в исследованном диапазоне интенсивность изнашивания  $J_n$  растет. На рис. 1 показаны графики изменения интенсивности изнашивания  $J_n$  в зависимости от удельного давления  $p$ , скорости относительного перемещения  $v$  и направления ультразвуковых колебаний для пары сталь 45 – сплав Д16. Введение в зону контакта нормальных ультразвуковых колебаний увеличивает интенсивность изнашивания в меньшей степени по сравнению с тангенциальными колебаниями.

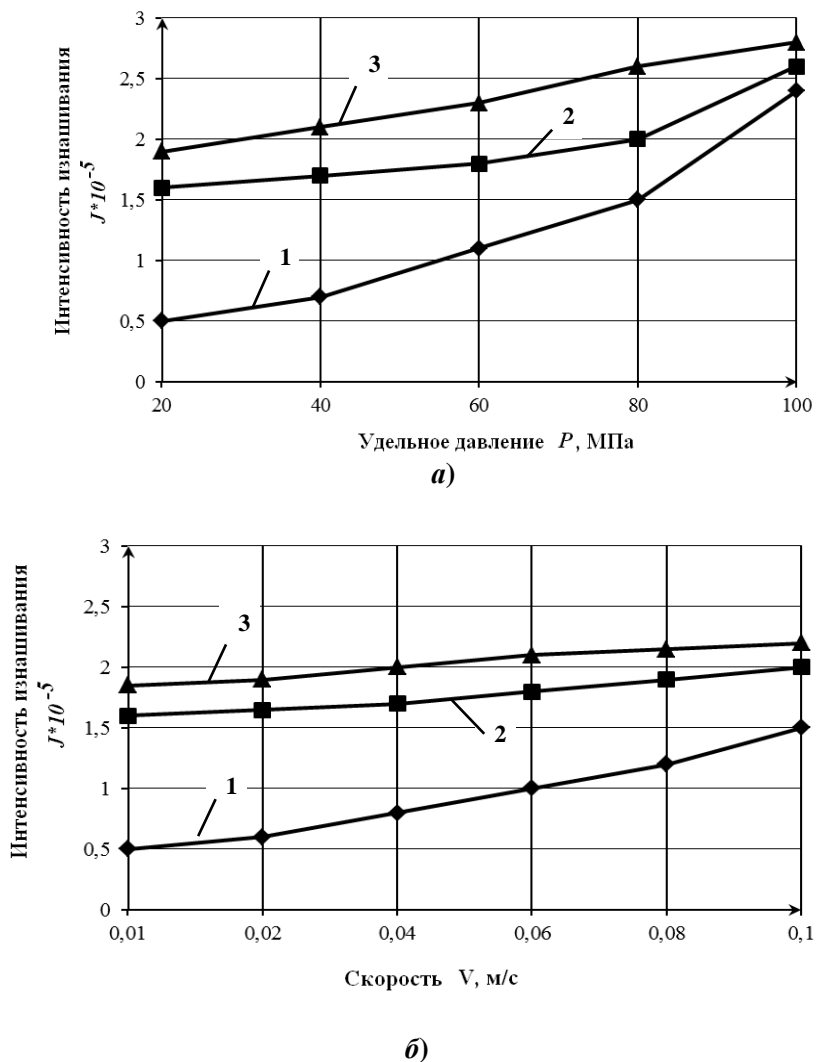


Рис. 1. Влияние удельных давлений, скорости относительного перемещения и направления колебаний на интенсивность изнашивания «сталь 45 – сплав Д16»:

а)  $V=0,01$  м/с; б)  $p=20$  МПа;  $\xi=6$  мкм;  $f=20$  кГц;

1 – обычное; 2 – нормальные УЗК; 3 – тангенциальные УЗК



Под действием колебаний независимо от величины исходной шероховатости и твердости наблюдается интенсивное деформирование микровыступов, изменение их формы и размеров, что интенсифицирует процесс приработки поверхностей.

При соприкосновении поверхностей взаимодействие их микрорельефов происходит по вершинам наиболее высоких неровностей, поэтому в начале нагружения наибольшее влияние на время приработки оказывают шероховатость, твердость материалов и время контакта.

Сопоставительный анализ результатов исследований и данных, приведенных в работах [1– 5], позволяет сделать вывод, что механизм приработки поверхностей под воздействием ультразвуковых колебаний связан с интенсификацией развития сдвиговых деформаций, генерированием дефектов структуры, разрушением металлических связей, образованием новых поверхностей и увеличением их свободной энергии. Ускоряя сдвиговые деформации, ультразвуковые колебания способствуют более активному формированию равновесной шероховатости контактных поверхностей в процессе сборки, что позволяет существенно сократить время приработки поверхностей деталей из стали.

При этом детали, прошедшие приработку под воздействием ультразвуковых колебаний, при дальнейшей эксплуатации имеют одинаковый по сравнению с обычно приработанными деталями износ, как это показано в работе [3].

Анализ результатов исследований свидетельствует, что при введении в зону контакта ультразвуковых колебаний время приработки снижается с 80 секунд при обычном взаимодействии до 6 секунд при нормальных и до 4 секунд при тангенциальных колебаниях. Меньшие значения времени приработки в последнем случае связаны с более интенсивными процессами усталостного разрушения, сопровождающимися тангенциальными ультразвуковыми колебаниями.

При фрикционном взаимодействии стальных деталей в ультразвуковом поле описанные выше особенности в основном сохраняются. Однако при контакте поверхностей с одинаковой исходной твердостью наложение ультразвуковых колебаний на индентор снижает его твердость, а его шероховатость изменяется, приближаясь к шероховатости контртела до тех пор, пока не наступит равновесное состояние, характерное для данных условий трения. Если в качестве индентора используется более твердый материал, то путем подбора соответствующих параметров ультразвуковых колебаний можно достигнуть значительного снижения его твердости и интенсифицировать процесс приработки [5, 6, 7].

Наиболее эффективным является приложение ультразвуковых колебаний на деталь с более высокой шероховатостью контактирующей поверхности.

Так, при взаимодействии стали 45 (HB200) и стали 40X (HB230) в ультразвуковом поле ( $\xi=6$  мкм и  $f=20$  кГц) процесс приработки при скорости вращения 1,0 м/с происходит в течение  $(5\pm 6)$  с. Аналогичные результаты получены и при фрикционном взаимодействии закаленных сталей, однако, время образования равновесной шероховатости увеличивается в 2 – 3 раза. Это свидетельствует об интенсификации процесса изнашивания в ультразвуковом поле [4, 5].

Таким образом, проведенными исследованиями установлено, что введение ультразвуковых колебаний в зону фрикционного взаимодействия поверхностей увеличивает интенсивность изнашивания по сравнению с обычным контактированием. При этом большая интенсивность изнашивания наблюдается при введении тангенциальных колебаний. Интенсификация процесса изнашивания способствует сокращению времени приработки поверхностей с образованием равновесной шероховатости. Это создает хорошие предпосылки для управления этим процессом путем рационального выбора параметров ультразвуковых колебаний и их направления.

1. Комбалов В.С. Влияние шероховатости твердых тел на трение и износ / В.С. Комбалов – М: Наука, 1974. – 112 с.

2. Северденко В.П. Прокатка и волочение с ультразвуком / В.П. Северденко, В.В. Клубович, А.В. Степаненко – Минск: Наука и техника, 1970. – 288 с.

3. Филяев А.Т. Изнашивание сталей в ультразвуковом поле / А.Т. Филяев – Минск: Наука и техника. 1978. – 288 с.

4. Штриков Б.Л. Исследование интенсивности изнашивания и приработки контактных поверхностей при сборке с наложением ультразвуковых колебаний / Б.Л. Штриков, Г.А. Родимов // Сборка в машиностроении и приборостроении. 2002. № 9. – С. 2–4.

5. Штриков Б.Л. Особенности сборки подшипниковых узлов / Б.Л. Штриков, Г.А. Родимов, О.М. Батищева // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2003. №1. – С. 3–6.

6. Штриков Б.Л. Автоматизированная система научных исследований процессов ультразвуковой сборки / Б.Л. Штриков, В.Г. Шуваев, В.А. Папшев // Сборка в машиностроении и приборостроении. 2007, № 12. – С. 15–17.

7. Папшев В.А. Интеллектуализация вибрационного контроля качества сборки деталей / В.А. Папшев, В.Г. Шуваев // Контроль. Диагностика, № 8, 2008. – С. 56–57.



## REFERENCES

1. Kombalov, V.S. *Vliyaniye sherokhovatosti tverdykh tel na trenie i iznos* [Effect of surface roughness of solid bodies on the friction and deterioration]. Moscow: Nauka Publ., 1974. 112 p.
2. Severdenko, V.P., Klubovich, V.V. & Stepanenko, A.V. *Prokatka i volocheniye s ul'trazvukom* [Rolling and wire drawing with ultrasound]. – Minsk: Nauka i tekhnika Publ., 1970. – 288 p.
3. Filyaev, A.T. *Iznashivaniye staley v ul'trazvukovom pole* [Wear of steels in the ultrasound field]. – Minsk: Nauka i tekhnika Publ., 1978. – 288 p.
4. Shtrikov, B.L. & Rodimov, G.A. Issledovanie intensivnosti iznashivaniya i prirabotki kontaktnykh poverkhnostey pri sborke s nalozheniem ul'trazvukovykh kolebaniy [Investigation of wear intensity and the breaking-in of the contact surfaces during assembly with imposing of ultrasound vibrations] // *Sborka v mashinostroenii, priborostroenii – Assembling in Mechanical Engineering and Instrument Making*, 2002, vol. 9, pp. 2-4.
5. Shtrikov, B.L., Rodimov, G.A. & Batishcheva, O.M. Osobennosti sborki podshpnykovykh uzlov [Features of the assembly of bearing units] // *Sborka v mashinostroenii, priborostroenii – Assembling in Mechanical Engineering and Instrument Making*, 2003, vol. 1, pp. 3-6.
6. Shtrikov, B.L., Shuvaev V.G. & Papshev, V.A. Avtomatizirovannaya sistema nauchnykh issledovaniy protsessov ul'trazvukovoi sborki [Automated system of research of processes of the ultrasound assembly] // *Sborka v mashinostroenii, priborostroenii – Assembling in Mechanical Engineering and Instrument Making*, 2007, vol. 12, pp. 15-17.
7. Papshev, V.A. & Shuvaev V.G. Intellectualizatsiya vibratsionnogo kontrolya kachestva sborki detalei [Intellectualization of vibration control of parts assembly quality] // *Kontrol'. Diagnostika – Control. diagnostics*, vol. 8, 2008, pp. 56–57.

**Батищева О.М., Родимов Г.А., Папшев В.А. Управление процессом приработки контактирующих поверхностей подвижных деталей автомобилей.**

Представлены результаты исследований влияния ультразвуковых колебаний на интенсивность приработки и механизм изнашивания контактирующих поверхностей подвижных деталей автомобилей в процессе сборки. Рассмотрена возможность управления процессом приработки поверхностей с применением ультразвуковых колебаний с варьируемыми параметрами.

**O. Batishcheva, G. Rodimov, V. Papshev. Controlling the process of breaking-in of contacting surfaces of moving parts of a vehicle.**

The article presents the results of research on the influence of ultrasonic vibrations on intensity of breaking-in and on the mechanism of wear-out of contacting surfaces of moving parts of a vehicle during assembly. Possibility to control the process of breaking-in with the use of ultrasonic vibrations with variable parameters has been considered.

### АВТОРЫ:

**БАТИЩЕВА Оксана Михайловна:** к.т.н., доцент, заведующий кафедрой «Транспортные процессы и технологические комплексы» Самарского государственного технического университета, г. Самара, Российская Федерация; e-mail: [omb@list.ru](mailto:omb@list.ru)

**РОДИМОВ Геннадий Александрович:** к.т.н., доцент кафедры «Транспортные процессы и технологические комплексы» Самарского государственного технического университета, г. Самара, Российская Федерация; e-mail: [rgasamara@mail.ru](mailto:rgasamara@mail.ru)

**ПАПШЕВ Валерий Александрович:** канд. биол. наук, доцент кафедры «Транспортные процессы и технологические комплексы» Самарского государственного технического университета, г. Самара, Российская Федерация; e-mail: [pva\\_samara@mail.ru](mailto:pva_samara@mail.ru)

### AUTHORS:

**Oksana BATISHCHEVA**, Ph.D., Assoc. Professor, Head of Department “Transport processes and technological complexes”, Samara State Technical University; e-mail: [omb@list.ru](mailto:omb@list.ru)

**Gennadii RODIMOV**, Ph.D., Assoc. Professor of Department “Transport processes and technological complexes”, Samara State Technical University; e-mail: [rgasamara@mail.ru](mailto:rgasamara@mail.ru)

**Valerii PAPSHEV**, Ph.D., Assoc. Professor of Department “Transport processes and technological complexes”, Samara State Technical University; e-mail: [pva\\_samara@mail.ru](mailto:pva_samara@mail.ru)

### РЕЦЕНЗЕНТ:

**МАРЧУК В.И.:** д.т.н., профессор, заведующий кафедрой Приборостроения Луцкого национального технического университета, г. Луцк, Украина.

### РЕЦЕНЗЕНТ:

**МАРЧУК В.И.:** д.т.н., професор, завідувач кафедри Приладобудування Луцького національного технічного університету, м. Луцьк, Україна.

### REVIEWER:

**V. MARCHUK:** Doctor of Science in Technology, Professor, Lutsk National Technical University, Head of Instrument Making Department, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 15.09.2014р.

Головкин В.В.  
*Самарский государственный технический университет*

## ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ НАРЕЗАНИЯ РЕЗЬБ В ДЕТАЛЯХ АВТОМОБИЛЕЙ С ПРИМЕНЕНИЕМ УЛЬТРАЗВУКА

Приведены прогрессивные конструкции ультразвуковых устройств позволяющие повысить эффективность процесса нарезания резьб в деталях автомобиля. В результате возможно повысить стойкость инструмента, производительность процесса и качество нарезаемых резьб.

**Ключевые слова:** нарезание резьб, технология, ультразвук, качество, производительность.

**Вступ.** В современном автомобилестроении в настоящее время всё более широкое применение находят высокоэффективные технологии механической обработки.

Как известно, на долю резьбовых соединений в автомобилях приходится значительная часть всех применяемых деталей. Однако, процесс резьбонарезания характеризуется низкой производительностью, недостаточной стойкостью инструмента, а также неудовлетворительным качеством полученных резьб и даже браком ответственных деталей.

Одним из прогрессивных методов изготовления резьбовых деталей является метод нарезания резьб с применением ультразвука. Для реализации высокоэффективного способа нарезания резьб в Самарском Государственном Техническом Университете разработана гамма ультразвуковых устройств с пьезокерамическим преобразователем, конструкция которых учитывает особенности нарезания резьб в глухих отверстиях.

Для нарезания резьб М2-М14 в глухих отверстиях использовали два типа ультразвуковых резьбонарезных устройств, оснащенных пьезокерамическими преобразователями.

На рисунке 1 приведен общий вид устройства для нарезания резьб М5-М14 в глухих отверстиях. Устройство позволяет компенсировать несоосность метчика и обрабатываемого отверстия, погрешность подачи метчика и шага нарезаемой резьбы. Имеется настройка на заданную глубину резьбонарезания, а также возможность кратковременного реверсирования метчика, при достижении им предельно-допустимого крутящего момента. Ультразвуковое устройство с помощью конического хвостовика 16 устанавливается в шпинделе сверлильного станка. В корпусе 16 с помощью шарикоподшипников 19 установлен шпиндельный узел, состоящий из ведущего 6 и ведомого 5 валов и патрона с ультразвуковой системой.

Ведущий вал закреплен в корпусе на сферическом подшипнике 18, что позволяет ему отклоняться от оси шпинделя. Ведомый и ведущий валы представляют собой телескопическую систему, в которой крутящий момент передается посредством шарикоподшипников, установленных в ведущем валу с возможностью перемещения в осевом направлении. От корпуса к ведущему валу крутящий момент передается через шариковую муфту, состоящую из шариков 17, взаимодействующих с пазами ведомого вала, подпружиненной втулки 12, и кольца 11. Настройка муфты осуществляется пружинами 10 при осевом перемещении кольца 11. Такое конструктивное исполнение предохранительной муфты позволяет быстро и точно настраивать ее на необходимое усилие срабатывания и в широком диапазоне.

При возрастании крутящего момента выше допускаемого, звездочка ведомого вала 5 выталкивает шарики 17 из пазов ведущего вала 6. Шарики смещают вдоль оси втулку 12, преодолевая сопротивление пружин. При перемещении втулки рычаг, установленный в корпусе 13, закрепленном на неподвижной штанге 13, воздействует на датчик 15. Датчик дает команду на блок управления, который включает кратковременный реверс шпинделя станка. Центрируется шпиндель за счет выборки зазоров между ведущим валом 6 и корпусом 16, при помощи шариков 7 и втулки 8. Требуемая глубина обработки настраивается перемещением корпуса 9 с установленным в нем датчиком 3. При срабатывании датчика включается реверс шпинделя.

Пьезокерамический преобразователь пакетного типа состоит из пьезоэлементов 22, расположенных между частотопонижающей накладкой 21 и концентратором 1. Метчик закрепляется в цанговом патроне 2. Электрические сигналы подаются от ультразвукового генератора на токосъемные кольца 20 через меднографитовые щетки 4. Применение

пьезокерамического преобразователя позволило значительно сократить габариты и массу устройства, а также исключить необходимость применения водяного охлаждения преобразователя. Следует отметить, что в данном устройстве критерием затупления метчика является увеличение крутящего момента выше допускаемого предельного значения. При этом максимально используется режущая способность метчика, исключается возможность его поломки и отпадает необходимость контроля износа режущих зубьев.

На рисунке 2 приведен общий вид ультразвукового устройства для нарезания внутренних резьб М2-М6.

Представленное устройство содержит пьезокерамический преобразователь 1 и токоподводящий узел 2, которые установлены в телескопической системе 3, позволяющей компенсировать погрешность установки обрабатываемой детали на станке. В устройстве имеется узел 5, осуществляющий кратковременное реверсирование шпинделя при срабатывании предохранительной муфты.

Отличительной особенностью данного устройства является то, что все узлы размещены в неподвижном корпусе 7. В ведущем валу 6 имеется конусное посадочное отверстие, с помощью которого ультразвуковое устройство устанавливается на шпиндель станка. Основным конструктивным отличием данной ультразвуковой головки является применение электромагнитной муфты 4, позволяющей плавно и точно настраивать предохранительное устройство на предельно-допустимый крутящий момент. Кроме того, приведенное устройство имеет значительные меньшие габариты и массу.

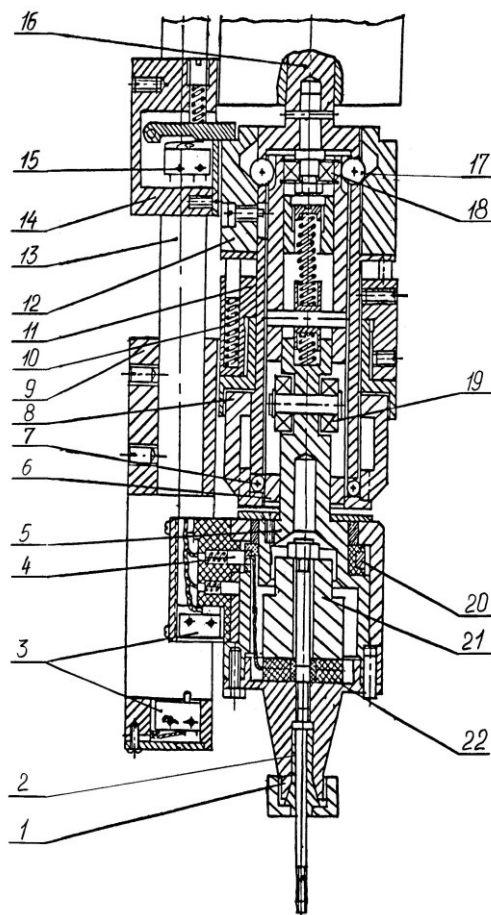


Рисунок 1. Ультразвуковое устройство, применяемое для нарезания резьб М5 - М14 в глухих отверстиях: 1-

1- цанга, 2 – метчик, 3 – микропереключатель, 4 – щетки, 5 – ведомый вал, 6 – ведущий вал; 7 шарик, 8 – втулка; 9 – корпус, 10 – втулка; 11 – вал, 12 - втулка; 13- штанга; 14 – корпус, 15 – микропереключатель; 16 - ведущий вал, 17 – шарик; 18 - сферический подшипник; 19 – шариковые подшипники; 20 – токосъемное кольцо; 21 – частотопонижающая накладка; 22- пьезопластина.

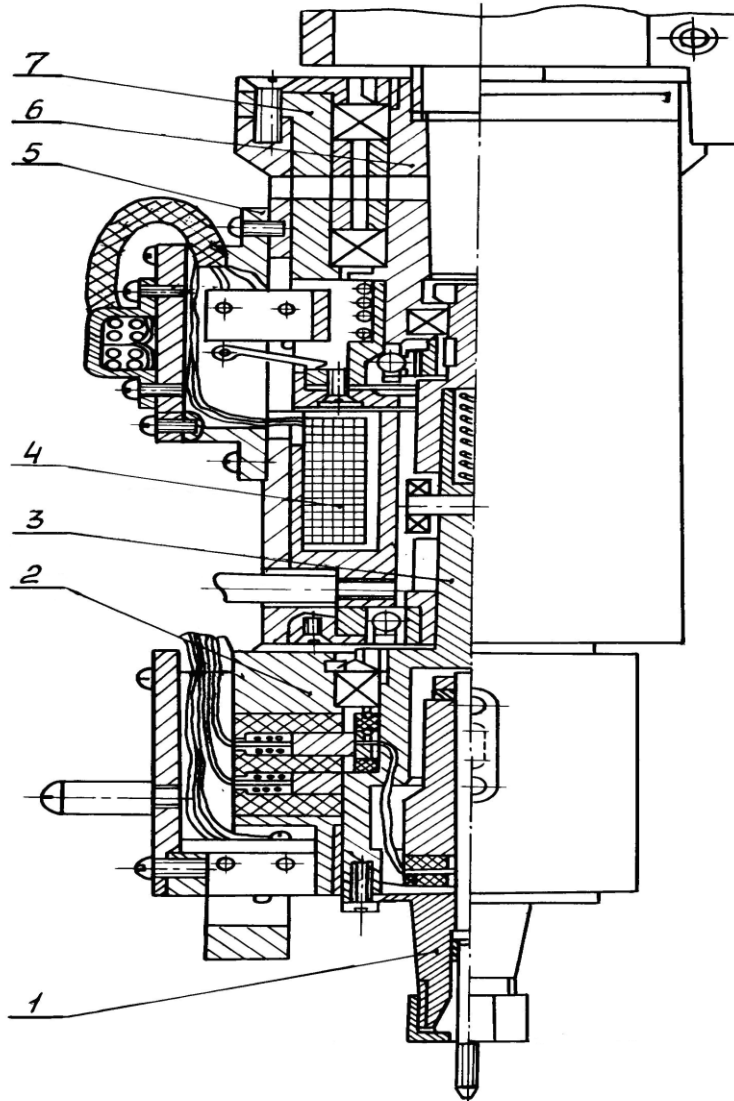


Рисунок 2. Ультразвуковое устройство, применяемое для нарезания резьб М2-М6 в глухих отверстиях: 1 - концентратор; 2 – корпус; 3 – ведомый вал; 4 – обмотка электромагнитной муфты; 5 – корпус; 6 – ведущий вал; 7 – втулка.

Установлено, что применение ультразвука при резьбонарезании позволяет автоматизировать процесс обработки, повысить производительность труда и работоспособность инструмента, а также улучшить качественные характеристики поверхностного слоя и точность нарезанных резьб. При нарезании резьбы метчиком доминирующим фактором является крутящий момент ( $M_{кр}$ ). Очевидно, что по изменению крутящего момента в процессе работы можно судить о работоспособности инструмента, например, при затуплении режущих кромок метчика увеличивается крутящий момент резания. В качестве критерия, определяющего работоспособность метчика, принято два основных фактора – износ по задней поверхности режущих зубьев и предельный крутящий момент, допускаемый прочностью метчика. Кроме того, определённым значениям крутящего момента соответствуют начало интенсивного износа и выкрашивания режущих зубьев метчика.

С учётом вышеизложенного были проведены исследования при обычном и ультразвуковом нарезании резьбы. Инструменту сообщались осевые колебания ультразвуковой частоты ( $f=20\dots22$  кГц) и в процессе эксперимента варьировалась величина амплитуды ультразвуковых колебаний.

Анализ полученных осциллограмм (рисунок 3) показал, что при нарезании с оптимальной амплитудой ультразвуковых колебаний ( $\xi=5\dots6$  мкм) наблюдалось снижение величин крутящего момента в 1,5...1,7 раза. Кроме того, особенно важным является снижение значения скачка крутящего момента при вывинчивании метчика на 30...40%, что позволяет уменьшить количество сколов режущих зубьев метчика.

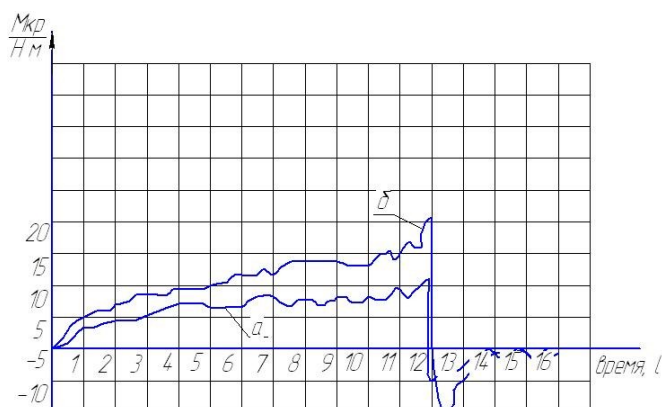


Рисунок 3 - Осциллограмма крутящего момента при нарезании резьбы в глухом отверстии.  
а) - с ультразвуком; б) – без ультразвука.

В процессе работ также определялись величины крутящего момента ( $M_1$ ), соответствующего началу скола режущих зубьев метчика и момента ( $M_2$ ), соответствующего полному разрушению метчика. Кроме того, было проведено сравнение испытания работоспособности метчиков с износостойким покрытием TiN в условиях ультразвукового воздействия. Результаты этих исследований представлены на рисунке 2.

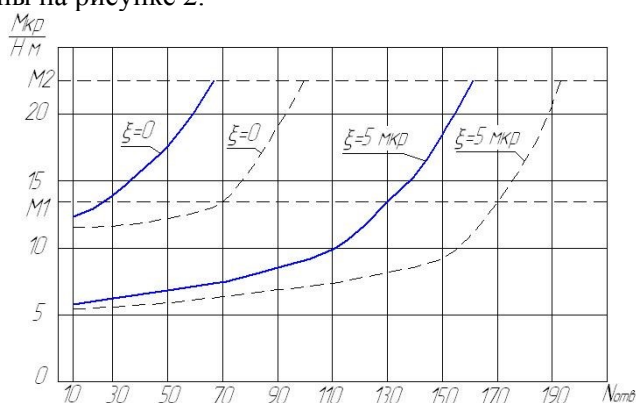


Рисунок 4. Изменение крутящего момента от количества обработанных отверстий.  
— инструмент без покрытия;  
- - - - инструмент с покрытием TiN

Установлено, что сообщение ультразвуковых колебаний метчику повышает его стойкость в 2...3 раза, а покрытие из TiN позволяет дополнительно повысить стойкость на 50...80%. Повышение работоспособности метчиков в данном случае связано с уменьшением силовых факторов, действующих на рабочие поверхности инструмента, исключением нароста и активизацией технологической сферы, что в конечном итоге приводит к значительному уменьшению адгезионных явлений, которые являются основным видом износа метчиков.

Таким образом, применение прогрессивного метода нарезания резьб с наложением на инструмент ультразвуковых колебаний позволяет повысить производительность процесса в среднем в 2-3 раза, увеличить стойкость инструмента в 3-5 раз, а также повысить качество, точность и прочностные характеристики нарезанных резьб.



1. Калашников В.В. Ультразвуковая механическая обработка и сборка / В.В. Калашников, М.С. Нерубай, Б.Л. Штриков. – Самара: Самар. Кн. изд-во, 1995.– 191 с.
2. Кравченко Б.А. Физические аспекты теории процесса резания металлов / Б.А. Кравченко, А.Б. Кравченко.– Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2000.– 264 с.

## REFERENCES

1. Kalashnikov, V.V., Nerubai, M.S. & Shtrikov, B.L. *Ul'trazvukovaya mekhanicheskaya obrabotka i sborka* [Ultrasound mechanical processing and assembling]. Samara, Samara Publ., 1995. 191 p.
2. Kravchenko, B.A. & Kravchenko, A.B. *Fizicheskie aspekty teorii protsessa rezaniya metallov* [Physical aspects of the theory of metal cutting]. Samara: Samar. gos. tekhn. un-t, 2000. 264 p.

**Головкин В.В.** Прогресивні технології нарізання різьб в деталях автомобілів із застосуванням ультразвуку.

В статті наведено прогресивні конструкції ультразвукових пристроїв, які дозволяють підвищити ефективність процесу нарізування різьб в деталях автомобіля. В результаті застосування таких пристроїв можна підвищити стійкість інструменту, продуктивність процесу і якість нарізання різьб.

**Ключові слова:** нарізання різьб, технологія, ультразвук, якість, продуктивність.

**V. Golovkin. Advanced technologies of tapping in cars parts with usage of ultrasound.**

The paper presents the design of advanced ultrasound devices that can improve the efficiency of the tapping in the car parts. The application of such devices can increase tool life, productivity of the process and the quality of tapping.

**Keywords:** tapping technology, ultrasound, quality, performance.

**АВТОР:**

ГОЛОВКИН Валерий Викторович, к.т.н, доцент Самарский государственный технический университет; e-mail: [valeriigolovkin1962@mail.ru](mailto:valeriigolovkin1962@mail.ru)

**АВТОР:**

ГОЛОВКИН Валерій Вікторович, к.т.н, доцент, Самарський державний технічний університет; e-mail: [valeriigolovkin1962@mail.ru](mailto:valeriigolovkin1962@mail.ru)

**AUTHOR:**

*Valerii GOLOVKIN*, Ph.D., Assoc. Professor, Samara State Technical University; e-mail: [valeriigolovkin1962@mail.ru](mailto:valeriigolovkin1962@mail.ru)

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*МАРЧУК В.И.:* д.т.н., профессор, заведующий кафедрой Приборостроения Луцкого национального технического университета, г. Луцк, Украина.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*МАРЧУК В.И.:* д.т.н., професор, завідувач кафедри Приладобудування Луцького національного технічного університету, м. Луцьк, Україна.

**REVIEWER:**

*V. MARCHUK:* Doctor of Science in Technology, Professor, Lutsk National Technical University, Head of Instrument Making Department, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 15.09.2014р.



Гребенчак Ю.М., Савчук П.П.  
*Луцький національний технічний університет***ОЦІНКА ВПЛИВУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ДЕГРАДАЦІЇ СТАЛІ 20X13 ЛОПАТОК ПАРОВИХ ТУРБІН НА ТРІЩИНОСТІЙКІСТЬ МЕТАЛУ**

З використанням методу  $J$ -інтегралу оцінено статичну тріщиностійкість сталі 20X13 лопаток парових турбін у вихідному стані та після  $\sim 3 \cdot 10^5$  год експлуатації. На основі побудованих  $R$ -кривих для експлуатованої і неексплуатованої сталей показано відмінності між ними пов'язані з інтенсивною деградацією металу внаслідок експлуатації. Проаналізовано поверхні зламів зразків, випробуваних статичну тріщиностійкість, та виявлено основні фрактографічні елементи, пов'язані з деградацією сталі в експлуатаційних умовах. .

**Ключові слова:** статична тріщиностійкість, методу  $J$ -інтегралу, деградація.

**Постановка проблеми.** Основною причиною пошкодження лопаток парових турбін під час їх експлуатації є зародження в них тріщин та їх поширення до критичної величини [1]. Їх виникнення пов'язують з: поширенням вібрацій від робочої частини лопаток в глибину хвостового з'єднання [2], високим рівнем статичних напружень розтягу і згину [3], концентрацією напружень [4], втому за високої асиметрії циклу навантаження, фретинг-утомою, корозійною втомою [5], кавітаційно-ерозійним зношуванням [6] тощо. З огляду на це, роботоздатність металу лопаток парових турбін перед та після експлуатації оцінювали за механічними [7] і корозійно-механічними властивостями [8], корозійно-втомною довговічністю [9] та характеристиками циклічної тріщиностійкості [10]. Разом з тим, оскільки уникнути впливу значних статичних навантажень під час експлуатації лопаток у паровій турбіні практично неможливо, то важливим аспектом оцінювання їх технічного стану та обґрунтування правомірності продовження ресурсу є дослідження статичної тріщиностійкості деградованого металу

**Методика оцінювання тріщиностійкості.** Дослідили сталь 20X13 у вихідному стані та після  $3 \cdot 10^5$  год експлуатації в лопатках 22-ої ступені парової турбіни К-100-90. Хімічний склад сталі у вихідному стані та після експлуатації наведено в табл. 1.

Таблиця.1 – Хімічний склад сталі 20X13 лопаток парової турбіни, мас. %.

Стан металу	C	Cr	Ni	Mo	Si	Mn	S	P	Cu	Ti	Fe
Вихідний стан	0,22	13,4	0,36	0,1	0,6	0,5	0,025	0,03	–	0,07	Решта
Експлуатований	0,21	13,72	0,34	0,11	0,77	0,36	0,075	0,055	0,16	0,09	Решта

Балкові заготовки зразків зі сталі 20X13 у вихідному стані виготовляли з прутків діаметром 30 мм фрезеруванням з припуском на шліфування по 0,5 мм на кожну зі сторін. Перед шліфуванням заготовки термічно обробляли за прийнятою технологією термічного оброблення лопаток шляхом дворазової нормалізації. Під час першої з них відбувалася високотемпературна (за температури 1030...1050 °С впродовж 8 год) гомогенізація сталі, а під час другої (1030...1050 °С впродовж 2 год) і наступного тригодинного відпуску за температури 730 °С формувалися її остаточні механічні властивості [11-13]. Заготовки зразків з експлуатованого металу вирізали з пера лопаток, орієнтуючи їх вздовж них (рис. 1), а зразки виготовляли, керуючись ГОСТ 25.506-85.

Статичну тріщиностійкість сталі визначали за кімнатної температури на повітрі з використанням методу  $J$ -інтегралу. Для випроб використали балкові зразки товщиною  $B = 8$ , висотою  $W = 15$  і довжиною  $L = 90$  мм з попередньо наведеною втомною тріщиною довжиною  $a_0 = 0,45 \cdot W$  (рис. 2). При цьому було дотримано умову правомірності застосування  $J$ -інтегралу ( $B > 25 \cdot J_c / \sigma_y$ , де  $\sigma_y = (\sigma_{0,2} + \sigma_B) / 2$ ).

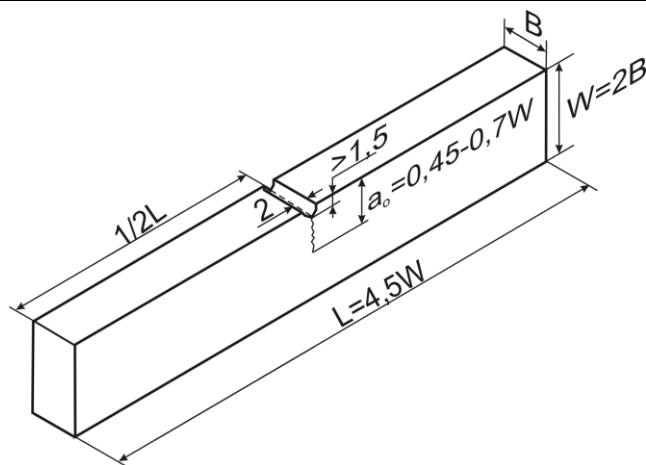


Рисунок 1 – Зразок для випробувань на статичну тріщиностійкість

Зразки навантажували за схемою триточкового згину за віддалі між опорами 60 мм ( $S = 4W$ ). Під час навантаження одночасно фіксували силу  $F$  та зміну податливості зразка і розкриття берегів тріщини внаслідок її підростання  $\Delta a$ . Швидкість навантаження і розвантаження зразків становила  $3,3 \cdot 10^{-5}$  м/с. Для визначення критичного значення  $J$ -інтегралу, що відповідає старту тріщини, будували  $J_R$ -криві (залежності поточного рівня  $J$ -інтегралу  $J_k$  від підростання тріщини  $\Delta a$ ) [15]. Для цього використали відому методику багаторазового часткового розвантаження зразків [14]. Під час кожного часткового розвантаження зразка визначали приріст тріщини в ньому  $\Delta a$  впродовж попереднього етапу навантаження і відповідне йому значення  $J_k$ . За отриманими значеннями будували  $J_R$ -криві. Точка перетину  $J_R$ -кривої з прямою  $J = M \cdot \Delta a$  (де  $M = 4 \cdot \sigma_y$ ), проведеною через початок координат, характеризує енерговитрати на старт статичного підростання тріщини  $J_i$ , а з прямою, проведеною паралельно до цієї прямої, але через точку  $\Delta a = 0,2$  мм, відповідає значенню  $J_{0,2}$ , яку прийнято вважати за  $J_{Ic}$ . Довжину тріщини  $a_k$  визначали за зміною податливості зразка  $C_k$  під час часткового його розвантаження в  $k$ -му циклі зі співвідношення:

$$a_k / W = 0,99975 - 3,9504 \cdot U_\chi + 2,982 \cdot U_\chi^2 - 3,21408 \cdot U_\chi^3 + 51,51564 \cdot U_\chi^4 - 113,03 \cdot U_\chi^5$$

де  $U_\chi = S / 4 \cdot B \cdot W \cdot E \cdot C_k$ ;  $E$  – модуль Юнга;  $C_k = \Delta V_k / \Delta P_k$ ;  $\Delta V_k$  – зміна розкриття берегів тріщини за відповідної зміни сили  $\Delta P_k$  під час часткового розвантаження зразка. Відповідне значення  $J_k$  визначали як:

$$J_k = \frac{K_k^2(1-\nu^2)}{E} + J_{pl(k)};$$

$$\text{де } K_k = \left[ \frac{P_k S}{B W^{3/2}} \right] f(a_k / W);$$

$$f(a_k / W) = \frac{3(a_k / W)^{1/2} [1,99 - (a_k / W)(1 - a_k / W)(2,15 - 3,93(a_k / W) + 2,7(a_k / W)^2)]}{2(1 + 2a_k / W)(1 - a_k / W)^{3/2}}$$

$$J_{pl(k)} = \left[ J_{pl(k-1)} + \frac{2}{b_{k-1}} \left( \frac{A_{pl(k)} - A_{pl(k-1)}}{B} \right) \right] \left[ 1 - \frac{a_k - a_{k-1}}{b_{k-1}} \right]$$

де:  $b_k = W - a_k$ ;  $A_{pl(k)} = A_{pl(k-1)} + [F_k - F_{k-1}] V_{pl(k)} - V_{pl(k-1)}] / 2$ ;

$J_{pl}$  – пластична складова  $J$ -інтегралу;  $A_{pl}$  – пластична складова площі під діаграмою навантаження без урахування пружної складової.

### Результати випробування на статичну тріщиностійкість.

Діаграми навантаження зразків, виготовлених зі сталі 20X13 у вихідному стані та з лопаток парових турбін після  $\sim 3 \cdot 10^5$  год їх експлуатації, відчутно відрізнялися між собою (рис. 3). По-перше, попри ідентичні умови навантаження зразки з експлуатованого металу руйнувалися після меншої кількості циклів часткового розвантаження. А, по-друге, те, що в експлуатованій сталі максимум діаграми навантаження по силі розташовується лівіше за отриманий для неексплуатованої сталі, може означати, що старт тріщини в ній відбувається швидше ніж в неексплуатованій. Адже з досвіду випроб на статичну тріщиностійкість відомо, що коли діаграма навантаження переходить через максимум, то підростання тріщини фіксується вже обов'язково. А враховуючи те, що  $J$ -інтеграл визначається за площею під діаграмою, то це може свідчити про нижчу тріщиностійкість експлуатованої сталі, спричиненої її деградацією. Проте підростання тріщини в експлуатованій сталі могло початися задовго до досягнення максимального рівня навантаження. Для з'ясування цього для обох варіантів сталі побудували  $J_R$ -криві (рис. 4). З їх аналізу прийшли до висновку, що робота, яка витрачається на старт субкритичного росту тріщини з вершини попередньо наведеної втомної тріщини (її характеризує рівень  $J_i$ ) в експлуатованій сталі майже на 17 % нижча, ніж для сталі у вихідному стані (відповідно 175 і 210 кДж/м<sup>2</sup>). Крім того докритичний ріст тріщини в експлуатованій сталі відбувався стрибкоподібно, про що свідчить більший розкид даних на  $J_R$ -кривій.

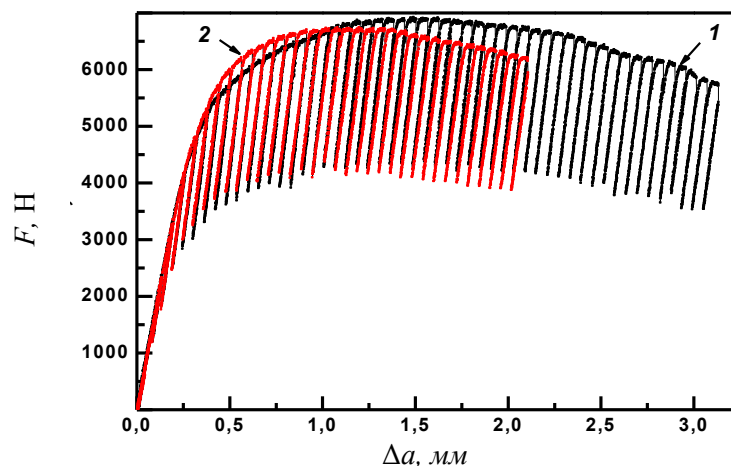


Рисунок 3 – Криві навантаження  $F$  від приросту тріщини  $\Delta a$  для сталі 20X13 у вихідному стані (1) та після  $\sim 3 \cdot 10^5$  год експлуатації (2).

Згідно нормативних документів, якими керуються під час визначення статичної тріщиностійкості конструкційних матеріалів, користуються показником  $J_{0,2}$ . Такий підхід є оправданим, коли  $J_R$ -криві досліджуваних сталей досить пологі і не перетинаються. У випадку ж стрімких  $J_R$ -кривих, або за їх перетину такий підхід може докорінно спотворити результат випроб і не лише кількісно, але і якісно дезінформувати щодо статичної тріщиностійкості порівнюваних матеріалів. Зокрема у нашому випадку статична тріщиностійкість  $J_{0,2}$  для експлуатованої сталі виявилася навіть вищою за отриману для сталі у вихідному стані. Такий результат загострює увагу на фізичному змісті самого  $J$ -інтегралу. Адже за наявності підростання тріщини  $J$ -інтеграл втрачає фізичний зміст як характеристика енергозатрат на старт статичного підростання з вершини утомної тріщини. І лише за  $J$ -інтегралом, визначеним в момент його зародження  $J_i$ , можна судити про статичну тріщиностійкість досліджуваного металу. Адже саме за цим показником статична тріщиностійкість експлуатованої сталі нижча ніж неексплуатованої, що дає змогу оцінити міру її деградації під час її експлуатації в паровій турбіні.

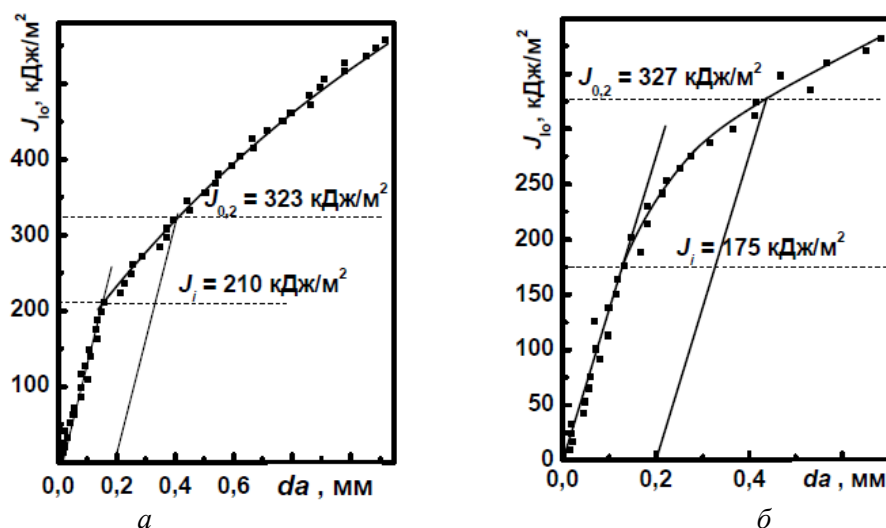


Рисунок 4 –  $J_R$ -криві для сталі 20X13 у вихідному стані (а) та після  $3 \cdot 10^5$  год експлуатації в лопатці парової турбіни (б).

### Фрактографічні особливості докритичного росту тріщини, спричинені деградацією сталі 20X13 внаслідок тривалої експлуатації.

На макрорівні особливістю зламів є значна випуклість фронту початкової втомної тріщини на зразках з експлуатованої сталі (рис. 5). Тобто ріст утомної тріщини всередині зразків істотно випереджував ріст поблизу їх бічних поверхонь, що характерно скоріше для статичного росту тріщини. І це при тому, що під час наведення тріщин для обох варіантів сталі були дотримані вимоги щодо кроку під час зниження навантаження та мінімального підростання тріщини між двома послідовними його опусканнями [16]. Швидкість росту втомної тріщини  $da/dN$  на завершальному етапі її формування, довжину якої визначали як середнє значення замірів на обох бічних поверхнях зразків, теж була однаковою ( $da/dN \sim 5 \cdot 10^{-9}$  м/цикл). Отже пришвидшення росту утомної тріщини всередині зразків не можна пов'язати ні з чим іншим, як з деградацією сталі під час експлуатації. Оскільки експлуатація лопаток парової турбіни відбувається у наводнювальному середовищі, то це може бути також проявом наводнювання металу. Адже його вплив максимально проявляється за умов плоскої деформації, які, власне, і виникають всередині перерізу зразків.

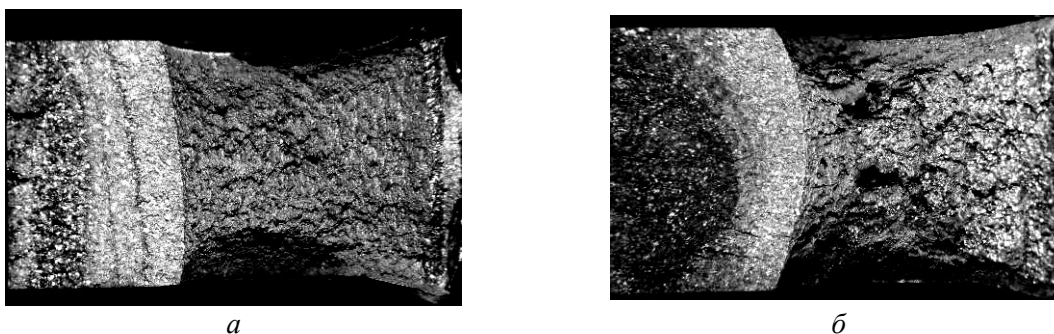


Рисунок 5 – Макрорельєф зламів після випроб на статичну тріщиностійкість сталі 20X13 у вихідному стані (а) та після  $3 \cdot 10^5$  год експлуатації в лопатці парової турбіни (б).

Макрозлами зразків експлуатованої і неексплуатованої сталей на етапі докритичного підростання тріщини практично не відрізнялися. Незалежно від стану металу старт статичного підростання відбувався всередині зразків. За фактурою рельєфу можна класифікувати як в'язкий (рис. 5). В експлуатованій сталі серпоподібне підростання тріщини завершується доламом з характерним грубим рельєфом, а в неексплуатованій сталі в'язке підростання тріщини продовжується в усьому перерізі зразка.

### Висновки

1. Виявлено, що внаслідок деградації сталі 20X13, спричиненою її експлуатацією в лопатках парової турбіни впродовж  $3 \cdot 10^5$  год, її статична тріщиностійкість за показником  $J_i$ , який характеризує енергозатрати на старт статичного підростання, знижується на 17%. Якщо ж судити за показником  $J_{0,2}$ , який відповідає докритичному підростанню тріщини на глибину 0,2 мм, то

ефект деградації нівелюється. Отже існує проблема використання загальноприйнятого показника  $J_{0,2}$  для оцінювання деградації конструкційних сталей.

2. Виявлено фрактографічні ознаки руйнування пов'язані з деградацією сталі. Це в першу чергу зменшення частки в'язкого руйнування з елементами зсуву та збільшення – з елементами відриву, наявність дефектів у вигляді дископодібних тріщин попереду фронту макротріщини та крихке кризь- та міжзеренне руйнування за досягнення критичної величини підростання тріщини всередині перерізу зразків. Ці ознаки не виявлено в неексплуатованій сталі і тому їх вважали проявом деградації.

1. Mazur Z. Steam turbine blade failure analysis / Z. Mazur, R. Garcia-Illescas, J. Aguirre-Romano, N. Perez-Rodriguez // *Engineering Failure Analysis*. – 2008. – Vol. 15. – P. 129–141.
2. Трухный А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки / А.Д. Трухный, Б.В. Ломакин. – М.: Типография "Новости", 2002. – 534 с.
3. Левин А.В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А.В. Левин, К.Н. Боршанский, Е.Д. Консон. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-е, 1981. – 710 с.
4. Isobe Nobuhiro Micro-crack growth behavior and life in high temperature low cycle fatigue of blade root and disc joint for turbines / Nobuhiro Isobe, Shuhei Nogami // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. – 2009. – №86. – P. 622–627.
5. Perkins K.M., Bache M.R. Corrosion fatigue of a 12%Cr low pressure turbine blade steel in simulated service environments / K.M. Perkins, M.R. Bache // *International Journal of Fatigue*. – 2005. – Volume 27. – P. 1499–1508.
6. Томаров Г.В. Эрозионно–коррозионный износ металла паровых турбин / Г.В. Томаров, О.А. Поваров // *Теплоэнергетика*. – 1985. – №9. – С. 39–43.
7. Студент О.З. Особливості руйнування експлуатованого металу з лопаток та диску парової турбіни / О.З. Студент, Ю.М. Ткачук // 4-та міжн. конф.: Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій, Львів, 2009. – Львів: ФМІ НАНУ, 2009. – P. 419–426.
8. Ткачук Ю. Корозійно-механічні властивості сталей лопаток та дисків парової турбіни ТЕС / Ю. Ткачук, О. Студент, А. Загурський // *Фізико-хімічна механіка матеріалів*. – 2010. – Т. 2, Спецвипуск №8. – Львів: ФМІ НАНУ, 2009. – С. 738–743.
9. Ткачук Ю.М. Зміна корозійно-втомної довговічності сталі 20X13 після експлуатації в паровій турбіні / Ю.М. Ткачук, О.З. Студент // *Наукові нотатки*. – 2011. – №31. – С. 384–391.
10. Ткачук Ю.М. Оцінювання деградації лопаткової сталі 20X13 після експлуатації в паровій турбіні за тріщиностійкістю / Ю.М. Ткачук, О.З. Студент // *Машинознавство*. – 2011. – №2. – С. 48–53.
11. Масалева Е. Н. Свойства и структура литой стали 2X13Л для лопаток компрессоров и паровых турбин / Е. Н. Масалева, Д. М. Бавельский, В.П. Редько // *Энергомашиностроение*. – 1975. – №12. – С. 21–24.
12. Немайзер Ю.А. Влияние времени выдержки при закалке и отпуске на механические свойства, структуру и фазовый состав сталей 2X13 и 1X11МФШ / Ю.А. Немайзер, Ю.Г. Сергеев, М.А. Северов // *Энергомашиностроение*. – 1975. – №3. – С. 31–33.
13. Чижик А.И. Материалы для основных деталей паровых турбин / А.И. Чижик, А.А. Чижик // *Энергомашиностроение*. – 1975. – №12. – С. 21–24.
14. ASTM. E1737. Standard Test Method for J-Integral Characterization of Fracture Toughness.; Draft International Standard ISO/DIS 12135. Unified Method of Test for the Determination of Quasistatic Fracture Toughness.
15. Landes J. D. Test results from J-integral studies: an attempt to establish a  $J_{Ic}$  testing procedure / J. D. Landes, J. A. Begley. – *Fracture Analysis*, STP 560. – N.Y.: ASTM, 1974, P. 170–186.
16. Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пособие: 4 т. / Под общ. ред. Панасюка В.В. – Киев: Наук. думка, 1988–1990. Т.4.: Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов / О.Н. Романив, С.Я. Ярема, Г.Н. Никифорчин, Н.А. Махутов, М.М. Стадник – Киев: Наук. думка, 1990. – 680 с.
17. Вайнман А. Современное состояние проблемы водородного охрупчивания металла тепломеханического оборудования ТЭС до- и сверхкритических параметров. – *Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій / Під заг. ред. В.В. Панасюка* – Львів: ФМІ НАНУ, 2004. – С. 445–456.
18. Швед М.М. Изменение эксплуатационных свойств железа и стали под влиянием водорода. – К.: Наук. думка, 1985. – 120 с.

## REFERENCES

1. Mazur, Z., Garcia-Illescas, R., Aguirre-Romano, J. & Perez-Rodriguez, N. (2008). Steam turbine blade failure analysis. *Engineering Failure Analysis*. Vol. 15, pp. 129–141.
2. Trukhnyi, A.D. & Lomakin, B.V. (2002). *Teplofikatsionnye parovye turbiny i turboustanovki* [Heat and steam turbines and turbounits]. Moscow, Publ. "Novosti". 534 p.
3. Levin A.V. Borshanskii, K.N. & Konson, E.D. (1981). *Prochnost' i vibratsiya lopatok i diskov parovykh turbin* [Strength and vibration of the blades and disks of steam turbines]. Leningrad, Mashinostroenie. 710 p.
4. Isobe Nobuhiro & Nogami Shuhei. (2009). Micro-crack growth behavior and life in high temperature low cycle fatigue of blade root and disc joint for turbines. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. Vol. 86. pp. 622–627.
5. Perkins, K.M. & Bache, M.R. (2005). Corrosion fatigue of a 12%Cr low pressure turbine blade steel in simulated service environments. *International Journal of Fatigue*. Volume 27. pp. 1499–1508.
6. Tomarov, G.V. & Povarov, O.A. (1985). Erozionno–korroziionnyi iznos metalla parovykh turbin [Erosion and corrosive wear of metal of steam turbines]. *Teploenergetika*. Vol. 9. pp. 39–43.



7. Student, O.Z. & Tkachuk, Yu.M. (2009). Osoblyvosti ruīnuvanniā ekspluatovanoho metalu z lopatok ta dysku parovoi turbiny [Features of destruction of the exploited metal blades and drive of a steam turbine]. *4-ta mizh'n. konf.: Mekhanika ruīnuvanniā materialiv i mitsnist' konstruktīi*, L'viv, FMI NANU, pp. 419-426.
8. Tkačuk, J., Student, O. & Zahurs'kyi, A. (2010). Korozīno-mechanični vlastyvoli stalei lopatok ta dyskiv parovoi turbiny TES [Corrosion and mechanical properties of steel blades and drive a steam turbine TPP]. *Fizyko-chimična mekhanika materialiv*. Vol. 2, Special edition № 8. L'viv, FMI NANU. pp. 738-743.
9. Tkačuk, Ju.M. & Student, O.Z. (2011). Zmina korozijnno-vtomnon dovhovičnosti stali 20X13 pislja ekspluatatsii v parovij turbini [Change of corrosion and fatigue durability of steel 20H13 after exploitation in the steam turbine]. *Naukovi notatky*. Vol. 31, pp. 384-391.
10. Tkachuk, Yu.M. & Student O.Z. (2011). Otsiniuvannia dehradatsii lopatkovoi stali 20X13 pislia ekspluatatsii v parovii turbini za trishchynostiikistiu [Evaluation of degradation of steel 20X13 after exploitation in the steam turbine]. *Mashynoznavstvo*. Vol. 2, pp. 48-53.
11. Masaleva E.N., Bavel'skii, D.M. & Red'ko, V.P. (1975). Svoistva i struktura litoi stali 2X13L dlya lopatok kompressorov i parovykh turbin [Properties and structure of cast steel 2X13L for the blades of compressors and steam turbines]. *Energomashinostroenie*. Vol. 12, pp. 21-24.
12. Nemaizer, Yu.A., Sergeev, Yu.G. & Severov, M.A. (1975). Vliyanie vremeni vyderzhki pri zakalke i otpuske na mekhanicheskie svoistva, strukturu i fazovyi sostav stalei 2X13 i 1X11MFSh [Influence of holding time during quenching and tempering on the mechanical properties, the structure and phase composition of steels 2X13 and 1X11MFSh]. *Energomashinostroenie*. Vol. 3, pp. 31-33.
13. Chizhik, A.I. Chizhik, A.A. (1975). Materialy dlya osnovnykh detalei parovykh turbin [Materials for main parts of steam turbines]. *Energomashinostroenie*. Vol. 12, pp. 21-24.
14. ASTM. E 1737. Standard Test Method for J-Integral Characterization of Fracture Toughness.; Draft International Standard ISO/DIS 12135. Unified Method of Test for the Determination of Quasistatic Fracture Toughness.
15. Landes, J.D. & Begley, J.D. (1974). Test results from J-integral studies: an attempt to establish a  $J_{Ic}$  testing procedure. *Fracture Analysis*, STP 560. N.Y.: ASTM, pp. 170-186.
16. *Mekhanika razrusheniya i prochnost' materialov* [Fracture mechanics and strength of materials]. Sprav. posobie: Vol. 4 / Pod obshch. red. Panasyuka V.V. Kiev: Nauk. dumka, 1988–1990. Vol. 4.: *Ustalost' i tsiklicheskaya treshchinostoykost' konstruktivnykh materialov* [Cyclic fatigue and crack resistance of constructional materials]. O.N. Romaniv, S.Ya. Yarema, G.N. Nikiforhin, N.A. Makhutov, M.M. Stadnik – Kiev: Nauk. dumka, 1990. – 680 p.
17. Vainman, A. (2004). *Sovremennoe sostoianye problemy vodorodnoho okhrupchyvaniya metalla teplomekhanicheskoho oborudovaniya TES do- i sverkhkrytycheskykh parametrov* [Current state of the hydrogen embrittlement of the metal heat-mechanical equipment of TES pre- and supercritical parameters]. – *Mekhanika ruīnuvanniā materialiv i mitsnist konstruktīi / Pid zah. red. V.V. Panasiuka*. Lviv: FMI NANU, pp. 445-456.
18. Shved, M.M. (1985). *Izmenenie ekspluatatsionnykh svoistv zheleza i stali pod vliyaniem vodoroda* [Change of operational properties of iron and steel under the influence of hydrogen]. Kiev, Nauk. Dumka Publ., 120 p.

**Гребенчак Ю.М., Савчук П.П. Оценка влияния эксплуатационной деградации стали 20X13 лопаток паровых турбин на трещиностойкость металла.**

С использованием метода J-интеграла оценено статическую трещиностойкость стали 20X13 лопаток паровых турбин в исходном состоянии и после  $\sim 3 \cdot 10^5$  ч эксплуатации. На основе построенных R-кривых для эксплуатируемой и неэксплуатируемой стали показано различия между ними связаны с интенсивной деградации металла вследствие эксплуатации. Проанализированы поверхности изломов образцов, испытанных статическую трещиностойкость, и выявлены основные фрактографични элементы, связанные с деградацией стали в эксплуатационных условиях.

**Ключевые слова:** статическая трещиностойкость, метода J-интеграла, деградация

**J. Hrebenchak, P. Savchuk. Estimation of influence of operational degradation of steel 20Cr13 of steam turbine blades on crack resistance of metal.**

Using the J-integral method the static crack growth resistance of the 20Kh13 steel in the virgin state and after  $3 \cdot 10^5$  h service as blades in the steam turbine was estimated. Based on the building  $J_R$ -curves for the exploited and unexploited steels were shown the differences between them caused by its intensive degradation during exploitation. The fracture surfaces obtained after static crack growth resistance test of specimens were analyzed. The main fractographic elements concerned with degradation of steel in operation condition were revealed.

**Keywords:** fracture toughness, the J-integral method, degradation.

**АВТОРЫ:**

**САВЧУК Петр Петрович**, д.т.н., профессор, Луцкий национальный технический университет, заведующий кафедры материаловедения и пластического формирования конструкций машиностроения; e-mail: savchuk71@gmail.com

**ГРЕБЕНЧАК Юлия Николаевна**, к.т.н., Луцкий национальный технический университет, старший преподаватель кафедры материаловедения и пластического формирования конструкций машиностроения; e-mail: tkachuk-yulya@yandex.ru



**АВТОРИ:**

*САВЧУК Петро Петрович* д.т.н., професор, Луцький національний технічний університет, завідувач кафедри матеріалознавства та пластичного формування конструкцій машинобудування, e-mail: [savchuk71@gmail.com](mailto:savchuk71@gmail.com)

*ГРЕБЕНЧАК Юлія Миколаївна*, к.т.н., Луцький національний технічний університет, старший викладач кафедри матеріалознавства та пластичного формування конструкцій машинобудування, e-mail: [tkachuk-yulya@yandex.ru](mailto:tkachuk-yulya@yandex.ru)

**AUTHORS:**

*SAVCHUK Petro*, Dr.-Eng., Professor, Lutsk National Technical University, Head of the Department of Materials Science and Engineering plastic forming structures; e-mail: [savchuk71@gmail.com](mailto:savchuk71@gmail.com)

*HREBENCHAK Julia*, Ph.D., Senior Lecturer, Lutsk National Technical University, Department of Materials Science and Engineering plastic forming structures; e-mail: [tkachuk-yulya@yandex.ru](mailto:tkachuk-yulya@yandex.ru).

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*БУКЕТОВ А.В.* доктор технических наук, профессор, Херсонская государственная морская академия, заведующий кафедрой эксплуатации судовых энергетических установок и общеинженерной подготовки, Херсон, Украина.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*БУКЕТОВ А.В.* доктор технічних наук, професор, Херсонська державна морська академія, завідувач кафедри експлуатації суднових енергетичних установок та загально інженерної підготовки, Херсон, Україна.

**REVIEWER:**

*A. BUKETOV*, Doctor of Technical Sciences, Professor, Kherson State Maritime Academy, Head of the Department of operation of ship power plants and general engineering training, Kherson, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 03.09.2014р.

Гречихин<sup>1</sup> Л.И., Куць<sup>2</sup> Н.Г.<sup>1</sup>Минский государственный высший авиационный колледж<sup>2</sup>Луцкий национальный технический университет**МОЛЕКУЛЯРНО-КИНЕТИЧЕСКАЯ ТЕОРИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА**

Разработана молекулярно-кинетическая теория работы двигателя Стирлинга. Произведены расчеты мощности в зависимости от температуры нагреваемой поверхности двигателя Стирлинга. Установлено, что отсос тепловой энергии от нагретого тела происходит только в момент выполнения внешней работы. Показано, в каком направлении следует совершенствовать двигатели Стирлинга повышая их эффективность работы.

**Ключевые слова:** двигатель Стирлинга, эффективность, работа, математическая модель.

**Вступ. Постановка проблемы.** 27 сентября 1816 г. шотландский священник Роберт Стирлинг запатентовал двигатель, в котором жидкое или газообразное рабочее тело движется в замкнутом объеме с внешним подогревом. В настоящее время двигатели Стирлинга с независимой камерой сгорания приобрели особую популярность.

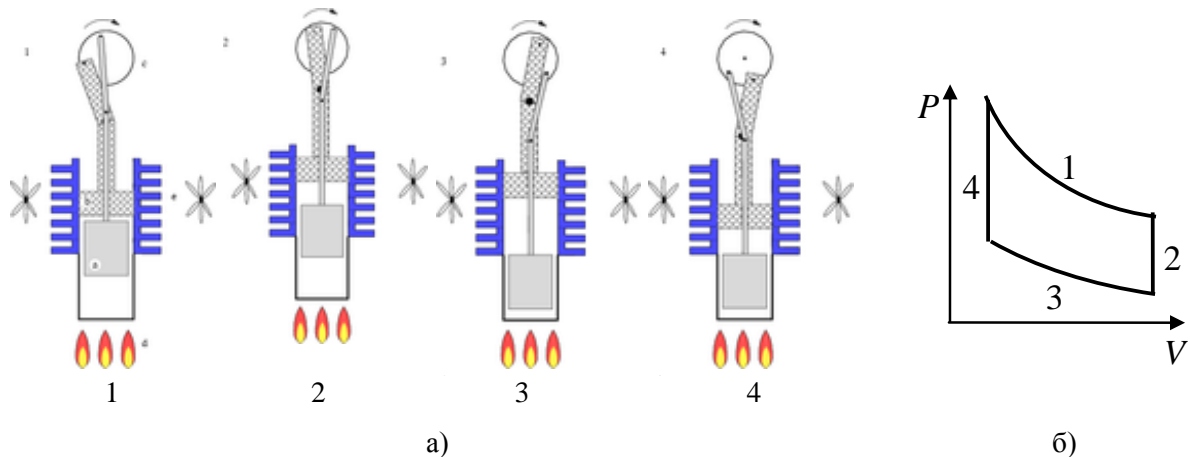


Рис. 1. Схематическое изображение реализации термодинамического цикла двигателя Стирлинга  
а) схема работы двигателя; б) PV-диаграмма замкнутого термодинамического цикла Стирлинга

В современном исполнении двигателя Стирлинга работают по следующей схеме (рис. 1а):

- 1 – изотермическое расширение с подводом тепла,
- 2 – изохорный отвод тепла от рабочего тела к регенератору,
- 3 – изотермическое сжатие рабочего тела с отводом тепла к холодильнику,
- 4 – изохорический нагрев рабочего тела с подводом тепла от регенератора.

Замкнутый термодинамический цикл Стирлинга изображен на PV-диаграмме рис. 1б. Двигатели Стирлинга конструктивно реализуются с применением и без применения регенератора. С регенератором двигатель Стирлинга обладает тремя конструктивными особенностями, которые показаны на рис. 2.

Принципиальное отличие двигателя Стирлинга от других типов тепловых двигателей заключается в следующем: 1 – работать может от любого источника тепла (сжигание жидкого и газового углеводородного топлива, сжигание водорода, нагрев от теплового насоса, нагрев от солнечного излучения и др.); 2 – рабочее тело не контактируется с окружающей средой, и поэтому может работать в любых условиях; 3 – с применением регенератора обеспечивает максимально возможный коэффициент преобразования подводимого тепла в механическую работу (33,3%); 4 – применение в качестве рабочего тела водорода или гелия обеспечивает минимальную теплоотдачу от рабочего тела к конструкции двигателя; 5 – позволяет непосредственно осуществлять преобразование тепловой энергии в механическую работу или электрическую энергию.

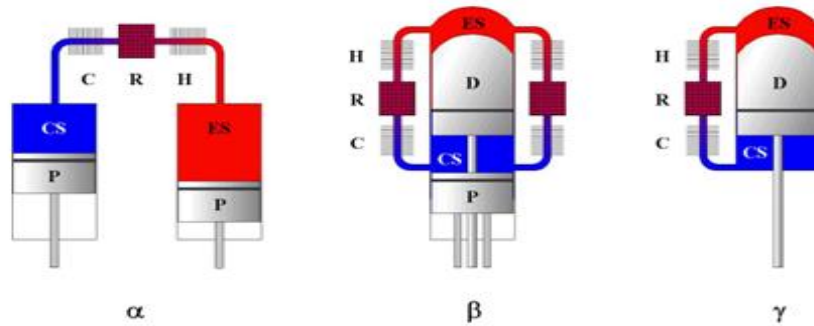


Рис. 2. Различные варианты реализации двигателя Стирлинга с регенератором

С позиций термодинамики понятен принцип работы двигателя Стирлинга и качественно обоснованы все преимущества такого двигателя. Если необходимо разработать оптимальную конструкцию в определенных условиях эксплуатации, то приходится подбирать такую конструкцию чисто экспериментально. Компьютерное моделирование проводить не возможно, так как идеальные замкнутые термодинамические циклы этого делать не позволяют. Для применения компьютерного моделирования необходимо иметь адекватную физико-математическую модель, которая бы полностью соответствовала реально реализуемому замкнутому термодинамическому циклу работающего теплового двигателя. В этом плане применим молекулярно-кинетическую теорию к работе двигателя Стирлинга

**Цель работы.** Разработать молекулярно-кинетическая теория работы двигателя Стирлинга для разработки оптимальной конструкции в определенных условиях эксплуатации.

**Основная часть. Молекулярно-кинетическая теория двигателя Стирлинга.** Чтобы применить молекулярно-кинетическую теорию для описания работы двигателя Стирлинга, следует создать правильную модель работы такого устройства. Для этого представим работу двигателя Стирлинга в модельном представлении, как это показано на рис. 3.

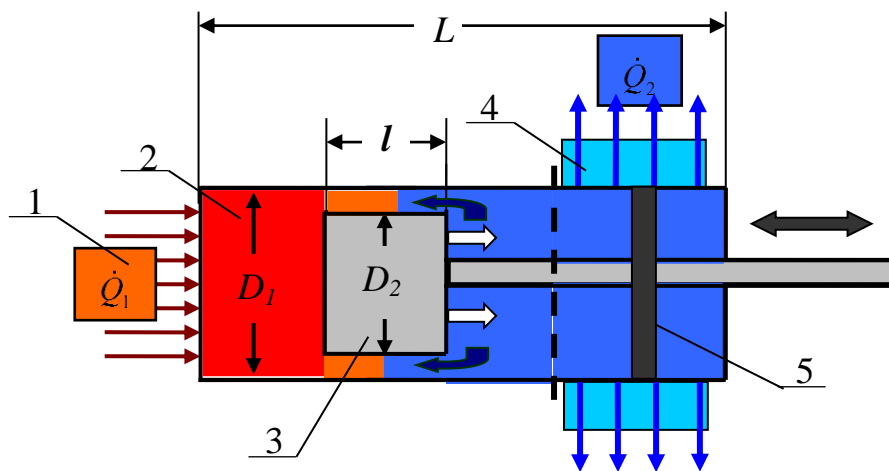


Рис. 3. Модель работы двигателя Стирлинга:

1 – источник тепла; 2 – зона нагретого воздуха; 3 – вытеснительный поршень;  
4 – холодильник; 5 – рабочий поршень

Внутри рабочего цилиндра 2 совершает возвратно поступательное движение выталкивающий поршень 3. Между выталкивающим поршнем и стенками цилиндра имеется зазор, через который происходит перекачка рабочего тела из нагретой области в холодную и наоборот. Когда выталкивающий поршень начинает свое движения из области нагретого газа источником тепла 1 в область холодного газа, охлаждаемого холодильником 4, то он совершает механическую работу под действием противодавления

$$\Delta P = P_H - P_X = nk_B (T_H - T_X), \quad (1)$$

где  $P_H = nk_B T_H$  и  $P_X = nk_B T_X$  – соответственно давление газа в области его нагрева нагревателем и давление в области, где он охлаждается холодильником. Под действием такой разности давлений с учетом того, что концентрация газа не изменяется справа и слева относительно вытеснительного поршня, то будет совершаться работа следующей величины

$$A = \Delta P S \Delta L. \quad (2)$$

Здесь  $S$  – площадь вытеснительного поршня,  $\Delta L$  – ход поршня.

Получается, что механическая работа, совершаемая двигателем Стирлинга, определяется габаритными размерами двигателя и создаваемой разностью температур между холодной и нагретой зонами внутри цилиндра двигателя. Тогда, обеспечив более интенсивное охлаждение газа холодильником, можно получить достаточно большой КПД такого двигателя. Охлаждение газа в контакте с твердым телом происходит вследствие конвективного теплообмена. Конвективный теплообмен между газом и твердым телом происходит вследствие упругого столкновения молекул газа с кластерами твердого тела. В этом случае интенсивное охлаждение реализуется для более тяжелого газа, когда коэффициент передачи энергии при упругом столкновении стремится к единице. Отсюда следует, что в двигателе Стирлинга для его более эффективной работы следовало бы использовать более тяжелые газы. Реально применяют самые легкие газы типа водорода или гелия, которые в принципе не могут интенсивно отдавать свое тепло корпусу двигателя и охлаждаться в контакте с холодильником. Получается какое-то противоречие.

Кроме этого зазор между вытеснительным поршнем и внутренней стенкой цилиндрического корпуса изготавливается достаточно малого размера. В то время как для обеспечения постоянства концентрации частиц рабочего газа между холодной и горячей областями этот зазор должен быть большим. Но при большом зазоре двигатель Стирлинга вообще не работает. Выходит, что процессы, сопровождающие работу двигателя Стирлинга, весьма и весьма сложные. Ниже рассмотрим эти процессы детальнее.

Предположим, что вытеснительный поршень 3 начинает движение с области, где расположен нагреватель. В процессе движения поршня область нагретого газа расширяется, и газ должен охлаждаться как за счет расширения вследствие возникновения политропического процесса изменения состояния газа, так и за счет совершения работы. При малом зазоре газ из холодной зоны в зону горячего газа поступает с запозданием вследствие возникновения вязкого течения. При вязком течении возникает пограничный слой, в котором скорость течения почти по экспоненте падает вдоль нормали к поверхности. Чем большая длина зазора, тем большее сопротивление испытывает газ в процессе движения вдоль такого зазора. Количество холодного газа, поступающего в горячую зону, резко уменьшается. Произведем расчет количества газа, поступающего в горячую зону.

Пусть по тонкому зазору движется газовый поток в условиях термодинамического равновесия. Принципиальная схема взаимодействия газового потока с внутренней и внешней поверхностью твердого тела показана на рис. 4.

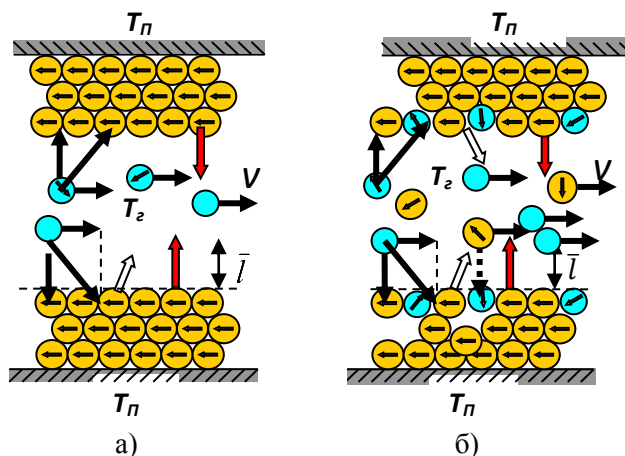


Рис. 4. Схема взаимодействия воздушного потока в зазоре между двумя поверхностями:  
а) – при входе в зазор и б) – в момент выхода из зазора

Непосредственно с поверхностью твердого тела взаимодействуют молекулы, которые удалены от поверхности на длину свободного пробега. В такой модели происходит столкновение молекул рабочего газа с адсорбционным слоем, и происходит передача импульса стенке поршня. Каждая молекула внешнего адсорбционного слоя с внутренним слоем взаимодействует ковалентной и ионной связью. Энергетическая связь реализуется между молекулами рабочего газа внутри адсорбированного слоя и бинарное взаимодействие этих молекул на поверхности с кластерами твердого тела. Для расчета такого типа взаимодействий воспользуемся формулами (1.2) – (1.5) на примере твердого тела, состоящего из алюминия. Исходные данные для кластера алюминия и молекул водорода и гелия приведены в табл. 1.

Таблица 1.

Исходные параметры, по которым производился расчет энергий бинарной связи

Частицы	Параметры								
	$\Theta_1$ , эВ	$\Theta_2$ , эВ	$\Theta_3$ , эВ	$r_1$ , Å	$r_2$ , Å	$r_3$ , Å	$Z^*_1$	$Z^*_2$	$Z^*_3$
H <sub>2</sub>	15,43	34,1	-	0,824	0,587	-	0,882	1,388	-
He <sub>2</sub>	24,59	54,42	-	0,764	0,494	-	1,302	1,864	-
Al <sub>кл.</sub>	1,107	2,125	2,540	4,290	3,587	3,083	0,318	0,529	0,541

Выполненный расчет энергий бинарной связи представлен в табл. 2.

Таблица 2.

Энергия различных типов бинарной связи

Тип связи	$E_{ков.}$ , эВ	$E_{ион.}$ , эВ	$E_{рез.}$ , эВ	$E_{кл.}$ , эВ
H <sub>2</sub> – H <sub>2</sub>	1,274	0,361	1,635	0,065
He <sub>2</sub> – He <sub>2</sub>	1,494	0,0579	1,552	0,024
H <sub>2</sub> – Al <sub>кл.</sub>	0,0713	0,0254	0,0966	-
He <sub>2</sub> – Al <sub>кл.</sub>	0,0715	0,0137	0,0852	-

Так как энергия бинарной связи сравнительно большая, то в адсорбированных слоях молекулы водорода и гелия должны пребывать в виде кластерных образований, которые формируют объемцентрированную структуру. Межкластерное взаимодействие при не очень высоких температурах полностью компенсируется температурной составляющей окружающей среды. Поэтому в газовой фазе гелий и водород пребывают в виде отдельных кластеров с количеством молекул, равном 7, а на твердом теле кластеры водорода и гелия формируют объемцентрированную структуру. Это свойство газового агрегатного состояния присуще всем веществам. Поэтому газы обладают мощными флуктуационными свойствами, вследствие непрерывного образования и распада кластерных структур, что и определяет интенсивное рассеяние света газами.

Так как адсорбированные молекулы рабочего газа на поверхности твердого тела образуют кластеры с объемцентрированной структурой, то результирующая энергия бинарной связи между кластерами внутри адсорбционного слоя составляет

$$E_{св.,0} = E_{ков.} + E_{ион.} \quad (3)$$

Если частица находится на поверхности твердого тела, то ее энергия связи ослаблена только на одну степень свободы. Это значит, что результирующая энергия связи при температуре поверхности  $T_{П}$  будет ослаблена на величину  $0,5k_B T_{П}$ . Тогда каждый кластер внешнего слоя находится в потенциальной яме с энергией

$$E_{св.} = E_{св.,0} - 0,5k_B T_{П} \quad (4)$$

Если поверхность корпуса двигателя и вытеснительного поршня находятся при нормальной температуре  $T_{П} = 295$  К, то энергия связи для кластеров водорода  $E_{св.} = 0,052$  эВ, а энергия связи кластеров молекул гелия  $0,011$  эВ. При более высоких температурах, при которых работает двигатель Стирлинга, энергия связи кластеров с основой равна нулю. Поэтому на поверхности алюминия будут адсорбироваться молекулы водорода или гелия и образовывать плотноупакованную структуру. В двигателях Стирлинга в качестве рабочего газа целесообразно



использовать гелий, так как адсорбированный водород вступает в химическую реакцию с образованием гидратов, что обуславливает интенсивную коррозию конструкционных материалов.

Поток частиц на нагреваемую поверхность и на вытеснительный поршень со стороны рабочего газа равен

$$J_X = \frac{1}{4} \frac{P_{z,\infty}}{k_B T} \sqrt{\frac{8k_B T}{\pi m_a}}, \quad (5)$$

где  $m_a$  – масса молекул гелия или водорода.

В нормальных условиях поток молекул гелия или водорода на поверхность корпуса двигателя равен  $2,08 \cdot 10^{27}$  и  $4,15 \cdot 10^{27}$   $1/м^2с$  соответственно. Такой поток на поверхность поршня в зазоре за время  $dt$  будет переносить импульс

$$dp_{(a,\kappa),\infty} = \kappa J_X m_a v S_{\Pi} dt, \quad (6)$$

где  $v$  – скорость движения потока газа в зазоре и  $\kappa = \int_0^{E_{CB}} f(E, T) dE$  – коэффициент

аккомодации, который свидетельствует о том, что поверхность корпуса и выталкивающий поршень перенесенный импульс с такой вероятностью восприняли, и возникает торможение газового потока. Длина вытеснительного поршня должна быть меньше той, где возникает турбулентное течение. Поэтому толщину вытеснительного поршня подбирают экспериментально. Если такая длина  $l$  подобрана, то при наличии разности давлений на газ в зазоре действует объемная сила торможения

$$\frac{F_3}{V} = \frac{P_H - P_X}{l}.$$

Отсюда после несложных преобразований получаем силу действия движущегося потока рабочего газа в зазоре на вытеснительный поршень

$$F_3 = \pi(r_1^2 - r_2^2)nk_B(T_H - T_X), \quad (7)$$

а результирующая сила действия на вытеснительный поршень

$$F = \pi nk_B [r_1^2 T_H - (r_1^2 - r_2^2) T_X], \quad (8)$$

где  $n$  – концентрация частиц в поршне,  $T_H$  и  $T_X$  – температура газа перед вытеснительным поршнем и за поршнем, а  $r_1$  и  $r_2$  – соответственно внешний и внутренний радиусы зазора.

Если поршень совершает поступательное движение вдоль длины  $L$ , то совершается работа

$$A = \int_0^L F dL. \quad (9)$$

Важно также выяснить каким образом происходит теплопередача от нагретого твердого тела к окружающему газу.

Величина теплоотдачи от нагретой части корпуса двигателя определяется количеством тепла, которое сообщают нагретой поверхности твердого тела при хаотическом температурном движении газа, равного с учетом (5)

$$Q_T = \kappa J_X \frac{3}{2} k_B T_X, \quad (10)$$

а поток энергии с поверхности твердого тела вследствие термоэмиссии

$$Q_{\Pi} = J_T \frac{m_a v_{\Pi}}{2}, \quad (11)$$

где поток отдельных частиц при термоэмиссии равен [3]

$$J_T = \frac{\sqrt{8}}{3\sqrt{\pi m_a}} \frac{1}{\bar{d}^3} \frac{1}{(k_B T_H)^{3/2}} \int_{E_{св.}}^{\infty} \left(1 - \frac{E_{св.}}{E}\right)^{1/2} E \exp\left(-\frac{E}{k_B T_H}\right) dE \quad (12)$$

и

$$v_{\Pi} = \left( \frac{2 \int_{E_{св.}}^{\infty} E f(E, T) dE}{m_a} \right)^{1/2}, \text{ м/с} \quad (13)$$

средняя скорость термоэмиссии. Здесь  $\bar{d}$  - диаметр молекулы гелия или водорода и  $f(E, T)$  - функция распределения Максвелла-Больцмана. Из закона сохранения массы следует, что  $\kappa J_x = J_H$ .

При термоэмиссии импульс в направлении движения не переносится, а происходит обмен энергиями от корпуса в окружающую среду. Поток тепла с нагретой пластины в окружающую среду составит

$$\dot{Q}_T = Q_{\Pi} - Q_{\Gamma}. \quad (1.14)$$

Разогрев газа окружающей среды не будет происходить при  $\dot{Q}_T = 0$ . Из этого условия следует, что время установления термодинамического равновесия нагретой пластины с окружающим газом у самой поверхности нагретой пластины

$$t = \frac{6k_B(T_H - T_X)}{\pi \bar{d}^2 \dot{Q}_T} \quad (15)$$

Здесь  $\dot{Q}_T$  соответствует начальной разности температур  $(T_H - T_X)$ .

Так как с увеличением температуры поток термоэмиссии возрастает значительно, то для выполнения условия  $\dot{Q}_T = 0$  должно происходить оголение поверхности от адсорбированных частиц и тогда испарение с этих участков будет отсутствовать. В результате разогрев окружающего газа будет ослаблен на величину оголения разогретой поверхности. Доля разогретой поверхности, которая не будет участвовать в нагреве окружающего газа

$$\delta = \frac{3P v_T T_{\Pi}}{4J_H m_a v_{\Pi}^2 T_{\Gamma}}. \quad (16)$$

Максимальная температура, до которой целесообразно разогревать топку в двигателе Стирлинга составит

$$T_{\max} = \frac{2E_{св.}}{3k_B}. \quad (17)$$

Для алюминиевого корпуса и гелия в качестве рабочего тела  $T_{\max} \approx 659$  К. Получается, что двигатель Стирлинга работает только при сравнительно низких температурах. Поэтому вытеснительный поршень в двигателе Стирлинга обычно изготавливают из дерева. Это принципиально, так как на деревянной основе энергия адгезии молекул окружающего газа стремится к нулю и возникающий обратный термоэмиссионный поток с поверхности вытеснительного поршня, не ослабляет поток частиц рабочего тела на вытеснительный поршень, который определяет величину преобразования тепловой энергии в механическую работу.

Во время движения вытеснительного поршня от в.м.т. до н.м.т. газ разогревается термоэмиссионным потоком только у нагретой поверхности топки двигателя толщиной не более трех длин свободного пробега. Разогрев остальной области происходит теплопереносом по газовой среде и определяется такой поток по формуле

$$\dot{Q}_{\Pi} = -K \frac{\Delta T}{\Delta L}, \quad (18)$$

где  $K = \frac{1}{3} \rho C_V \bar{c} \lambda$  - коэффициент теплопроводности. Здесь  $\rho$  - плотность воздуха,  $C_V$  - удельная теплоемкость,  $\bar{c} = \sqrt{\frac{\gamma k_B T_T}{m_a}}$  - скорость звука в газе и  $\lambda = \frac{1}{\sqrt{2\pi d^2 n}}$  - длина свободного пробега.

В каждый момент времени  $t$  газ непосредственно под поршнем приобретает температуру

$$T(t) = \left[ T_{\Pi} + \frac{2\dot{Q}_{\Pi}}{3k_B n \Delta V} \right] \left( \frac{L(t)}{L(t) + \Delta V} \right)^{\gamma-1}, \quad (19)$$

где  $L(t)$  - положение вытеснительного поршня в момент времени  $t$  и  $\Delta V$  - приращение объема за время  $\Delta t$ .

В процессе движения поршня от в.м.т. до н.м.т. градиент температуры отличен от нуля и поэтому происходит разогрев газа за счет теплопроводности с отсосом теплоты от нагретой поверхности. Работа, которая при этом совершается равна

$$A_{\Pi} = \int_0^{1/2f} nk_B T(t) v(t) \pi (D/2)^2 dt, \quad (20)$$

а  $v(t) = \pi L f \sin(2\pi ft)$  и  $D$  - диаметр поршня.

Когда поршень движется в обратном направлении градиент температуры равен нулю и отсоса теплоты от нагретой поверхности не происходит. Работа при этом затрачивается на перекачку газа из нагретой зоны в холодную, которой можно пренебречь.

Выполним конкретный расчет для следующих исходных данных, представленных таблицей 3:

Таблица 3.

## Исходные данные

№№ пп	Наименование	Значение
1	Рабочий газ	гелий
2	Начальное давление рабочего газа, Атм	1
3	Диаметр вытеснительного поршня, см	11
4	Диаметр рабочего цилиндра, см	11,2
5	Ход вытеснительного поршня, см	12,5
6	Температура холодного газа, К	295
7	Частота вращения, Гц	10
8	Коэффициент сжатия	15
9	Температура топки, К	переменная

Мощность такого двигателя Стирлинга в зависимости от температуры топки приведена на рис. 5. Мощность двигателя Стирлинга, как это следует из общего определения такого двигателя, линейно зависит от температуры, реализуемой в топке. Так как развиваемые температуры в топке двигателя Стирлинга не достаточно высокие, то и мощность также не достаточно большая. Коэффициент полезного действия поршневого двигателя, каким является двигатель Стирлинга, определяется следующим образом

$$\eta = \frac{A_{\Pi}}{A_{\Pi} + Q_1 + Q_2}, \quad (21)$$

где  $Q_1 = \frac{3}{2} \pi (D/2)^2 n L [1 + 1/(\varepsilon - 1)] k_B (T_{\Pi} - T_{Г})$  - тепло, которое пошло на разогрев рабочего газа и  $Q_2 = 3 \pi D L k_B (T_{\Pi} - T_{Г}) / \bar{d}^2$  - тепло, которое пошло на разогрев корпуса двигателя, т.е., на разогрев адсорбционного плотноупакованного слоя молекул гелия. Если учесть потери тепловой энергии, получаемой в топке двигателя, то эффективный КПД резко уменьшится.

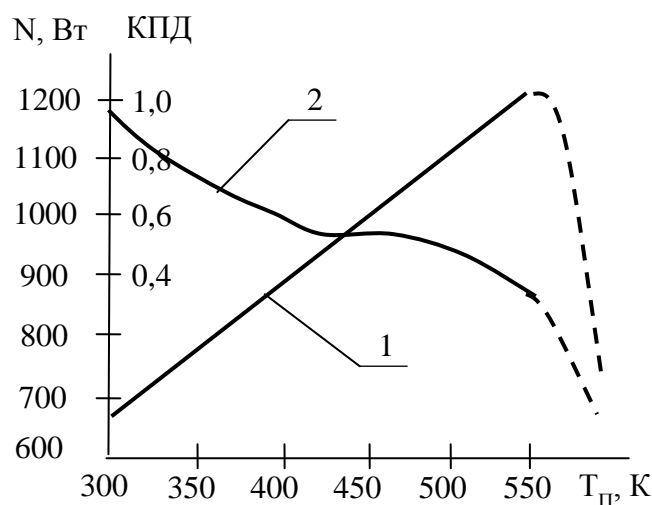


Рис. 5. Зависимость мощности (1) и КПД (2) от температуры топки двигателя Стирлинга

КПД тепла, полученного от нагретой поверхности рабочим газом внутри двигателя, в процессе его преобразования в механическую работу на основании (2.30) в зависимости от температуры нагретой поверхности представлен на рис. 5. Получается, что чем меньше разность температур между нагретой поверхностью и рабочим газом за вытеснительным поршнем, тем выше КПД преобразования тепла в механическую работу, т.е., эффективность работы двигателя Стирлинга достаточно высокая реализуется при сравнительно малой разности температур между нагретой поверхностью и рабочим газом за вытеснительным поршнем.

Применение второго рабочего поршня и регенерации тепла при сравнительно высоких температурах нагреваемой поверхности можно существенно поднять КПД двигателя. При этом следует обеспечить более интенсивный теплоотвод от нагретой поверхности двигателя путем понижения температуры за вытеснительным поршнем. Эту возможность реализуют принудительным охлаждением рабочего газа холодильником.

Эффективный КПД двигателя Стирлинга определяется преимущественно потерями внутри топки. Если эти потери уменьшить, то возможно всю выделившуюся энергию в топке превратить в работу, что практически почти реализовано в двигателях Стирлинга  $\alpha$ -,  $\beta$ - и  $\gamma$ .

Вместо маховика, применяемого в двигателе Стирлинга, можно использовать второй рабочий цилиндр. Мощность при этом возрастет в два раза. Если диаметр поршня увеличить в два раза, а ход поршня в 1,5 раза и температуру нагретой поверхности довести до  $250^{\circ}\text{C}$ , то мощность может составить  $\sim 15$  кВт. Такая мощность представляет коммерческий интерес.

**Выводы.** Разработанная молекулярно-кинетическая теория описания работы двигателя Стирлинга позволяет осуществить компьютерное моделирование для получения оптимальных условий работы такого двигателя в заданных условиях его применения.

1. Лапцевич А.А., Гречихин Л.И., Куць Н.Г. Энергетическая база беспилотных летательных аппаратов. /Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. 2011, № 3. С. 64-78.
2. Куць Н.Г. Ефективність роботи дизеля при впливі стаціонарної та нестаціонарної теплопровідності / Наукові нотатки, 2011. Вип. 34. С. 154-162.
3. Гречихин Л.И., Куць Н.Г. Молекулярно-кинетическая теория работы двигателя внутреннего сгорания с внешним поджогом. / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов. 2011. Вып. 41. С. 92-103.
4. Гречихин Л.И., Куць Н.Г. Водяное охлаждение двигателя внутреннего сгорания. / Нукові нотатки. 2011. Вип. 32. С. 109-117.
5. Гречихин Л.И., Куць Н.Г. Аллотропия в металлах и ее влияние на работу теплового двигателя. / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов. 2011. Вып. 42. С. 83-89.

## REFERENCES

1. Laptsevich, A.A., Grechikhin, L.I. & Kuts', N.G. (2011). Energeticheskaya baza bespilotnykh letatel'nykh apparatov [Energy base of unmanned aerial vehicles]. *Energetika. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii i energeticheskikh ob'edinenii SNG*. Vol. 3, pp. 64-78.
2. Kuts, N.H. (2011). Efektyvnist roboty dyzelia pry vplyvi statsionarnoi ta nestatsionarnoi teploprovodnosti [The efficiency of diesel under the influence of stationary and non-stationary heat conduction]. *Naukovi notatky*. Vol. 34, pp. 154-162.
3. Grechikhin, L.I. & Kuts', N.G. (2011). Molekulyarno-kineticheskaya teoriya raboty dvigatelya vnutrennego sgoraniya s vneshnim podzhogom [Molecular-kinetic theory of the internal combustion engine with an external arson]. *Progressivnye tekhnologii i sistemy mashinostroeniya. Mezhdunarodnyy sbornik nauchnykh trudov*. Vol. 41, pp. 92-103.
4. Grechikhin, L.I. Kuts', N.G. (2011). Vodyanoe okhlazhdenie dvigatelya vnutrennego sgoraniya [Water cooling of the internal combustion engine]. *Naukovi notatki*. Vol. 32, pp. 109-117.
5. Grechikhin, L.I. & Kuts', N.G. (2011). Allotropiya v metallakh i ee vliyanie na rabotu teplovogo dvigatelya [Allotropy in metals and its impact on the operation of the heat engine]. *Progressivnye tekhnologii i sistemy mashinostroeniya. Mezhdunarodnyy sbornik nauchnykh trudov*. Vol. 42, pp. 83-89.

## АВТОРЫ:

*ГРЕЧИХИН Леонид Иванович*, доктор физико-математических наук, Минский государственный высший авиационный колледж, г. Минск, Беларусь.

*КУЦЬ Надежда Григорьевна*, кандидат технических наук, Луцкий национальный технический университет, г. Луцк, Украина.

## AUTHORS:

*Leonid GRECHIKHIN*, D.Sc., Professor, Minsk State Higher Aviation College, Minsk, Belarus;

*Nadezhda KUTS'*, Ph.D., Assoc. Professor, Lutsk National Technical University; e-mail: [kuts\\_n@mail.ru](mailto:kuts_n@mail.ru)

## РЕЦЕНЗЕНТ:

*МАТЕЙЧИК В.П.*, д.т.н., профессор, декан автомеханического факультета, Национальный транспортный университет, Киев, Украина.

## РЕЦЕНЗЕНТ:

*МАТЕЙЧИК В.П.*, д.т.н., професор, декан автомеханічного факультету, Національний транспортний університет, Київ, Україна.

## REVIEWER:

*V. MATEICHUK*, Doctor of Science in Technology, Professor, Dean of Automobile Mechanic Faculty, National Transport University, Kyiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 06.09.2014р.



Дідух В.Ф., Шолудько П.В.  
*Львівський національний аграрний університет*

## ФОРМУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ В АГРОПРОМИСЛОВОМУ КОМПЛЕКСІ

У статті представлений короткий аналіз сучасного стану виробничого потенціалу в АПК, викладено бачення виходу з кризового стану окремих галузей з використанням принципів побудови технологічних систем.

**Ключові слова:** технологія, льон, система, родючість, добрива, потенціал, виробництво, галузь.

**Постановка проблеми.** Україна одна з найбагатших країн світу за потенціалом виробництва сільськогосподарської продукції, знаходиться у глибокій кризі з розвитку агропромислового комплексу. Підставою такого твердження, є зникнення за останні 20 років восьми (за статистикою з 33 до 25) відсотків чорноземів, появою 60% територій екологічного лиха, які могли б стати основою виробництва екологічно чистої продукції для життєзабезпечення людини.

Зміна форм власності на засоби виробництва з кооперативно-колгоспної на приватну призвело до появи майже 80% дрібногосподарських селянських господарств, які теоретично лишилися засобів механізації та системного їх поновлення, наукової методичної підтримки. В той же час утворенні потужні агрохолдингові компанії успішно забезпечують себе сучасними закордонними технологіями та технікою. Таким чином прірва між окремими учасниками виробництва сільськогосподарської продукції інтенсивно збільшується.

Тому, сьогоднішня ситуація не дозволяє науковцям запропонувати дієві підходи до формування технологічних систем функціонування та раціонального розвитку окремих галузей АПК.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Органічне землеробство, як альтернатива сучасним системам виробництва сільськогосподарської продукції розвивається давно. В Японії, США, країнах ЄС, Швейцарії, Канаді, Австралії та Новій Зеландії площі відведені під ведення органічного землеробства становлять тисячі гектарів. На жаль, через ряд об'єктивних (недосконалість і у більшій мірі відсутність законодавча база), суб'єктивних причин, в Україні лише починають вести дискусії про можливість стати передовою країною з виробництва екологічно-чистої продукції.

Спроби запропонувати нові підходи при веденні виробничої діяльності в АПК відображенні у працях багатьох науковців [1,2,3,4,5,8,10].

**Мета дослідження.** Виявити нові підходи у формуванні технологічних систем (ТхС) для окремих агрокліматичних зон у агропромисловому комплексі.

**Результати дослідження.** Рівень технології будь-якого виробництва має вирішальний вплив на його економічні показники. Тому вибір раціонального варіанту технологічного процесу пов'язаний з продуктивністю, собівартістю та якістю продукції, що виробляється. На сьогодні економіки передових країн світу функціонують на рівнях 4-6 технологічних укладів. Україна зупинилась на рівні другого. Особливо загрозлива ситуація склалась у АПК через відсутність чіткої стратегії його розвитку. Технологічний рівень являє собою оцінку якості технологій і тісно пов'язаний з технічним рівнем виробів та науково-технічним рівнем науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт.

Технологічний рівень виробничої системи складає:

1. Рівень технологічної інтенсивності процесів;
2. Рівень технологічної організації виробництва;
3. Рівень технологічної оснащеності;
4. Рівень керованості ТхС.

Згідно визначення ДСТУ, ТхС – це сукупність функціонально пов'язаних засобів технологічного оснащення, предметів виробництва та виконавців для виконання в регламентованих умовах виробництва заданих технологічних процесів і операцій. Для сільськогосподарського виробництва у ТхС, крім технічних систем, пов'язаних із виробництвом

техніки, її експлуатації, важливу роль відіграють особливості агроєкозона та людський фактор, який включає підготовку кадрів різної кваліфікації.

Технологію, пов'язану з природним середовищем можна поділити на *глобальну та соціальну*. Основне завдання глобальної технології полягає в тому, щоб відшукати зв'язки природної рівноваги обміну між різними формами існування матерії та тенденції її змін у майбутньому та вивчити закономірності її розвитку. Крім того, необхідно контролювати взаємозв'язок і взаємодію людини та природного середовища, порівнюючи з попереднім станом та з очікуваним у майбутньому. Тому втрату 0,1-0,2% щорічно родючих земель варто віднести в розряд глобальних. За останні три десятиріччя на Україні виведено з обороту 2,6 млн. га с.-г. угідь, в т.ч. 1,6 млн. га ріллі.

Соціальні технології в суспільстві, пов'язані не тільки з виробництвом продукції, але й з процесом її реалізації. Тільки за умов прямого зв'язку між виробництвом і споживанням можливе вирішення ряду соціальних проблем. Для зниження напруження в державі необхідно потенціал АПК зорієнтувати, в першу чергу, на внутрішній ринок. Першочерговими документами при цьому мають стати – система машин та регіональні стратегії розвитку галузей з глибокою переробкою сільськогосподарської сировини. Перша спроба сформувати систему техніко-технологічного забезпечення виробництва продукції рослинництва викладено у[11], яка появилася 2012 році.

Таким чином серед великого кола завдань при розробці технологічних систем для їх використання у сільськогосподарському виробництві, в першу чергу, варто звернути увагу на наступне:

1. Створення технологій, що відповідають природним, кліматичним, національним та іншим регіональним особливостям.
2. Створення технологій, при яких витрати сільськогосподарської сировини будуть мінімальними (включаючи безвідходні технології).
3. Визначення в системах технологій найбільш важливих параметрів для контролю їх ефективності відповідно до конкретних умов їх застосування.

Максимальної ефективності ведення сільськогосподарського виробництва можна досягти за умови об'єднання суміжних галузей, які приймають участь у схемі «поле - споживач». У загальному вигляді виробничі процеси при створенні продукції життєзабезпечення людей можна представити у виді структурної схеми (рис.1) на прикладі галузі льонарства.

Аналіз запропонованої схеми вказує на необхідність розробок нових ТхС функціонування галузі, які передбачають спрямування прибутків від реалізації кінцевої продукції у вигляді готових виробів у технологічні ланцюжки з виробництва сировини. Адже, якщо одна тонна волокна у чистому вигляді дає прибуток 1000-1200 доларів США, то виготовлення тканин з даного волокна збільшує прибуток до 4000-4500 доларів США, а виробництво готових виробів з цієї кількості тканин дозволяє отримати в 15 разів більше грошових надходжень.



Рис.1. Структурно-виробнича діаграма галузі льонарства

Таким чином вибором структури ТхС ведення АПК має бути чітка стратегія, пов'язана із формами господарювання та раціональний підхід до використання орних земель при формуванні сільськогосподарських культур.

Введення в систему вирощування сільськогосподарських культур науково-обґрунтованої системи точного землеробства частково вирішує проблему зниження перенасичення ґрунтів мінеральними добривами у випадку їх поверхневого внесення. Але, позитивний результат, спрямований на збереження ґрунтів, з подальшим підвищення їх родючості, можливий за умови локального внесення органічних і органо-мінеральних добрив на стадії посіву (посадки) сільськогосподарських культур. Тоді вони мало перемішуються з ґрунтом, елементи живлення довше зберігаються в доступному для рослин стані.

Крім цього, локалізація дозволяє зменшувати норму внесення органічних добрив у 1,5-2 рази зі збереженням однакової прибавки врожаю. Локальне внесення твердих добрив на стадії посіву (посадки) сільськогосподарських культур умовно можна виділити у три групи:

- застосуванням мінеральних добрив;
- застосуванням органо-мінеральних добрив;
- застосуванням органічних добрив.

Відповідно, для кожної із виділеної групи засоби механізації матимуть свої конструктивні особливості у відповідності до вибраної технології вирощування сільськогосподарської культури.

На сьогоднішній день сільськогосподарське виробництво широко використовує нанотехнології, копіютеризацію та автоматизацію виробничих процесів. Науковцями пропонується безліч варіантів при вирішенні проблем зниження ресурсних, експлуатаційних витрат, енергозатрат при використанні машин для внесення різних видів добрив. Таким чином, у сільськогосподарському виробництві найбільше поширення знайшли високопродуктивні комбіновані посівні агрегати типу МЗВ-4,5; Pronto; Maestro 11 RC; Creat Plains CTA 400/ADC 2220 та інші [12-13]. Дані технічні засоби передбачають локальне внесення добрив у ґрунт в процесі висіву сільськогосподарських культур зернової групи, в більшій мірі у сипкому стані, до яких відносяться тверді мінеральні добрива.

Спроба надати перевагу органічному землеробству в Україні, вимагає створення або модернізацію існуючих машин, спрямованих на локальне внесення органічних добрив, що дозволить зменшити норму їх внесення до 50 відсотків у порівнянні з розкидним способом.

У будь-якому випадку, створення нових машин, впровадження новітніх технологій можливе за умови чіткого усвідомлення куди рухається виробничий комплекс сільськогосподарського виробництва. Раціональними площами, під які можна було б формувати систему машин і відповідний науковий супровід є площі господарств у межах 10 га. На сьогоднішній день, аналіз статистичних даних вказує на протилежне (рис.2).

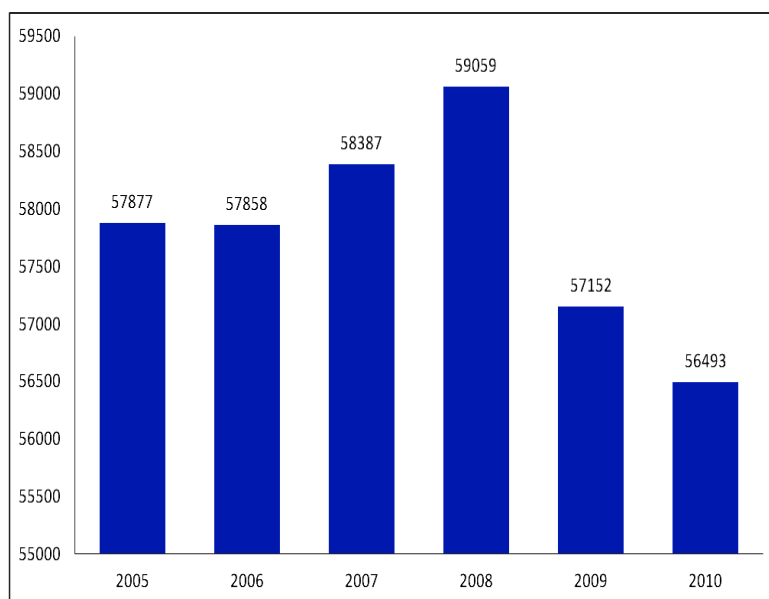


Рис.2. Кількість діючих господарюючих суб'єктів у сільському господарстві України, од. Побудовано згідно даних: [10]

Здавалося б зменшення кількості майже на 2,5 тис. господарств має позитивну тенденцію з точки зору їх укрупнення, що дозволяє впроваджувати нові технології, використовувати енергонасичену техніку. Таке явище повинно було б дати поштовх розвитку власного, вітчизняного машинобудуванню. Але вітчизняні заводи з випуску нової техніки не в змозі конкурувати з зарубіжними аналогами. Причин може бути безліч, але основною, є відсутність системи машин, без якої не можливо проектувати галузеві ТхС.

Ефективність виробництва значною мірою залежить від рівня реалізованості функціональних можливостей технологічних систем (ТхС), який оцінюється низкою показників, що відображають повноту та досконалість реалізації функцій, універсальність та здатність пристосовуватися до зміни зовнішнього середовища. Виявлення необхідних функцій зручно здійснювати на підставі побудови функціональної моделі (ФМ) системи.

Побудову ФМ типу «технологічного ланцюжка» зручно здійснювати за допомогою методу аналізу функцій FAST (Functional Analysis System Technique) [1]. Перевагою даного методу є виявлення допоміжних функцій, що забезпечують виконання основних.

Характерними показниками новоствореного виробництва будуть:

коефіцієнт функціональної достатності	$k_d = N_{pz}/N_{nz}$ ;
коефіцієнт функціональних можливостей	$k_\phi = N_{pz}/N_{mn}$ ;
коефіцієнт актуалізації функцій	$k_a = N_n/N_c$ ;
коефіцієнт функціонального втілення	$k_o = N_o/N_c$ ;
коефіцієнт сумісності функцій	$k_c = 1 - N_y/N_c$ ;
коефіцієнт пристосованості до умов	$k_n = r_a/r_y$ ;
коефіцієнт гнучкості системи	$k_z = k_\phi k_n$ ,

- де  $N_{pz}$  і  $N_{nz}$  – число реалізованих у системі і необхідних користувачеві зовнішніх функцій;  
 $N_n$  і  $N_{mn}$  – число функцій, що необхідні для користувача і повного використання потенційних можливостей системи;

$N_c$  – число внутрішніх і зовнішніх функцій системи;

$N_o$ ,  $N_y$  – число основних і узгоджувальних функцій;

$r_a$  – число регулювань і технологічних режимів, що забезпечують пристосованість системи до умов і вимог;

$r_y$  – варіативність умов, тобто число станів умов і вимог.

Кожен із показників відображає певний аспект якості ТхС, а їх аналіз дає змогу встановити напрями удосконалення ТхС з метою забезпечення корисних функцій простими і ресурсоощадними засобами.

**Висновки.** Ефективність аграрного виробництва значною мірою залежить від рівня реалізованості функціональних можливостей технологічних систем. Найбільш прагматичним при формуванні виробничих структур є метод FAST, який дозволяє будувати функціональні моделі технологічної системи аграрного виробництва, що охоплює головну, основні та допоміжні функції й дає змогу узгодити ці функції між собою.

1. Нагірний Ю.П. Обґрунтування інженерних рішень / Ю. П. Нагірний – К. : Урожай, 1994. – 216 с.
2. Дідух В.Ф., Поліщук М.М. Тенденції розвитку технологій формування врожаю сільськогосподарських культур // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. - Вінниця, Випуск 11 т. 2 (66), 2012 р.
3. Сисолін П.В. З бажанням зберегти родючість української землі та допомогти селянину. Зб. Статей, виступів та коментарів (1997-2008). – Кіровоград. – 2009 р. - 160 с.
4. Пастухов В.І. Енергетична оцінка механізованих технологій рослинництва. – Харків. – 2003 р. – 100 с.
5. Машиновикористання в землеробстві / В. Ю. Ільченко, Ю. П. Нагірний, П. А. Джолос та ін.; За ред. В. Ю. Ільченка, Ю. П. Нагірного. – К.: Урожай, 1966. – 384 с.
6. Шолудько П. В., Тригуба А.М. Функціональна модель технологічної системи аграрного виробництва // Вісн. Львів. нац. техн. ун-ту «Агроінженерні дослідження». – Львів, 2012. - С. 21
7. Гончар М.Т. Экологические проблемы сельскохозяйственного производства. – Львов. – 1986 г.
8. Затхей Б. І., Нагірний Ю. П., Шолудько П. В. Основні принципи проектування технологічних систем рільництва. Вісник аграрної науки. 2001 р., спецвипуск, вересень, 1-116, С. 86 – 89.
9. Статистичний щорічник. «Волинь – 2011». – Луцьк, 2012 р., 560 с.
10. Статистичний щорічник України за 2011. - К. : Август Трейд, 2011. - 560 с.
11. Система техніко-технологічного забезпечення виробництва продукції рослинництва /за ред. В.В. Адамчука, М.І.Грицишина. – К.: Аграр. Наука, 2012.-416 с.
12. <http://www.npp.com.ua>
13. <http://www.amacoint.com/AGRICULTURAL>

## REFERENCES

1. Nahirnyi, Yu.P. *Obgruntuvannia inzhenernykh rishen* [Justification of engineering decisions]. Kyiv, Urozhai Publ., 1994. 216 p.
2. Didukh V.F., Polishchuk M.M. Tendentsii rozvytku tekhnolohii formuvannia vrozhaiu silskohospodarskykh kultur [Trends of technologies development of crop harvests formation]. *Zbirnyk naukovykh prats Vinnytskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky*. Vinnytsia, Vol. 11 (66), 2012.
3. Sysolin P.V. *Z bazhanniam zberehty rodiuchist ukrainskoi zemli ta dopomohty selianyну* [With a desire to preserve the fertility of the land and to help Ukrainian farmer]. *Zb. Statei, vystupiv ta komentariv (1997-2008)*. Kirovohrad. 2009. 160 p.
4. Pastukhov V.I. *Enerhetychna otsinka mekhanizovanykh tekhnolohii roslыnnystva* [Energy assessment of mechanized technologies of plant cultivation]. Kharkiv. 2003. 100 p.
5. Ilchenko V.Yu., Nahirnyi Yu.P., Dzholos P.A. *Mashynovokorystannia v zemlerobstvi* [Use of machinery in agriculture]. Kyiv, Urozhai Publ., 1966. 384 p.
6. Sholudko P.V., Tryhuba A.M. Funktsionalna model tekhnolohichnoi systemy ahrarnoho vyrobnystva [Functional model of technological systems of agricultural production]. *Visn. Lviv. nats. tekhn. un-tu «Ahroinzhenerni doslidzhennia»*. Lviv, 2012, p. 21.
7. Gonchar M.T. *Ekologicheskie problemy sel'skokhozyaystvennogo proizvodstva* [Ecological problems of agricultural production]. L'vov. 1986.
8. Zatkhei B.I., Nahirnyi Yu.P., Sholudko P.V. Osnovni pryntsyipy proektuvannia tekhnolohichnykh system rilnystva [Basic principles of design of arable technological systems]. *Visnyk ahrarnoi nauky*. Special edition, September, 1-116, 2001, pp. 86-89.
9. *Statistical Yearbook. "Volyn - 2011"*. Lutsk, 2012, 560 p.
10. *Statistical Yearbook of Ukraine for 2011*. Kyiv, Avgust Treid Publ., 2011. 560 p.
11. Adamchuk V.V., Hrytsyshyn M.I. Systema tekhniko-tekhnolohichnoho zabezpechennia vyrobnystva produktsii roslыnnystva [The system of technical and technological support of crop production]. Kyiv, Ahrar. Nauka Publ., 2012. 416 p.
12. <http://www.npp.com.ua>
13. <http://www.amacoint.com/AGRICULTURAL>

**Дідух В.Ф., Шолудько П.В. Эффективность использования технологических систем в агропромышленном комплексе.**

В статье представлен краткий анализ современного состояния производственного потенциала в АПК, изложено видение выхода из кризисного состояния отдельных отраслей с использованием принципов построения технологических систем.

**Ключевые слова:** технология, лен, система, плодородие, удобрения, потенциал, производство, отрасль.

**V. Didukh, P. Sholudko. Efficiency of technological systems in agriculture complex.**

The article presents a brief analysis of the current state of the production process in agriculture, presented a view out of the crisis in some areas using the principles of construction technology systems.

**Keywords:** technology, flax, system, fertility, fertilizers, production, industry sector.

**АВТОРИ:**

*ДИДУХ Володимир Федорович*, д.т.н., професор, завідувач кафедри експлуатації та технічного сервісу ім. професора О.Д. Семковича, Львівський національний аграрний університет, e-mail: [Didukh\\_V@ukr.net](mailto:Didukh_V@ukr.net)

*ШОЛУДЬКО Петро Васильович*, к.т.н., доцент кафедри експлуатації та технічного сервісу ім. професора О.Д. Семковича, Львівський національний аграрний університет.

**AUTHORS:**

Volodymyr DIDUKH, Dr.-Eng., Head of Department of Operation and Maintenance Services named after O.D. Semkovych, L'viv National Agricultural University; e-mail: [Didukh\\_V@ukr.net](mailto:Didukh_V@ukr.net)

Petro SHOLUDKO, PhD., Assoc. Professor of Department of Operation and Maintenance Services named after O.D. Semkovych, L'viv National Agricultural University.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ЦИЗЬ І.Є.*, к.т.н., доцент, завідувач кафедри інженерного та комп'ютерного забезпечення АПК, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ЦЫЗЬ И.Е.*, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой инженерного и компьютерного обеспечения АПК, Луцкий национальный технический университет, Луцк, Украина.

**REVIEWER:**

*Igor TSYZ'*, Ph.D., Associate Professor, head of Engineering and Computer Support of Agriculture Department, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 03.09.2014р.



Заболотний О.В., Сичук В.А.  
*Луцький національний технічний університет*

## РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ НОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ПОРИСТИХ СОПЕЛ ДЛЯ АБРАЗИВОСТРУМЕНЕВИХ МАШИН

У статті представлений новий принцип підвищення довговічності сопел для машин абразивоструменевої обробки. Наведені результати дослідження створеного пористого елемента (частини нової конструкції сопла для абразивної обробки). Це було зроблено шляхом перетворення отриманих результатів 2D сканування в 3D з метою комп'ютерного моделювання потоку повітря через пористу циліндричну вставку.

**Ключові слова:** абразивоструменева машина, сопло, комп'ютерне моделювання, карбіди, повітряний прошарок.

**Постановка проблеми.** Абразивоструменева обробка великих, важкодоступних поверхонь є важливим процесом очистки виробів від бруду, іржі, різних хімічних покриттів, підготовки поверхонь перед наступними операціями, наприклад ґрунтування, фарбування, декоративної обробці. Обладнання для здійснення абразивоструменевої обробки складається з таких основних частин: пристрій який подає суміш повітря і абразиву з необхідної швидкістю та концентрацією під певним тиском і направляючої, або ж сопло, в яке подається вищезгадана суміш для створення чітко визначених параметрів потоку таких як вихідна швидкість, напрямок руху та сила потоку, площа контакту абразивних частинок по оброблюваній поверхні. Таке сопло працює в дуже агресивному середовищі і тому постійно зношується, а отже і робочі властивості даної частини абразивоструменевої машини погіршуються, що в свою чергу негативно відбивається на вихідних параметрах потоку суміші. Тому, матеріал викладений в даній статті покликаний змоделювати та дослідити можливість усунення або ж зменшення спрацювання сопла.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Для вирішення проблем зношування внутрішньої робочої поверхні сопла в основному велика увага приділялась виготовленню даного виробу з зносостійких твердих матеріалів, про що свідчать різноманітні патенти. Матеріали що використовуються – твердосплави, кераміка, карбіди (бору ( $B_4C$ ), титану ( $TiC$ ), вольфраму ( $WC$ ), танталу-гафнію ( $Ta_4HfC_5$ )), штучні алмази. Найбільш популярним матеріалом для застосування в даній сфері є карбід бору.

Карбід бору ( $B_4C$ ) був вперше отриманий в 1894 Анрі Муассаном. Це тугоплавке з'єднання володіє такими унікальними властивостями, як висока радіаційна та хімічна стійкість, цікаві з прикладної точки зору електрофізичні властивості і т.д. Карбід бору має такий тип кристалічної решітки і таку високу міцність хімічного зв'язку, що є третім за твердістю з усіх існуючих матеріалів, поступаючись тільки кубічному нітриду бору та алмазу. При цьому, тільки з карбіду бору можна отримувати великі полікристали будь-якої форми. Високотверді матеріали на основі карбіду бору активно застосовуються для виготовлення виробів, що протистоять механічній, хімічній, гідро- і аероабразивній, а також інших видів ерозії. З цього матеріалу виробляють сопла, різноманітні вузли тертя, торцеві ущільнення та інші вироби, що знаходять все більш широке застосування в сьогоднішній індустрії. Компактні вироби з карбід бору виходять двома способами – шляхом плавлення або методом порошкової металургії. Перший метод не отримав широкого розповсюдження в силу ряду причин, тому основним шляхом отримання виробів з карбіду бору та матеріалів на його основі став другий, метод порошкової металургії. [1]

**Невирішені частини проблеми.** Проблеми які виникають при виготовленні даних сопел для абразивоструменевих машин – це складність виготовлення, необхідність використовувати складне технологічне устаткування та дорогі матеріали, що призводить до високої вартості готового виробу.

**Метою дослідження** є вивчення і створення принципово нових умов, які необхідно створити для підвищення зносостійкості сопел абразивоструменевої машини і тим самим збільшити їх термін служби.

Причина спрацювання сопла абразивоструменевих машин ґрунтується на зміні геометричних розмірів внутрішньої робочої поверхні. Через тертя абразивних частинок по внутрішньому профілю сопла, воно втрачає свою першочергову форму, що й призводить до зміни вихідних параметрів потоку суміші повітря та абразиву наприклад таких як швидкість (в промислових соплах форми Вентурі вона зазвичай рівна біля 800 м/с). Як наслідок виникла ідея зменшити або ж взагалі усунути негативний контакт вищезгаданих абразивів з внутрішніми стінками сопла. Це можна досягнути подавши додатковий потік повітря, який і буде прошарком, що буде перешкоджати контакту абразиву з внутрішньою робочою поверхнею сопла. Принцип роботи ідеї зображено на рисунку 1.

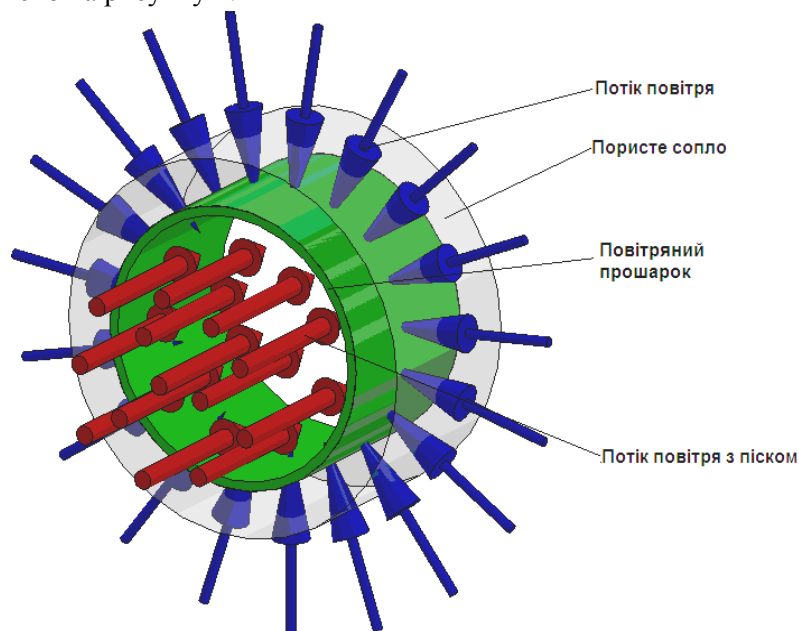


Рис. 1. Утворення повітряного прошарку

З рисунку 1 видно, що додатковий потік повітря буде подаватися в радіальному напрямку, тобто перпендикулярно основному потоку суміші повітря з абразивом. Головна умова працездатності – це пориста стінка сопла через яку буде продуватися повітря.

За основу була взята конструкція промислового сопла UDC32–450 форми Вентурі яке зображено на рисунку 2.



Рис. 2. Абразивоструменеве сопло UDC32–450 форми Вентурі  
а) вхідна широка горловина; б) вид збоку; в) вихідна вузька горловина.

На рисунку 3 зображено основні внутрішні геометричні розміри профілю сопла UDC32–450 форми Вентурі. Даний профіль забезпечує перетворення вхідних параметрів потоку у необхідні робочі вихідні. В широку горловину потік суміші повітря з абразивом поступає під тиском 6 атм та швидкістю 30 м/с. Далі на виході за рахунок внутрішнього профілю потік виходить з необхідною робочою швидкістю біля 800 м/с.

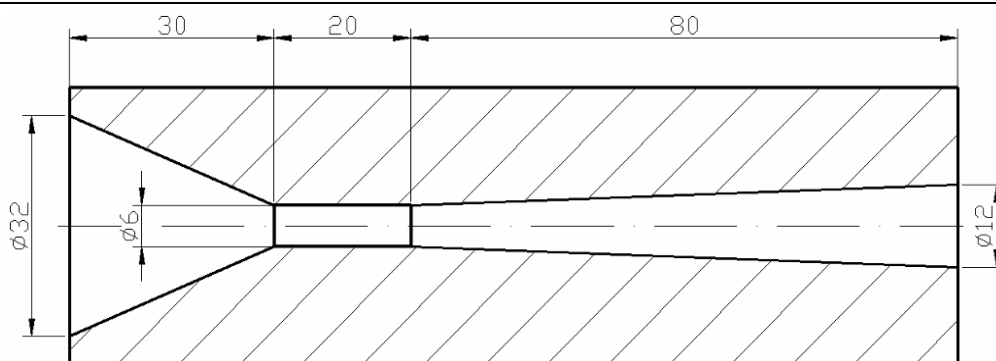


Рис. 3. Основні внутрішні геометричні розміри профілю сопла UDC32–450 форми Вентурі

Вивчивши спрацьовані сопла такої конструкції виявилося, що основне максимальне спрацювання проходить в вузькому циліндричному каналі  $\varnothing 6$  мм (рисунок 4).

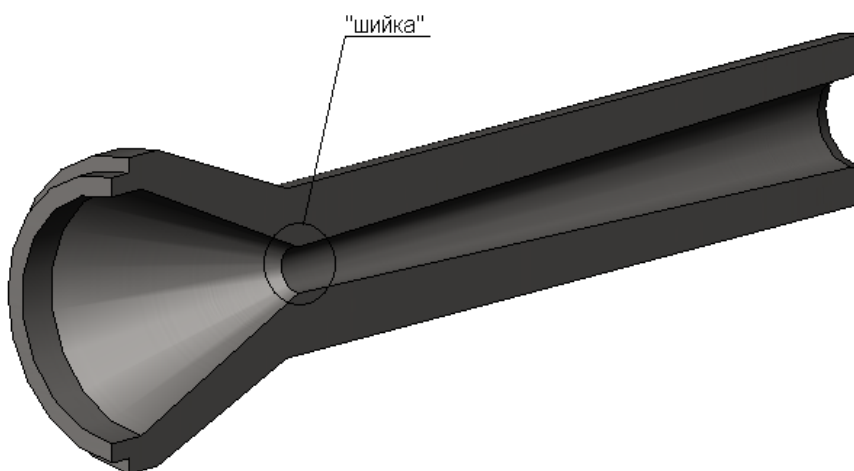


Рис. 4. Зона максимального зношення сопла форми Вентурі

Провівши 7 моделювань, в комп'ютерній програмі SolidWorks Flow Simulation, руху потоку в соплі при різних діаметрах, тобто симуляція спрацювання шийки сопла з  $\varnothing 6$  мм до  $\varnothing 12$  мм (рисунок 5) виявили зменшення швидкості вихідного потоку з 800 м/с до 426 м/с (рисунок 6), що негативно впливає на процес абразивоструменевої обробки.

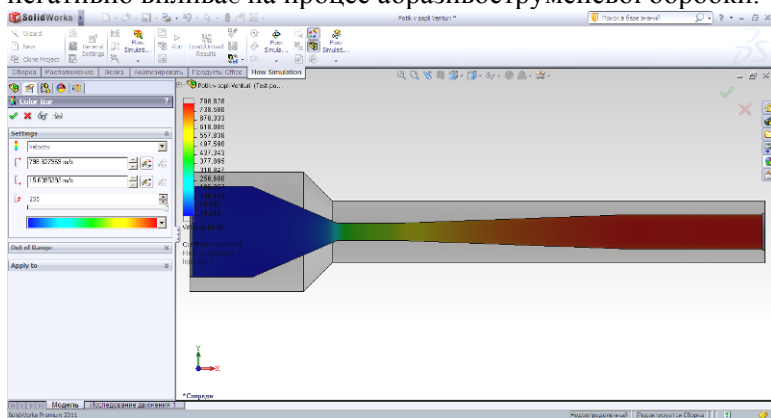


Рис. 5. Моделювання потоку руху повітря в SolidWorks Flow Simulation

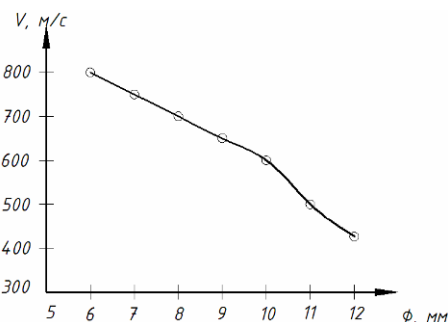
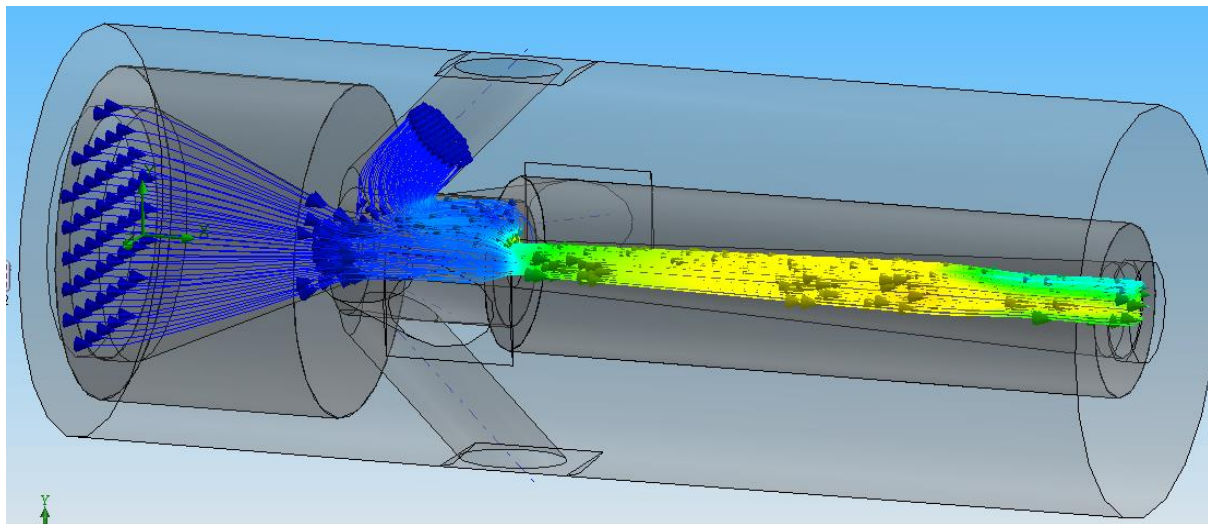
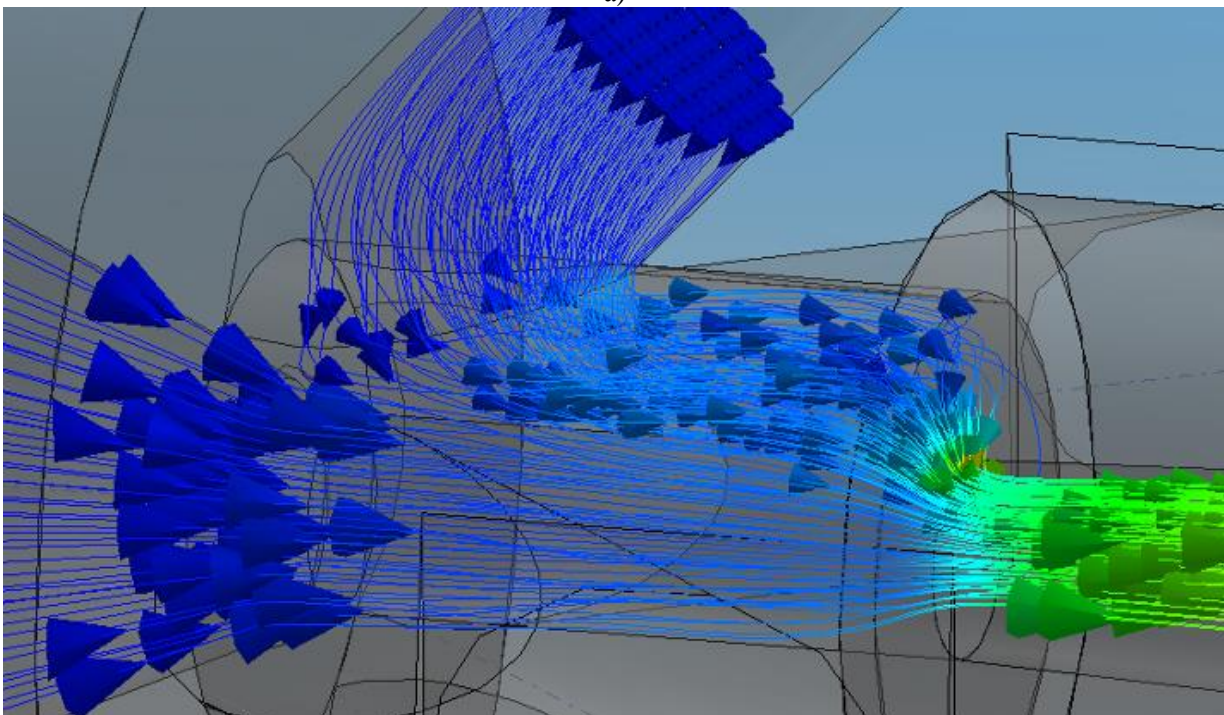


Рис. 6. Графік зменшення швидкості вихідного потоку

Для зменшення спрацювання шийки сопла було вирішено змінити його конструкцію з суцільної на збірну. Щоб перевірити задум, дану конструкцію було спроектовано в САПР системі SolidWorks для проведення віртуальних випробувань. Вхідні параметри тестування підбиралися такими як при роботі реальної абразивоструменевої машини. Результати випробування зображено на рисунку 7.



а)



б)

**Рис. 7. Моделювання потоків повітря які протікають в соплі під час роботи абразивоструменевої машини. а – загальна конструкція; б – збільшений вигляд змішування потоків в зоні пористої вставки.**

Зробивши висновок по виконаній роботі було прийнято рішення спроектувати збірне сопло, яке буде складатися з трьох основних окремих частин: вхідна широка горловина, пориста циліндрична вставка, через яку і буде подаватися повітря перпендикулярно основному потоку, вихідна вузька горловина.

Для виготовлення даної вставки було визначено її геометричні розміри які зображені на рисунку 8.



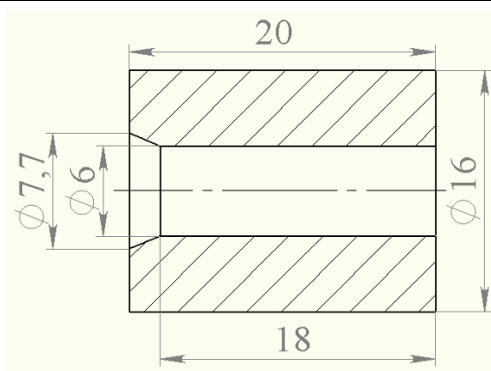


Рис. 8. Основні геометричні розміри пористої вставки

Для забезпечення даних розмірів було спроектовано та виготовлено спеціальне оснащення (рисунок 9), яке призначене для пресування представленого вище пористого елемента.

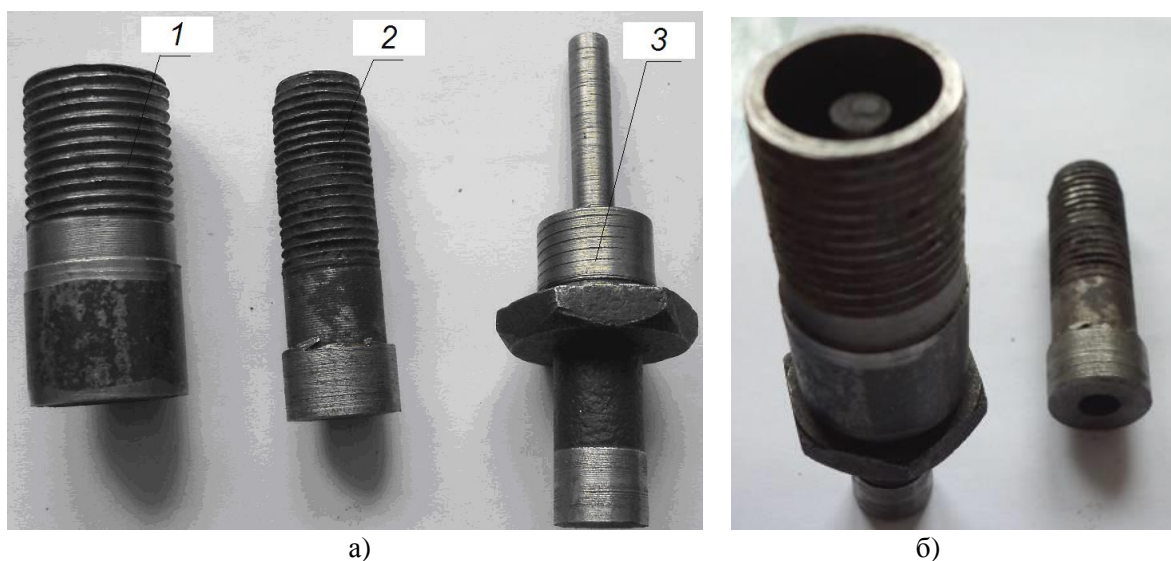


Рис 9. Оснастка для пресування. а – елементи оснастки; б – оснастка взборі.  
1 – ємність для засипки; 2 – пуансон; 3 – матриця.

В порожнину, яка утворюється при зборці матриці 3 і ємності для засипки 1 поміщаємо металічний порошок. Розміщуємо приспособлення на пресі і надаємо осьового навантаження на пуансон 2, який буде чинити тиск на порошок, що знаходиться в порожнині.

Представлений пористий елемент було виготовлено з суміші металічного порошку на основі титану з розміром фракції +0,63 ... -1,6 мм (рисунок 10) та вуглецевої сажі у співвідношенні 10 до 1. Пресування проводилося в оснастці на вертикальному гвинтовому пресі під тиском 400 кгс/см<sup>2</sup> протягом 5 хвилин (рисунок 11).



Рис. 10. Металічний порошок на основі титану

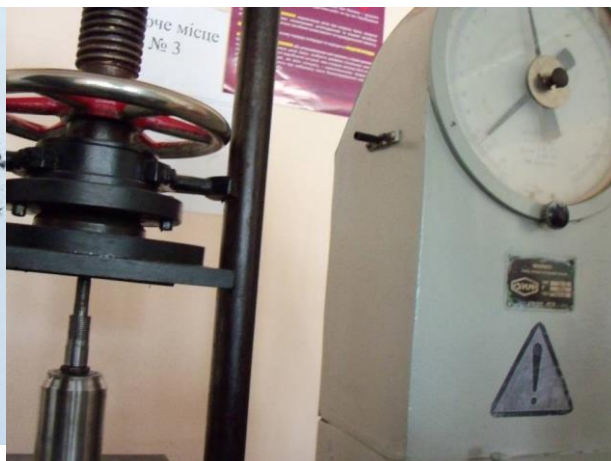
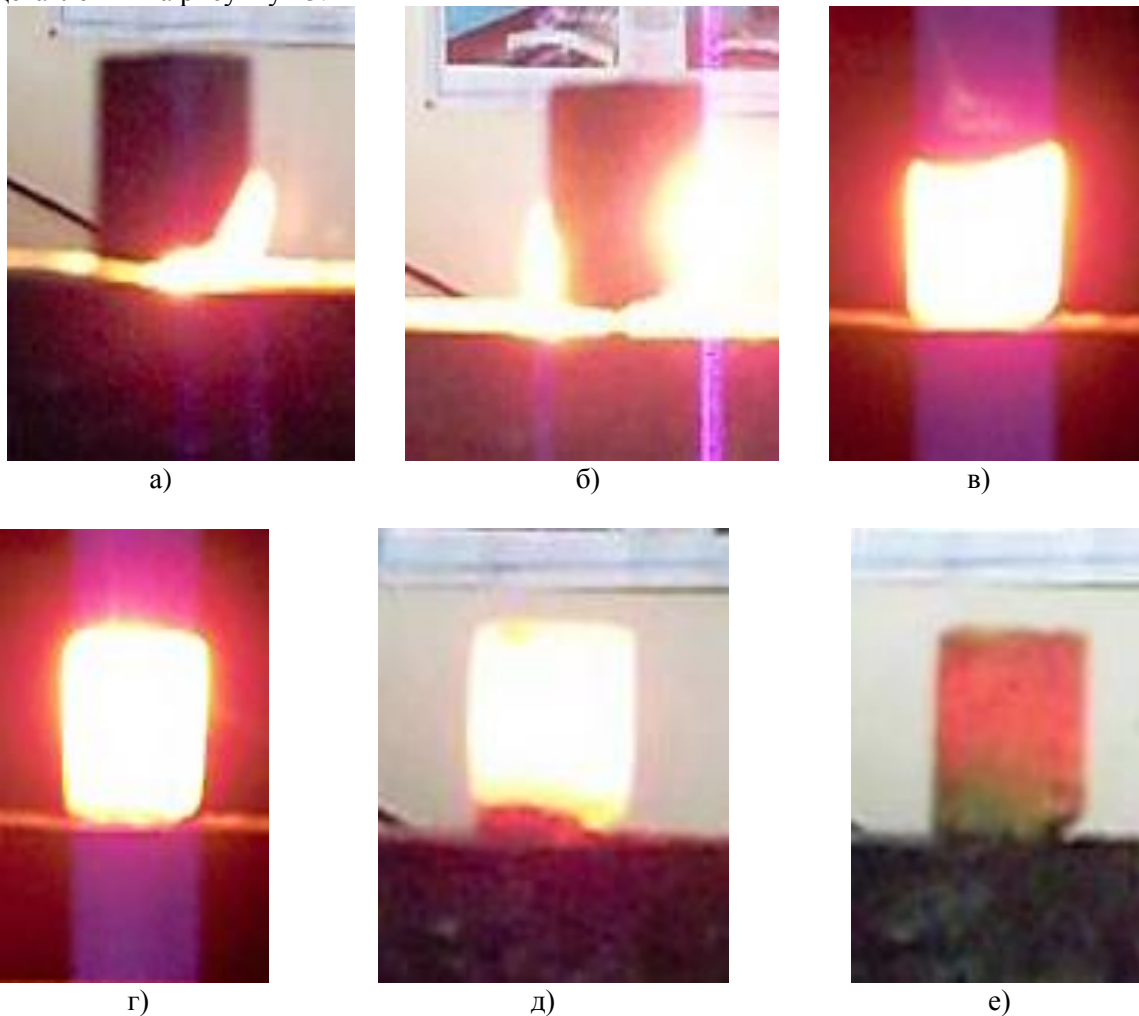


Рис. 11. Вертикально-гвинтовий прес



Спінання проводилося методом СВЧ (рисунок 12) тривалістю 1 хв, оскільки суміш з якої було виготовлено пористий елемент піддається такому виду спінання. Результат виготовлення представлений на рисунку 13.



*Рис. 12. Спінання зразка методом СВЧ*



*Рис. 13. Виготовлена пориста вставка*

Дослідження внутрішньої структури виготовленого пористого виробу проводилося на електронно-скануючому мікроскопі X-ТЕК 225/320 kV СТ SPECIAL (рисунок 14). В результаті сканування з кроком 0,01 мм по висоті пористої вставки було отримано 2000 зображень внутрішньої пористої структури, приклад зображення показано на рисунку 15.



Рис. 14. Проведення експерименту на електронно-скануючому мікроскопі X-ТЕК 225/320 kV СТ SPECIAL

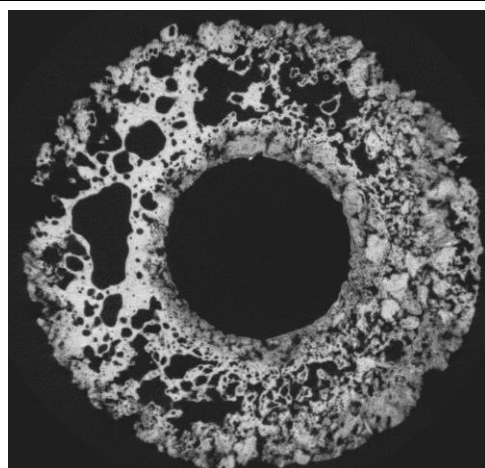


Рис. 15. Зображення внутрішньої структури отриманої з ЕСМ

Для проведення комп'ютерного моделювання потоку через виготовлену пористу вставку сопла необхідно «перетворити» реальний виготовлений об'єкт в його цифрову 3-вимірну копію. Щоб здійснити таку роботу було проведено ряд операцій по спрощенню моделі (рисунок 16), переведенні масиву 2D зображень у 3D вигляд в програмі Mimics 8.1 (рисунок 17), конвертування його в твердотільний об'єкт в програмі SolidWorks (рисунок 18), присвоєння необхідних числових та векторних параметрів потоку повітря в програмі SolidWorks Flow Simulation, тобто створення віртуального експерименту який буде відповідати реальному. Пористість пористого елемента - 0,566. Вхідна швидкість повітря - 30 м/с, тиск при якому подається повітря - 6 атм, повітря виходить з пористого елемента назовні в середовище з атмосферним тиском, тобто 1 атм. Дане програмне забезпечення рахує задану задачу використовуючи метод кінцевих елементів та згідно рівнянь Нав'є Стокса [2].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k u_i - \tau_{ik}) + \frac{\partial P}{\partial x_i} = S_i, \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} ((\rho E + P) u_k + q_k - \tau_{ik} u_i) = S_k u_k + Q_H, \quad (3)$$

$$S_i = S_{iporous} + S_{igravity} + S_{irotation}, \quad (4)$$

де  $t$  - час;

$u$  - швидкість текучого середовища (повітря);

$\rho$  - густина текучого середовища;

$P$  - тиск текучого середовища;

$S_i$  - зовнішні масові сили, що діють на одиничну масу текучого середовища;

$S_{iporous}$  - дія опору пористого тіла;

$S_{igravity}$  - дія гравітації;

$S_{irotation}$  - дія обертання системи координат;

$E$  - повна енергія одиничної маси текучого середовища;

$Q_H$  - тепло, яке виділяється джерелом в одиничному об'ємі текучого середовища;

$\tau_{ik}$  - тензор в'язких зсувних напружень;

$q_k$  - дифузійний тепловий потік, нижні індекси означають суму за трьома координатними напрямками.

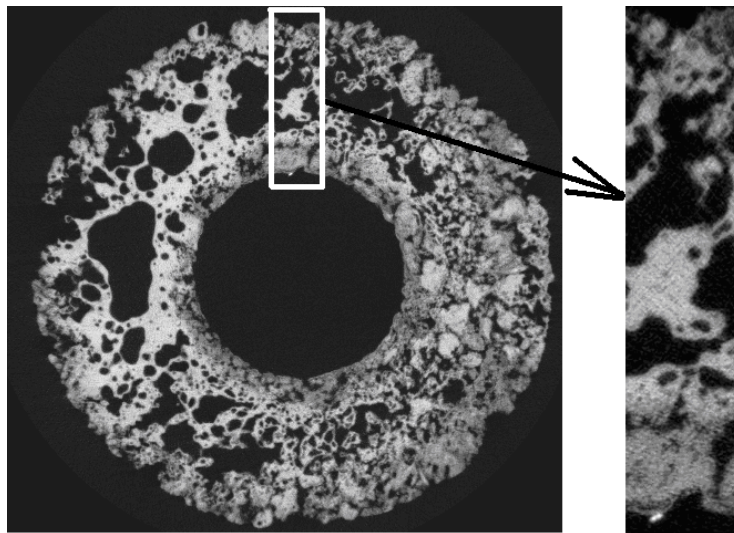


Рис. 16. Спрощення зображення

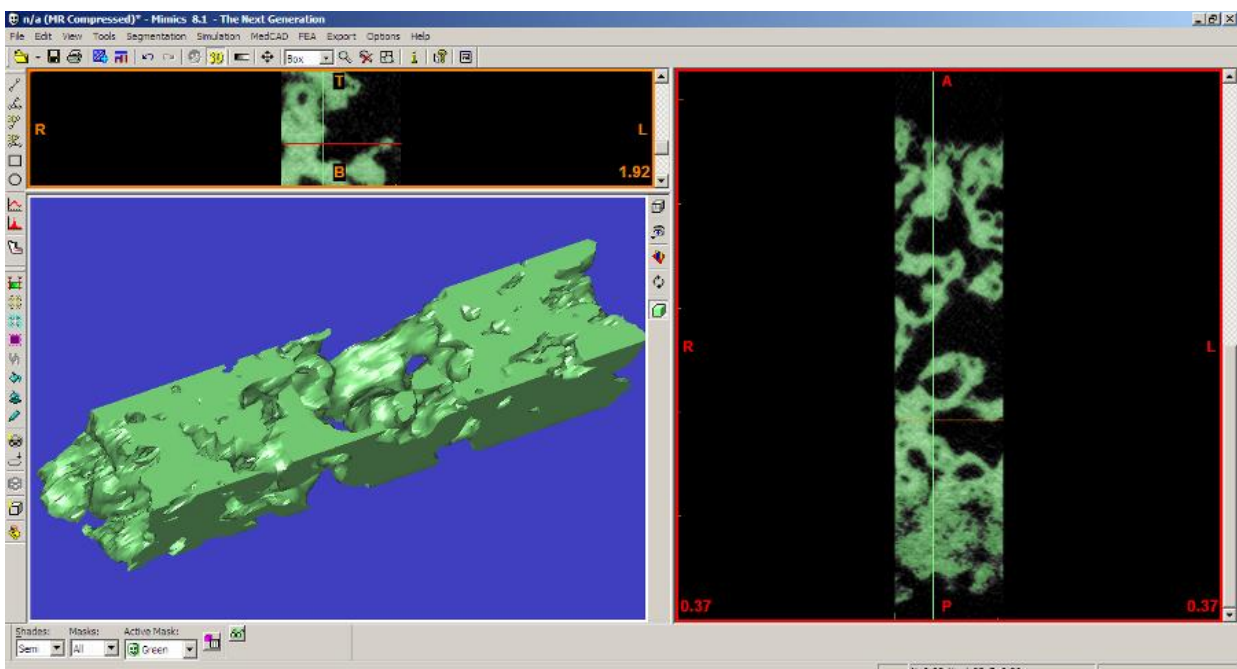


Рис. 17. Переведення масиву 2D зображень у 3D вигляд в програмі Mimics 8.1

Результати симуляції (рисунок 18) показали, що середня швидкість потоку який виходить назовні з пористого середовища рівна близько 500 м/с. Тобто при подачі повітря в радіальному напрямку через пористий елемент воно буде чинити опір основному потоку. І як наслідок на внутрішній робочій поверхні пористої вставки буде створюватися повітряний прошарок який буде перешкоджати контакту абразивних частинок з поверхню сопла.

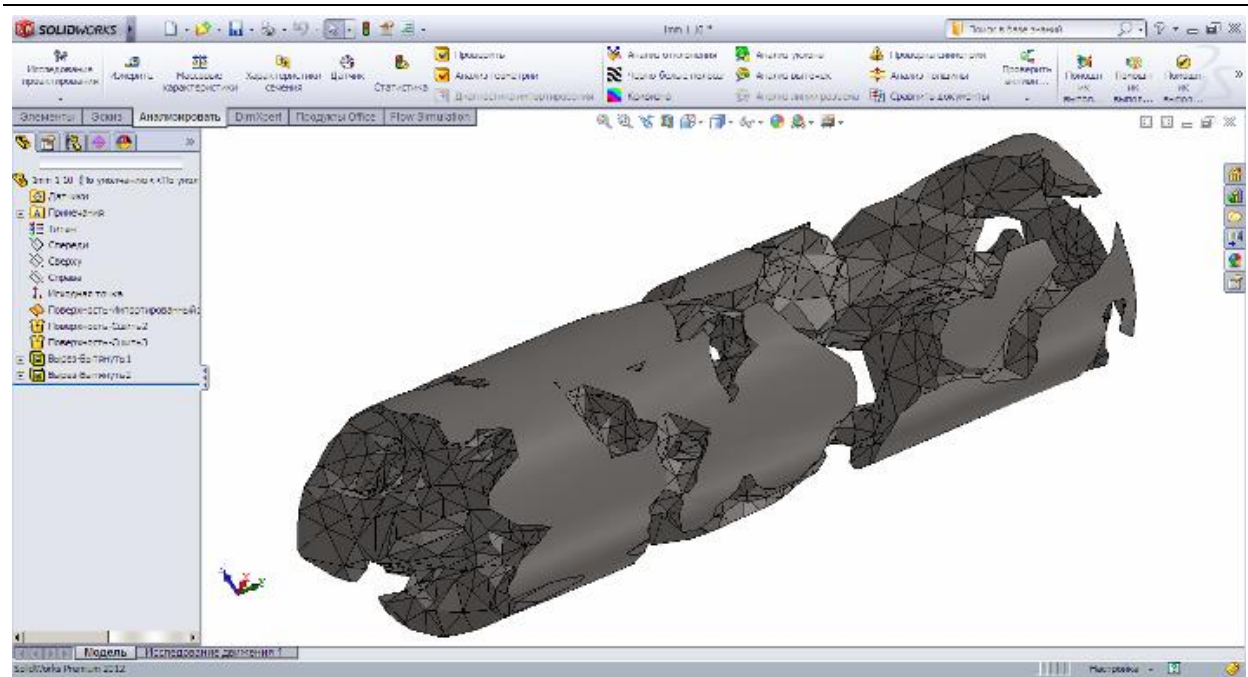


Рис. 18. Конвертування 3D зображення в твердотільний об'єкт в програмі SolidWorks

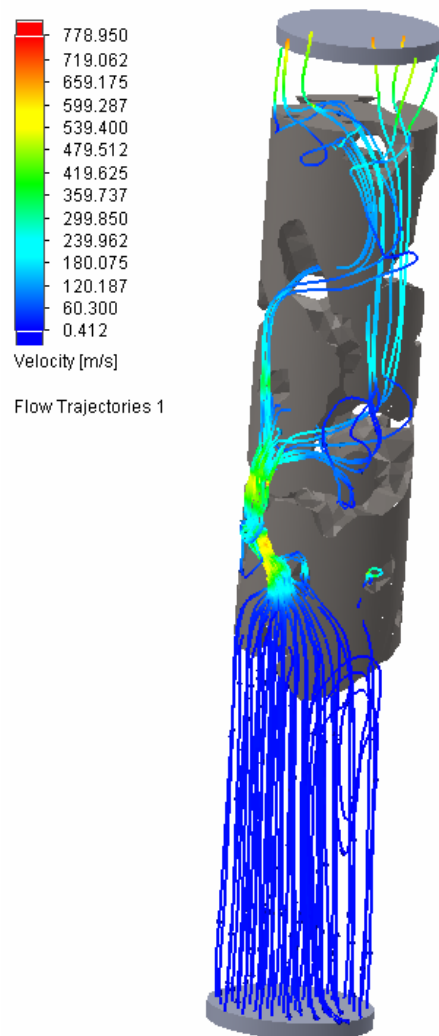


Рис. 18. Результат моделювання потоку повітря в програмі SolidWorks Flow Simulation.



Для логічного завершення роботи стосовно практичного виготовлення нової конструкції сопла абразивоструменевої машини було спроектовано (рисунок 19) і виготовлено основні його частини.

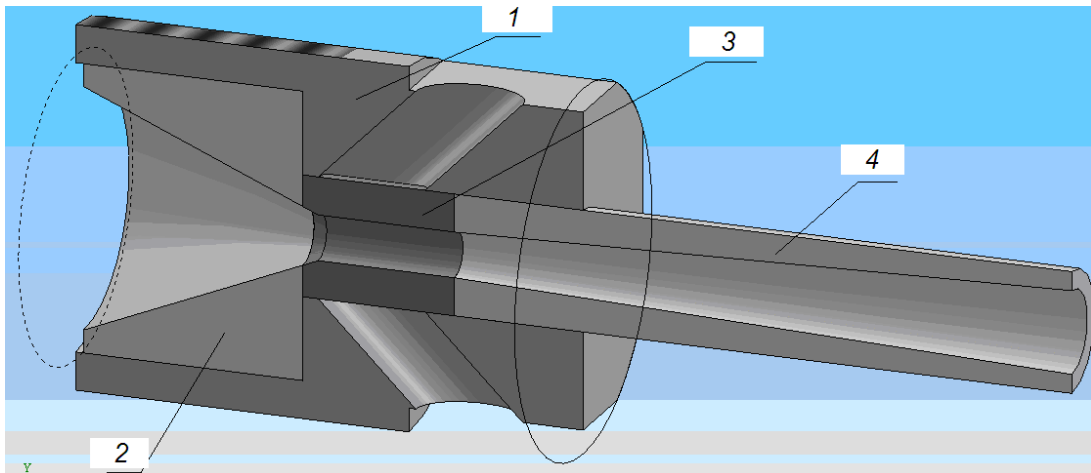


Рис. 19. САПР модель основних частин нової конструкції сопла абразивоструменевої машини. (1 – корпус; 2 - широкий конічний вхід; 3 - пориста циліндричні трубчаста вставка; 4 - вузький довгий конічний вихід).

Після безпосереднього виготовлення основних частин конструкції отримали готовий виріб який зображено на рисунку 20.

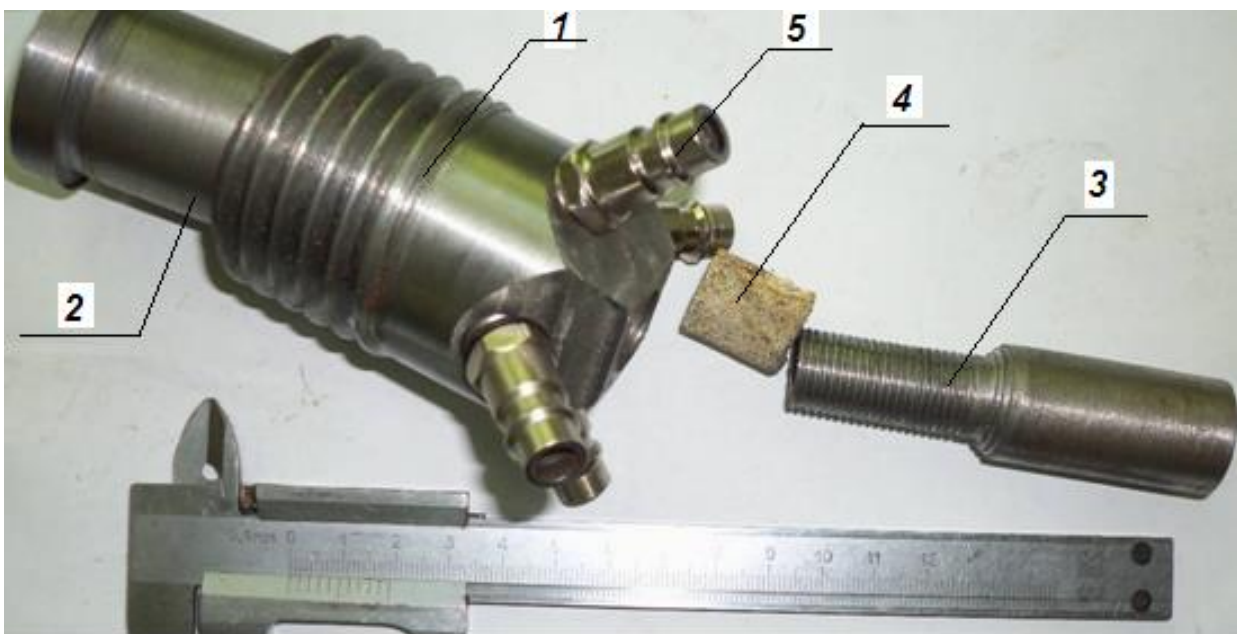


Рис. 20. Виготовлені основні частини нової конструкції сопла абразивоструменевої машини  
1 – корпус; 2 – широкий конічний вхід; 3 – вузький довгий конічний вихід; 4 – пориста циліндричні трубчаста вставка; 5 – штуцери подачі повітря.

**Висновки.** Аналізуючи вище викладене, можна зробити такі висновки:

- сформульовано принципово новий метод підвищення зносостійкості сопел абразивоструменевої машини за рахунок створення повітряного прошарку на внутрішній робочій поверхні сопла, який перешкоджає тертю абразивних частинок з стінками інструменту, що суттєво збільшує термін його служби;
- спроектована і описана нова збірна конструкція сопла абразивоструменевої машини, основним функціональним елементом якої є пориста циліндрична вставка;
- спроектована і виготовлена оснастка для виготовлення пористої вставки
- проведено експериментальні дослідження виготовленої пористої вставки сопла;



- змодельовано «цифрову копію» виготовленої пористої вставки;
- проведено симуляцію потоку повітря через пористий елемент (пористу вставку), що в результаті підтвердило працездатність нового методу підвищення зносостійкості сопла;
- виготовлено усі необхідні складові частини нової конструкції сопла для абразивоструменевої машини.

1. Матеріали веб-сторінки <http://promsklo.com.ua/sandblast-nozzle>.
2. Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике/ А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарев. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.
3. Сичук В.А., Заболотний О.В. Технологія отримання зносостійкого сопла піскоструменевої машини методом сухого радіально-ізостатичного пресування. // Науковий журнал «Технологічні комплекси». - №1. – Луцьк: РВВ ЛНТУ, 2010. – с. 124-129.
4. Сичук В.А., Заболотний О.В. Нова технологія виготовлення та особливості використання зносостійкого сопла піскоструменевої машини // Наукові нотатки. – Випуск 29. – Луцьк: РВВ ЛНТУ, 2010. – с. 179-184.

## REFERENCES

1. <http://promsklo.com.ua/sandblast-nozzle>
2. Alyamovskiy A.A. *SolidWorks 2007/2008. Komp'yuternoe modelirovanie v inzhenernoy praktike* [SolidWorks 2007/2008. Computer modeling in engineering practice]. SPb.: BKhV-Peterburg, 2008. 1040 p.
3. Sychuk V.A., Zabolotnyi O.V. Tekhnolohiia otrymannia znosostiikoho sopla piskostrumenevoi mashyny metodom sukhoho radialno-izostatychnoho presuvannia [Technology of wear-resistant nozzle sandblasting machine by dry radial isostatic pressing]. *Naukovyi zhurnal «Tekhnolohichni kompleksi»*. Vol. 1. Lutsk: RVV LNTU, 2010, pp. 124-129.
4. Sychuk V.A., Zabolotnyi O.V. Nova tekhnolohiia vyhotovlennia ta osoblyvosti vykorystannia znosostiikoho sopla piskostrumenevoi mashyny [New manufacturing techniques and features of using wear-resistant nozzle sandblasting machines]. *Naukovi notatky*. Vol. 29. Lutsk: RVV LNTU, 2010. pp. 179-184.

### **O. Zabolotnyi, V. Sychuk. Development a new design and investigation of porous nozzles for abrasive jet machine.**

The paper presents a new principle of improving the durability of a nozzle for abrasive jet machine. It was presented results of the study of created porous element (a part of the new design of abrasive jet nozzle). It was done a conversion of obtained 2D scan results into 3D with the purpose of computer modelling to simulate the flow of air through a porous cylindrical insert.

**Keywords:** abrasive jet machine, nozzle, computer simulation, carbides, air layer.

### **АВТОРИ:**

**ЗАБОЛОТНИЙ О.В.**, к.т.н., доцент кафедри комп'ютерного проектування верстатів та технологій машинобудування, Луцький НТУ.

**СИЧУК В.А.**, асистент кафедри комп'ютерного проектування верстатів та технологій машинобудування, Луцький НТУ.

### **AUTHORS:**

**O. ZABOLOTNYI**, PhD., Assoc. Professor of Department of Computer Design Tools and Engineering Technology, Lutsk National Technical University.

**V. SYCHUK**, Assistant Prof. of Department of Computer Design Tools and Engineering Technology, Lutsk National Technical University.

### **РЕЦЕНЗЕНТ:**

**САВЧУК П.П.**, д.т.н., професор, завідувач кафедри матеріалознавства та пластичного формування конструкцій машинобудування, Луцький національний технічний університет.

### **REVIEWER:**

**P. SAVCHUK**, Dr.-Eng., Professor, Head of the Department of Materials Science and Engineering plastic forming structures, Lutsk National Technical University.

Стаття надійшла в редакцію 06.09.2014р.

Забронець І.П., Ярошевич М.П.  
Луцький національний технічний університет

## МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ВІБРОМАШИН З ІНЕРЦІЙНИМИ ЗБУДНИКАМИ ТА РІЗНИМИ МОДЕЛЯМИ АСИНХРОННИХ ДВИГУНІВ

Наведено результати чисельного моделювання процесу розбігу і усталеного руху вібраційної машини для різних моделей асинхронного електродвигуна.

**Ключові слова:** вібраційна машина, дебалансний привод, моделювання, спрощена динамічна характеристика двигуна, А-модель асинхронної машини.

**Постановка проблеми.** Електродвигуни реальних вібраційних машин мають обмежену потужність і відносяться до „неідеальних” джерел енергії. Отже, може проявлятися взаємодія коливальних рухів тримкого тіла й обертового руху ротора електродвигуна. Машинні агрегати з електроприводом слід розглядати як електромеханічні системи – під час дослідження їх динаміки сумісно розв’язувати рівняння руху механічної частини системи та пов’язані з ними рівняння електричної частини. Однак через складність математичних моделей електродвигунів, а також проблеми з визначенням їх коефіцієнтів переважно використовують статичну характеристику двигунів [1-5]. Навіть для дослідження перехідних режимів зазвичай нехтують електромагнітними перехідними процесами й використовують статичну характеристику. Більш того, частіше за все використовується її лінійна модель. Водночас, у деяких роботах, наприклад, у [6-8], для дослідження нестационарних процесів і навіть усталеного режиму руху, враховуючи коливальний характер навантаження у вібромашинах, рекомендують звертатися до динамічних моделей двигунів.

**Аналіз останніх досліджень.** Детальні аналітичні дослідження динаміки коливальних систем з інерційним приводом та двигуном обмеженої потужності наводяться в роботах [1, 9]. У роботах [3, 5, 8] наведено результати розбігу інерційного вібратора, встановленого на пружно закріпленому робочому органі, з урахуванням взаємного впливу асинхронного двигуна та механічної коливальної системи. У [10] зроблено порівняльний аналіз динамічних процесів у вібраційних машинах з дебалансним збудником, що приводиться в обертання від асинхронного двигуна з використанням статичної та спрощеної динамічної характеристик.

**Метою роботи** є порівняльний аналіз динаміки вібраційної машини з дебалансним приводом для випадків використання різних динамічних моделей електродвигуна асинхронного типу.

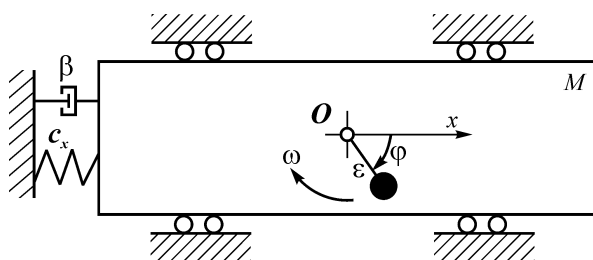


Рисунок 1. Схема коливальної системи

**Опис системи та рівняння руху.** Багато вібраційних машин та пристроїв можуть бути ідеалізовані у вигляді одномасової системи, коливання якої збуджуються механічними дебалансними віброзбудниками. Тримке тверде тіло (віброуючий робочий орган) з'єднане з нерухою основою за допомогою пружних та демпфуючих елементів і може зміщуватися вздовж деякого фіксованого напрямку  $Ox$  (рис. 1). На тримкому тілі встановлено дебалансний збудник, що приводиться в рух від трифазного асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором.

Узагальненими координатами розглядуваної системи є кут повороту ротора віброзбудника  $\varphi$  та горизонтальне зміщення тримкого тіла  $x$ . Рух механічної частини коливальної системи описується рівняннями

$$I\ddot{\varphi} = L(t) - R(\dot{\varphi}) + m\varepsilon(\dot{x}\sin\varphi + g\cos\varphi),$$

$$M\ddot{x} + \beta_x\dot{x} + c_x x = m\varepsilon(\ddot{\varphi}\sin\varphi + \dot{\varphi}^2\cos\varphi), \quad (1)$$

де  $I$  – сумарний момент інерції ротора збудника щодо осі обертання;  $m, \varepsilon$  – відповідно, маса збудника та його ексцентриситет;  $M$  – сумарна маса тримкого тіла;  $\beta_x$  – коефіцієнт демпфування;  $c_x$  – поздовжня жорсткість пружини;  $L(t), R(\dot{\varphi})$  – відповідно, електромагнітний обертальний момент двигуна та момент сил опору обертанню.

Для врахування дії моменту електродвигуна використовувалася *по-перше*, спрощена динамічна характеристика двигуна, яка одержана за припущення, яке полягає у нехтуванні активним опором статора у порівнянні з активним опором ротора; розбіжність розрахункових і експериментальних моментів у цьому випадку складає не більше 10% [8]. Обертальний момент асинхронного двигуна цієї моделі описується диференціальним рівнянням

$$T_D^2 \xi \ddot{L} + T_D \xi \left( 2 - \frac{T_D}{s} \dot{s} \right) \dot{L} + \left( 1 - \frac{T_D \xi}{s} \dot{s} \right) L(t) = 2\xi L_{\max} s_\varepsilon, \quad (2)$$

де  $T_D = \frac{1}{100\pi s_{kp}}$  – електромагнітна стала часу;  $\xi = \frac{1}{1 + s_\varepsilon}$ ;  $s_\varepsilon, s, s_{kp}$  – відносне, поточне, критичне ковзання, відповідно;  $L_{\max}$  – максимальний момент двигуна.

*По-друге*, для точнішого врахування динаміки привода вібраційної машини використовувалася, так звана, А-модель асинхронної машини у косокутних координатах струмів [11]. Електромагнітні явища в двигуні описуються системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned} \frac{di_{SA}}{dt} &= \alpha_1(u_{SA} - R_S i_{SA}) + \alpha_2 \left( \frac{\omega_R}{\sqrt{3}} (\Psi_{RA} + 2\Psi_{RB}) + R_R i_{RA} \right); \\ \frac{di_{SB}}{dt} &= \alpha_1(u_{SB} - R_S i_{SB}) - \alpha_2 \left( \frac{\omega_R}{\sqrt{3}} (2\Psi_{RA} + \Psi_{RB}) - R_R i_{RB} \right); \\ \frac{di_{RA}}{dt} &= -\alpha_2(u_{SA} - R_S i_{SA}) - \alpha_3 \left( \frac{\omega_R}{\sqrt{3}} (\Psi_{RA} + 2\Psi_{RB}) + R_R i_{RA} \right); \\ \frac{di_{RB}}{dt} &= -\alpha_2(u_{SB} - R_S i_{SB}) + \alpha_3 \left( \frac{\omega_R}{\sqrt{3}} (2\Psi_{RA} + \Psi_{RB}) - R_R i_{RB} \right), \end{aligned} \quad (3)$$

де  $i_{RA}, i_{SB}, i_{RB}, i_{SA}$  – проекції струмів статора та ротора на координатні осі;  $\alpha_1 = \alpha_s - \frac{\alpha_s^2}{\alpha_s + \alpha_R + \alpha_m}$ ;

$\alpha_2 = \frac{\alpha_s \alpha_R}{\alpha_s + \alpha_R + \alpha_m}$ ;  $\alpha_3 = \alpha_R - \frac{\alpha_R^2}{\alpha_s + \alpha_R + \alpha_m}$ ;  $\alpha_s, \alpha_R$  – відповідно, обернені індуктивності розсіяння

обмоток статора та ротора;  $\Psi_{RA} = \frac{i_{SA} + i_{RA}}{\alpha_m} + \frac{i_{RA}}{\alpha_R}$ ;  $\Psi_{RB} = \frac{i_{SB} + i_{RB}}{\alpha_m} + \frac{i_{RB}}{\alpha_R}$  – повні потокозчеплення

обмоток ротора;  $R_S, R_R$  – резистивні опори обмоток статора і ротора. Електродвигун увімкнутий до мережі безмежної потужності з симетричною системою напруг:  $u_{SA} = 310,5 \sin(314t)$   
 $u_{SB} = 310,5 \sin(314t - 2\pi/3)$ .

Вираз для обчислення електромагнітного моменту двигуна має вигляд

$$L(t) = \sqrt{3} \cdot \frac{p_0}{\alpha_m} (i_{RA} i_{SB} - i_{RB} i_{SA}),$$

де  $p_0$  – число пар магнітних полюсів електродвигуна;  $\alpha_m$  – обернена основна індуктивність двигуна.

Момент сил опору обертанню ротора збудника зумовлюється, переважно, опором у підшипниках і визначається за формулою  $R_1(\dot{\phi}) = f^* m \varepsilon \dot{\phi}^2 d$ , де  $f^*$  – зведений коефіцієнт тертя в підшипнику;  $d$  – його внутрішній діаметр.

Моделювання процесу розбігу дебалансного віброзбудника зводиться до чисельного інтегрування рівнянь руху електромеханічної системи (1) та (2) або (1), (3) за допомогою програмного продукту Maple за таких значень параметрів механічної системи:  $M = 330 \text{ кг}$ ;  $m = 30 \text{ кг}$ ;  $\varepsilon = 0,044 \text{ м}$ ;  $I = 0,086 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $c_x = 4,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ ;  $f^* = 0,004$ ;  $d = 0,04 \text{ м}$ ;  $\beta_x = 1120 \text{ кг/с}$ . Параметри асинхронного двигуна 4А90L4У3 із синхронною частотою обертання  $n_c = 1500 \text{ об/хв}$  і номінальною потужністю  $N = 2,2 \text{ кВт}$ :  $R_s = 2,730 \text{ Ом}$ ,  $R_R = 4,268 \text{ Ом}$ , індуктивності статорного, роторного та кола намагнічування, відповідно:  $L_s = 0,010 \text{ Гн}$ ,  $L_R = 0,013 \text{ Гн}$ ,  $L_m = 0,3 \text{ Гн}$ .

Зазначимо, що однією з основних проблем при використанні А-моделі асинхронного двигуна є визначення її параметрів. Існуючі методики обрахунку параметрів на основі каталогових даних декларують похибку, не більшу за 15%. Однак, розбіжність між окремими з коефіцієнтів, які одержано за різними методиками сягає 20%. Позитивним є те, що при цьому якісна картина розбігу є однаковою.

При проведенні досліджень, параметри двигуна вираховувалися за кількома методиками, з поміж яких вибиралась та, згідно якої крива коливань електромагнітного моменту була найбільш близькою до статичної та спрощеної динамічної характеристик, котрі дають досить близький результат [10].

**Результати моделювання.** На рис. 3 подано криві кутової швидкості розгону ротора збудника до встановлення усталеного режиму руху. Як бачимо, якісна картина розбігу ротора збудника є однаковою для обох досліджуваних варіантів характеристик двигуна. Але у другому випадку пришвидшення розбігу є помітно більшим, а час входу швидкості обертання в усталений процес – дещо меншим, що пов'язано, перш за все, з різними величинами електромагнітного моменту двигуна в період пуску (рис. 3). Так, для другого типу динамічної моделі на початку розбігу ротора середнє значення електромагнітного моменту є більшим наближено на 15%, ніж для першого типу.

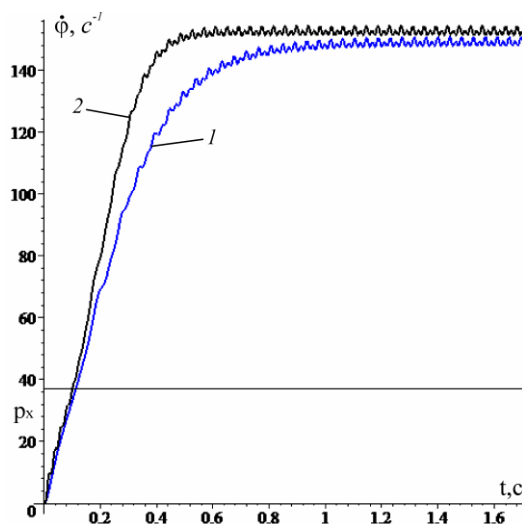


Рисунок 2. Часові залежності швидкості ротора для періоду розбігу: 1 – перша модель двигуна; 2 – друга модель двигуна

Зауважимо, якщо для першої моделі момент двигуна майже зразу після пуску досягає максимуму, а далі починає поступово зменшуватися, то для другої – зменшення моменту починається лише після досягнення кутовою швидкістю ротора критичного значення (на рис. 3 в момент часу  $t = 0,23 \text{ с}$ ). Як наслідок різниці моментів, більше пришвидшення розбігу є причиною менших резонансних амплітуд коливань тримкого тіла під час проходження зони резонансу (рис. 4). При цьому відмінність в максимальних амплітудах сягає майже 12%.

Зазначимо, що середнє значення електромагнітного моменту двигуна в початковий період розбігу для другої моделі є дещо більшим за довідникове значення пускового та максимального моментів для даного типорозміру електродвигуна.

Звернемо увагу, що на початку розбігу у другому досліджуваному випадку, мають місце інтенсивні коливання електромагнітного моменту (з частотою, близькою до частоти коливань напруги в мережі живлення), амплітуди яких є співрозмірними з величиною моменту двигуна у цей період часу. Проте коливання високої частоти  $f = 50 \text{ Гц}$  не викликають відчутних змін у низькочастотній механічній коливальній системі  $p_x = 5,88 \text{ Гц}$  (частота власних коливань системи) – в початковий період розгону ротора можна спостерігати лише досить незначні коливання кутової швидкості. Зі зростанням швидкості ротора, коливання електромагнітного моменту швидко згасають.

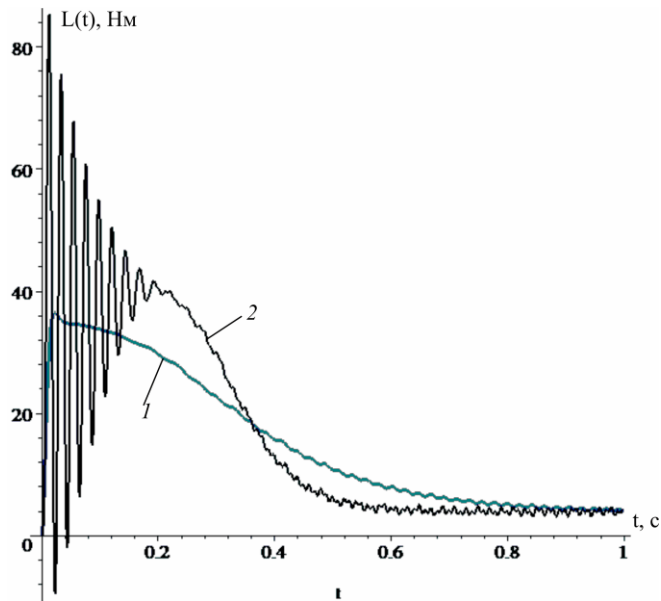


Рисунок 3. Часові залежності моменту двигуна: 1 – перша модель двигуна; 2 – друга модель двигуна

Слід зазначити, що в усталеному режимі руху різниця між параметрами, які приймають досліджувані величини є відносно незначною та знаходиться в межах 1% для амплітуд коливань тримкого тіла й 2,5% – для середньої кутової швидкості ротора збудника (рис. 5, 6).

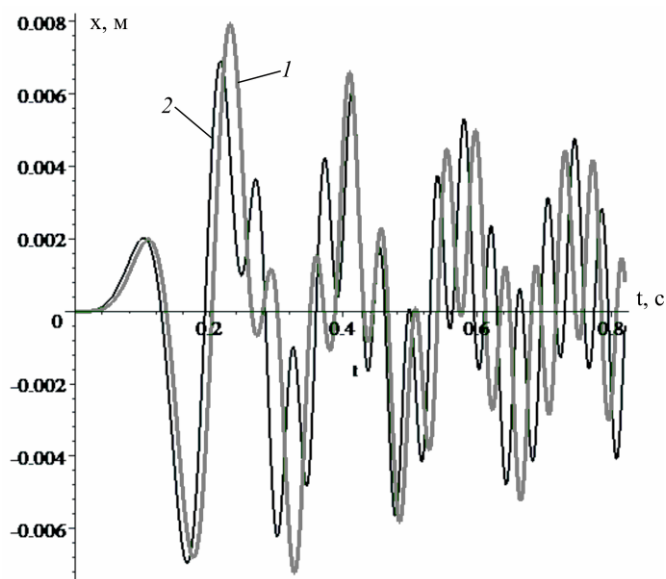


Рисунок 4. Часові залежності координати тримкого тіла: 1 – перша модель двигуна; 2 – друга модель двигуна



Проведено дослідження розгону ротора збудника в разі підвищення навантаження на електродвигун. Збільшенням статичних моментів віброзбудників змінено амплітуду усталених коливань тримкого тіла з 2,5 мм до 8 мм (що відповідає граничному навантаженню, за якого двигун першої моделі ще здатний розігнатися і вийти на зарезонансний режим обертання). Отримано аналогічні результати – має місце лише дещо більша розбіжність між значеннями досліджуваних параметрів.

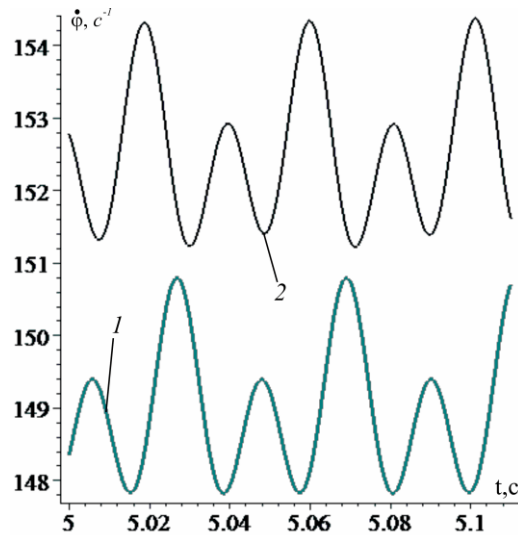


Рисунок 5. Часові залежності швидкості ротора для усталеного режиму:  
1 – перша модель двигуна;  
2 – друга модель двигуна

Зазначимо, збільшуючи навантаження лише на двигун другої моделі, можна досягти співпадання графічних залежностей швидкості ротора та координати переміщення тримкого тіла для обох моделей. При цьому підвищення навантаження становить лише 10%.

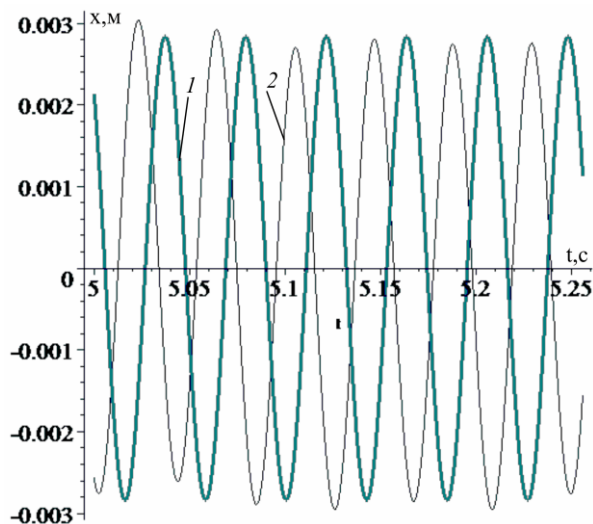


Рисунок 6. Часові залежності координати тримкого тіла для усталеного режиму:  
1 – перша модель двигуна; 2 – друга модель двигуна

**Висновки.** Наведені результати моделювання свідчать, що високочастотні коливання моменту двигуна, обумовлені електромагнітними перехідними процесами не істотно впливають на рух тримкого тіла, зокрема для розглядуваного класу вібраційних машини.

Порівнюючи одержані результати з використанням обох математичних моделей бачимо, що різниця між досліджуваними параметрами не перевищує 15%, що є цілком припустимим для інженерної практики. При цьому А-модель асинхронного електродвигуна у координатах струмів

є доцільнішою, оскільки за допомогою такої моделі реальніше відтворюється процес розбігу ротора збудника.

1. Кононенко В.О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением. – М.: Наука, 1964. – 324 с.
2. Блехман И.И. Вибрационная механика. М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
3. Блехман И.И., Фрадков А.Л. и др. Управление мехатронными вибрационными установками / СПб.: Наука, 2001. – 278 с.
4. Румянцев С.А. Динамика переходных процессов и самосинхронизация движений вибрационных машин. – Екатеринбург: УрО РАН, 2003. – 134 с.
5. Гортинский В.В., Хвалов Б.Г. Об управления запуском колебательной системы с инерционным возбудителем. Механика машин. – М.: Наука, 1991. Вып. 58. С. 42-46.
6. Коловский М.З. Динамика машин. – Л.: Машиностроение. Л. 1989. – 263с.
7. Вейц В.Л., Коловский М.З., Кочура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. М.: Наука, 1984. – 352 с.
8. Шатохин В.М. Анализ и параметрический синтез нелинейных силовых передач машин: монография-Харьков: НТУ «ХПИ», 2008.-456с.
9. Алифов Ф.Ф., Фролов К.В. Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источниками энергии. – М.: Наука. 1985. – 328 с.
10. Blekhman I.I., Yaroshevich N.P. On Some Opportunities for Improving Vibration Machines with Self-Synchronization Inert Vibration Exciters. Journal of Machinery manufacture and reliability. 2013, Vol.42, №3, pp. 192-195.
11. Чабан В. Й. Математичне моделювання електромеханічних процесів. – Львів: Вид у-ту „Львівська політехніка”, 1997. – 342 с.

## REFERENCES

1. Kononenko V.O. Kolebatelnyie sistemyi s ogranichenyym vozbuzhdeniem. – М.: Nauka, 1964. – 324 s.
2. Blehman I.I. Vibratsionnaya mehanika. М.: Fizmatlit, 1994. – 400 s.
3. lehman I.I., Fradkov A.L. i dr. Upravlenie mehatronnyimi vibratsionnyimi ustanovkami / SPb.: Nauka, 2001. – 278 p.
4. Rumyantsev S.A. Dinamika perehodnyih protsessov i samosinhronizatsiya dvizheniy vibratsionnyih mashin. – Ekaterinburg: UrO RAN, 2003. – 134 p.
5. Gortinskiy V.V., Hvalov B.G. Ob upravleniya zapuskom kolebatelnoy sistemyi s inertsionnyim vozбудitelem. Mehanika mashin. – М.: Nauka, 1991. Vyip. 58. pp. 42-46.
6. Kolovskiy M.Z. Dinamika mashin. – L.: Mashinostroenie. L. 1989. – 263 p.
7. Veyts V.L., Kolovskiy M.Z., Kochura A.E. Dinamika upravlyaemyih mashinnyih agregatov. М.: Nauka, 1984. – 352 s.
8. Shatohin V.M. Analiz i parametricheskiy sintez nelineynyih silovyih peredach mashin: monografiya-Harkov: NTU «HPI», 2008.-456 p.
9. Alifov F.F., Frolov K.V. Vzaimodeystvie nelineynyih kolebatelnyih sistem s istochnikami energii. – М.: Nauka. 1985. – 328 p.
10. Blekhman I.I., Yaroshevich N.P. On Some Opportunities for Improving Vibration Machines with Self-Synchronization Inert Vibration Exciters. Journal of Machinery manufacture and reliability. 2013, Vol.42, №3, pp. 192-195.
11. Chaban V. Y. Matematichne modelyuvannya elektromehanichnih protsesiv. – Lviv: Vid u-tu «Lvivska politehnika», 1997. – 342 p.

### **I. Zabrodets, M. Yaroshevych. Modeling of dynamic processes vibration, inertia pathogens and different models of induction motors.**

This paper presents the results of numerical modeling of vibration machine unbalanced vibro-exciter with asynchronous electric motor acceleration. The explanation of Sommerfelds effect is given.

### **Забродець І.П., Ярошевич Н.П. Моделирование динамических процессов вибромашина с инерционным возбудителем и различных моделей асинхронных двигателей.**

Наведены результаты численного моделирования процесса разбега и установившегося движения вибрационной машины для разных моделей асинхронного электродвигателя.

#### **АВТОРИ:**

**ЗАБРОДЕЦЬ Іван Петрович**, аспірант кафедри обладнання лісового комплексу та теорії механізмів машин, Луцький національний технічний університет.

**ЯРОШЕВИЧ Микола Павлович**, д.т.н., професор, завідувач кафедри обладнання лісового комплексу та теорії механізмів машин, Луцький національний технічний університет; e-mail: [olkttm@lntu.edu.ua](mailto:olkttm@lntu.edu.ua)

#### **АВТОРЫ:**

**ЗАБРОДЕЦЬ Іван Петрович**, аспирант кафедры оборудования лесного комплекса и теории механизмов машин, Луцкий национальный технический университет.

*ЯРОШЕВИЧ Николай Павлович*, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой оборудования лесного комплекса и теории механизмов машин, Луцкий национальный технический университет; e-mail: [olktmm@lntu.edu.ua](mailto:olktmm@lntu.edu.ua)

**AUTHORS:**

*Ivan ZABRODETS*, Postgraduate student of Department of Forest Complex Equipment and Theory of Machines Mechanisms, Lutsk National Technical University.

*Mykola YAROSHEVYCH*, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of Department of Forest Complex Equipment and Theory of Machines Mechanisms, Lutsk National Technical University; e-mail: [olktmm@lntu.edu.ua](mailto:olktmm@lntu.edu.ua)

**РЕЦЕНЗЕНТ**

*ШВАБЮК В.І.*, д.т.н., професор кафедри технічної механіки, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ**

*ШВАБЮК В.И.*, д.т.н., профессор кафедры технической механики, Луцкий национальный технический университет, Луцк, Украина.

**REVIEWER:**

*V. SHVABIUK*, Doctor of Science in Technology, Professor of Department of Technical Mechanics, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 10.06.2014р.

Льченко А.В., Тростенюк Ю.В., Тростенюк Ю.І.  
*Житомирський державний технологічний університет*

## МОДЕЛЮВАННЯ ОСЬОВОГО ТЕПЛОВОГО ПОТОКУ ТЕРМОАНЕМОМЕТРИЧНОГО ВИТРАТОМІРА В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ВМІСТУ ОЛІЙ РОСЛИННОГО ПОХОДЖЕННЯ В ДИЗЕЛЬНОМУ ПАЛИВІ

Проведено моделювання теплового потоку в трубі термоанемометричного витратоміра та отримано залежності температур від відстані до нагрівального елемента по осі трубки витратоміра для різного вмісту олій рослинного походження в дизельному паливі в діапазоні витрат 5-25 л/год.

**Ключові слова:** моделювання, термоанемометричний витратомір, осьовий тепловий потік, олія рослинного походження, дизельне паливо.

**Постановка проблеми.** Під час вивчення питання розподілу температур по осі трубки термоанемометричного витратоміра (ТАВ) виникає необхідність визначення чисельних значень цих температур у залежності від відстані до нагрівального елемента (НЕ) для різного вмісту біодомішок в дизельному паливі (ДП) та для різних їх витрат. Одним з методів отримання достовірних результатів для даної задачі є комп'ютерне моделювання, яке за допомогою систем диференціальних рівнянь описує процеси динаміки та теплообміну рідин. На основі попередніх досліджень [1] встановлено, що для ОРП і ДП достатньо 6 датчиків температури, розташованих по осі трубки ТАВ. Для сумішей ОРП з ДП різних об'ємних концентрацій треба обрати завідомо більше датчиків, а потім прийняти рішення про їх доцільну кількість. Проведення даних досліджень дозволить уточнити необхідну кількість датчиків температури для даних палив. Це дасть можливість покращити чутливість ТАВ та зменшити похибку вимірювань.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** В ТАВ, що був обраний за прототип, був отриманий розподіл температур по осі трубки ТАВ для біоетанолу, бензину, ДП та ОРП [1-3]. В цих роботах не розглядається осьовий тепловий потік для сумішей ОРП в ДП з різним відсотковим об'ємним вмістом. Аналіз [4, 5] показав, що існуючі ТАВ мають два датчики температур – один розташований на НЕ, другий – на певній відстані від нього. Місце встановлення НЕ та датчиків температур можливе, як в центрі поперечного перерізу, так і біля поверхні трубки ТАВ. Така конструкція має низьку точність вимірювання та змінну чутливість ТАВ для більших діапазонів витрат, як це спостерігається в автомобільних двигунах.

**Невирішені раніше частини загальної проблеми.** До раніше невирішеної частини проблеми, що розглядається, треба віднести відсутність залежностей температур сумішей ОРП в ДП різних об'ємних концентрацій по осі трубки ТАВ для різних їх витрат. Також потребує обґрунтування кількість датчиків температур, що встановлюються по осі трубки ТАВ для вказаних палив. Це дозволить вдосконалити конструкцію ТАВ, покращити його чутливість та підвищити точності вимірювання витрат.

**Мета дослідження.** Метою даного дослідження є отримання залежностей температур сумішей ОРП в ДП по осі трубки ТАВ з урахуванням її відсоткового об'ємного вмісту та для різних їх витрат. Також потребує обґрунтування кількість датчиків температури для даних палив та їх розташування по осі трубки ТАВ.

**Основні результати дослідження.** Використана комп'ютерна модель ТАВ, який складається з полові трубки на осі якої встановлено НЕ. Для вивчення процесів термо- та гідродинаміки були прийняті наступні чисельні значення параметрів: витрата палива  $Q=5...25$  л/год, температура палива  $T_{вх}=293$  °К (ДП, ОРП та їх суміші різних об'ємних концентрацій) на вході ТАВ, діаметр НЕ  $D_2=4$  мм, температура НЕ  $T_{НЕ}=973$  °К, внутрішній діаметр трубки  $D_1=6$  мм, тиск  $P=0,1$  МПа та температура  $T_{вих}=293$  °К на виході ТАВ. При використанні ТАВ з даними параметрами НЕ паливо прогрівається до наступних температур: для ДП 610 °К і ОРП 712 °К, що не дозволяє перевищити допустимі температури самоспалахування.

Відстань по осі трубки ТАВ  $\Delta n$  визначається від крайньої точки поверхні НЕ. В процесі моделювання було прийнято наступні спрощення: внутрішня поверхня трубки ТАВ ідеальна (по шорсткості і не поглинає теплоту), рух палива на вході рівномірний, в якості палива

проаналізовано ДП та ОРП, яка за властивостями близька до ріпакової та соняшникової олій (табл.1), та об'ємні концентрації вказаних ОРП в ДП (0 %, 25 %, 50 %, 75 %, 100 %).

Таблиця 1.

Властивості палив та їх сумішей

Паливо	Густина, кг/м <sup>3</sup>	Динамічна вязкість, Па*с	Теплоємність, Дж/(кг*К)	Теплопровідність, Вт/(м*К)
ДП	872,7	0,0064	1845	0,1169
ДП 25% + ОРП 75%	882,8	0,0258	1814	0,1321
ДП 50% + ОРП 50%	892,9	0,0452	1788	0,1474
ДП 75% + ОРП 25%	902,9	0,0646	1762	0,1627
ОРП	913	0,084	1736	0,178

Отримані дані зведено в табл. 2 та побудовано залежності, що описують значення температури по осі трубки ТАВ для вказаних палив при їх витратах від 5 до 25 л/год (рис. 1-3).

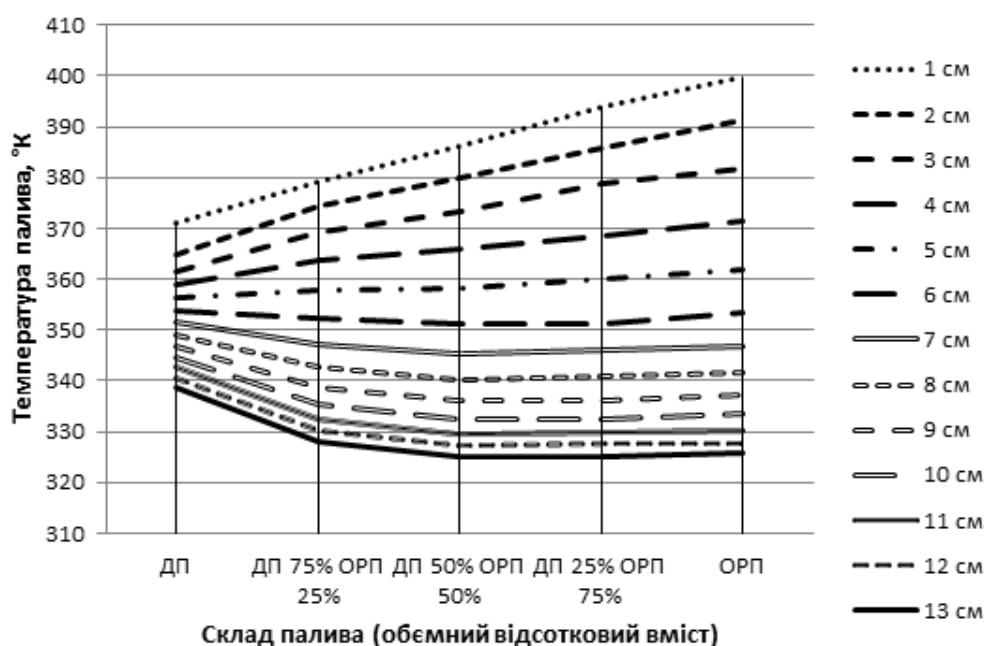


Рис. 1. Залежність температури ДП, ОРП та їх сумішей від відстані до НЕ при витраті 5 л/ год.

Як видно з рис. 1 на відстані 6 см від НЕ спостерігається фактично однакова температура палив, це може бути пояснено термофізичними властивостями ОРП та ДП.

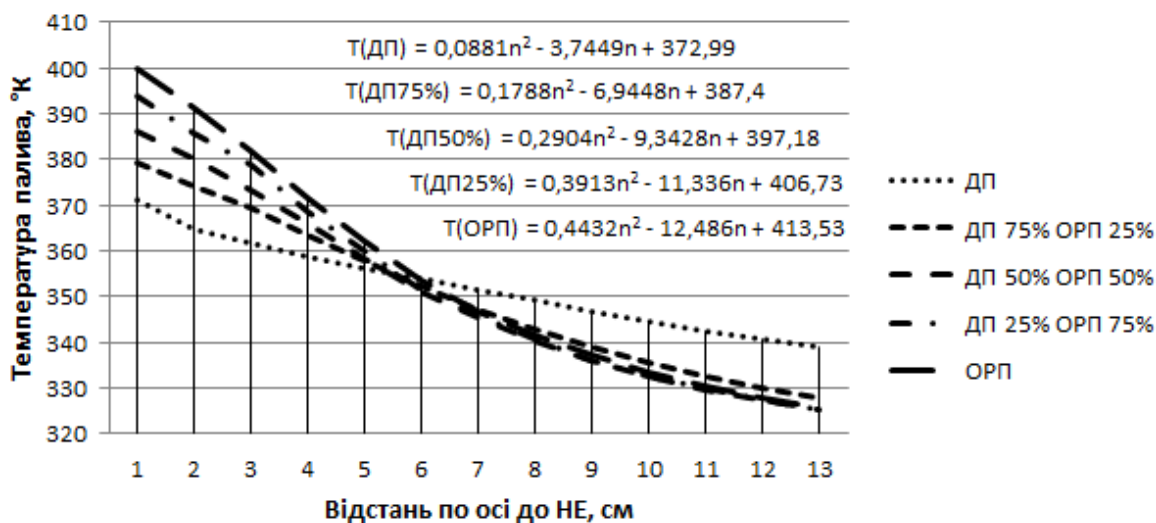


Рис. 3. Залежність температури ДП, ОРП та її різного об'ємного відсоткового вмісту від відстані до НЕ при витраті 5 л/год.



За різницею температур на відстані 1 см та 6 см до НЕ можливо визначити об'ємний відсотковий вміст ОРП в ДП, оскільки температура різних палив, що досліджуються, на відстані в 6 см практично однакова.

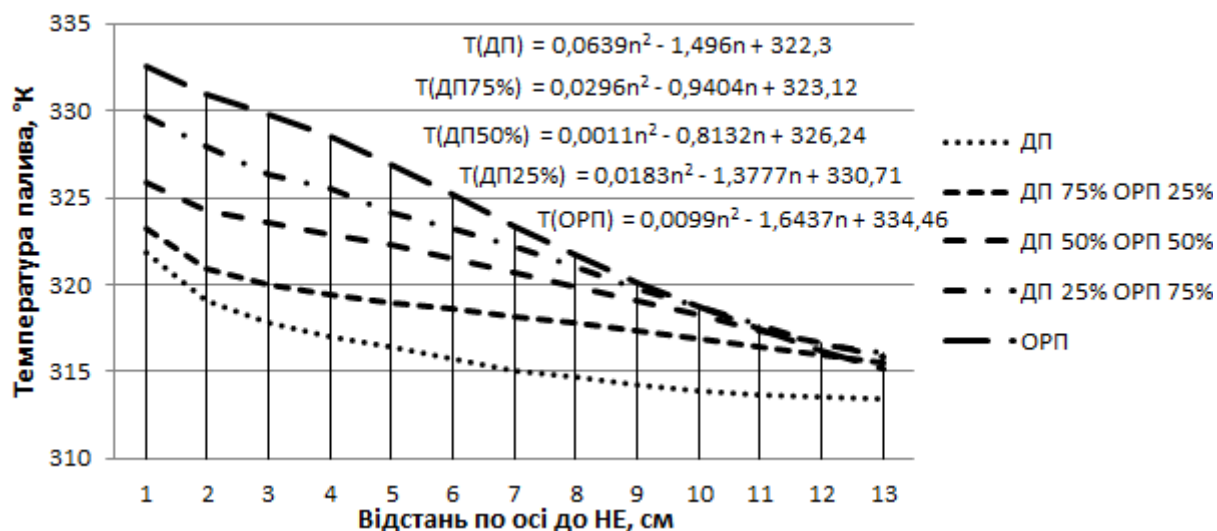


Рис. 3. Залежність температури ДП, ОРП та її різного об'ємного відсоткового вмісту від відстані до НЕ при витраті 25 л/год.

Таблиця 2. Значення температури палива від об'ємного відсоткового вмісту ОРП в ДП, відстані до НЕ та витрат 5-25 л/год

Витрата палива Q, л/год	Відстань до НЕ n, см	Температура палив				
		ДП	ДП 75% ОРП 25%	ДП 50% ОРП 50%	ДП 25% ОРП 75%	ОРП
1	2	3	4	5	6	7
5	1	370,9	379,3	386,2	393,9	399,6
	2	364,7	374,2	380,0	385,8	391,2
	3	361,6	369,3	373,3	378,9	381,8
	4	358,8	363,5	365,7	368,4	371,6
	5	356,3	357,6	358,1	359,9	361,9
	6	353,8	352,1	351,1	351,1	353,5
	7	351,4	347,1	345,2	345,9	346,8
	8	349,0	342,6	340,2	340,8	341,4
	9	346,7	338,7	336,1	336,0	337,0
	10	344,6	335,4	332,5	332,4	333,4
	11	342,5	332,5	329,6	329,9	330,3
	12	340,6	330,0	327,2	327,5	327,7
	13	338,7	327,8	325,1	325,2	325,8
10	1	341,0	349,1	354,0	358,1	361,8
	2	336,9	346,0	350,9	355,1	358,0
	3	335,1	344,1	348,4	350,9	353,2
	4	333,9	342,3	345,3	346,7	347,7
	5	332,9	340,3	341,7	341,9	342,5
	6	332,1	338,2	338,0	337,8	337,9
	7	331,3	336,0	334,5	333,2	333,7
	8	330,5	333,8	331,5	330,7	330,1
	9	329,7	331,8	328,8	327,6	327,0
	10	329,0	329,8	326,5	325,6	324,4
	11	328,3	328,1	324,5	323,0	322,2
	12	327,6	326,4	322,7	321,1	320,4
	13	326,9	324,9	321,1	319,3	318,8

продовження таблиці 2

1	2	3	4	5	6	7
15	1	330,4	334,2	340,6	344,3	347,3
	2	327,5	331,9	338,2	341,9	344,7
	3	326,1	330,8	336,6	339,3	342,3
	4	325,1	329,9	335,0	337,4	339,0
	5	324,5	329,0	333,2	334,3	335,4
	6	324,0	328,1	331,2	331,7	331,9
	7	323,5	327,2	329,2	328,9	328,7
	8	323,0	326,1	327,3	326,4	325,9
	9	322,6	325,1	325,4	324,7	323,5
	10	322,2	324,0	323,8	322,9	321,5
	11	321,8	323,0	322,2	320,4	319,8
	12	321,4	322,0	320,8	319,0	318,2
	13	321,0	321,0	319,5	317,6	316,8
20	1	325,1	327,3	332,3	336,8	339,6
	2	323,0	325,2	330,3	334,9	337,5
	3	321,8	324,3	329,3	333,5	335,8
	4	320,9	323,7	328,3	331,2	333,7
	5	320,3	323,2	327,2	329,1	331,2
	6	319,8	322,7	326,0	327,4	328,5
	7	319,4	322,1	324,7	325,7	326,1
	8	319,0	321,5	323,4	323,7	323,9
	9	318,6	320,8	322,2	322,1	322,0
	10	318,3	320,2	321,0	320,3	320,3
	11	318,0	319,5	319,8	319,1	318,7
	12	317,6	318,8	318,7	318,3	317,3
	13	317,3	318,2	317,7	316,8	316,1
25	1	321,8	323,2	325,9	329,6	332,5
	2	319,0	320,8	324,2	327,9	330,8
	3	317,7	319,9	323,5	326,2	329,8
	4	316,9	319,4	322,8	325,5	328,5
	5	316,3	318,9	322,2	324,1	326,9
	6	315,7	318,5	321,5	323,1	325,1
	7	315,0	318,1	320,7	322,2	323,3
	8	314,7	317,7	319,8	321,0	321,6
	9	314,2	317,3	319,0	319,7	320,1
	10	313,8	316,9	318,2	318,6	318,7
	11	313,6	316,4	317,3	317,7	317,4
	12	313,4	316,0	316,6	316,5	316,2
	13	313,3	315,5	315,8	316,0	315,1

Як видно з рис. 3, зі збільшенням витрати палив відстань до НЕ, в якій температура незалежно від об'ємного відсоткового вмісту ОРП в ДП буде однаковою, збільшується. Також при збільшенні об'ємного відсоткового вмісту ОРП в ДП збільшується різниця температур палива на відстані 1 см до НЕ та 13 см до НЕ.

Залежності температур з різним вмістом ОРП в ДП від відстані до НЕ та витрат 10-20 л/год наведено в табл. 3.

Залежності температур палив з різним вмістом ОРП в ДП від відстані до НЕ та витрат 10-20 л/год

Витрата палива, Q, л/год	Температура
10	$T(\text{ДП}) = 0,0678n^2 - 1,9428n + 341,31$
	$T(\text{ОРП } 25\%) = 0,0231n^2 - 2,3358n + 351,15$
	$T(\text{ОРП } 50\%) = 0,0781n^2 - 3,9664n + 358,87$
	$T(\text{ОРП } 75\%) = 0,1378n^2 - 5,2972n + 364,68$
	$T(\text{ОРП}) = 0,187n^2 - 6,3457n + 369,44$
15	$T(\text{ДП}) = 0,0581n^2 - 1,4635n + 330,72$
	$T(\text{ОРП } 25\%) = 0,0087n^2 - 1,1477n + 334,63$
	$T(\text{ОРП } 50\%) = 0,0195n^2 - 2,0541n + 342,66$
	$T(\text{ОРП } 75\%) = 0,0503n^2 - 2,9978n + 347,78$
	$T(\text{ОРП}) = 0,0918n^2 - 3,9636n + 352,39$
20	$T(\text{ДП}) = 0,0493n^2 - 1,2428n + 325,58$
	$T(\text{ОРП } 25\%) = 0,0152n^2 - 0,8885n + 327,42$
	$T(\text{ОРП } 50\%) = 0,0041n^2 - 1,252n + 333,25$
	$T(\text{ОРП } 75\%) = 0,038n^2 - 2,2386n + 339,39$
	$T(\text{ОРП}) = 0,0437n^2 - 2,6596n + 342,88$

Аналіз отриманих даних показує, що при підвищенні витрат палив збільшується відстань до НЕ, в якій температури різних за об'ємним вмістом ОРП палив співпадають. Для палив з різним об'ємним вмістом ОРП в ДП кількість датчиків температури повина бути збільшена в порівнянні з [1]. Це пояснюється термофізичними властивостями вказаних палив.

Висновки: 1. Отримано залежності температур дизельного палива, олії рослинного походження та різних об'ємних концентрацій олії рослинного походження в дизельному паливі по осі трубки термоанемометричного витратоміра на основі яких можливо визначати витрати вказаних палив двигуном автомобіля в діапазоні від 5 до 25 л/год.

2. Встановлено, що з метою підвищення точності вимірювань витрат вказаних палив та підвищення чутливості термоанемометричного витратоміра доцільно використовувати 6 датчиків температури, що встановлюються з кроком 1 см від нагрівального елемента по осі його трубки при малих витратах. А при збільшенні витрат до 20 л/год кількість датчиків для даних палив повинна бути збільшена до 11.

1. Безвесільна О.М. Моделювання осьового теплового потоку трубки термоанемометричного витратоміра біопалив / О.М. Безвесільна, А.В. Ільченко, Ю.В. Тростенюк. – Міжвузівський збірник «Наукові нотатки» Луцьк 2014. Випуск №46. ст.538

2. Безвесільна Е.Н. Калориметрический расходомер моторных топлив с повышенной точностью измерения расхода / Е.Н. Безвесільна, А.В. Ільченко, Ю.В. Тростенюк. – Перспективные направления развития автотранспортного комплекса: сборник статей VI Международной научно-производственной конференции- МНИЦ ПГСХА Пенза: РИО ПГСХА, 2013. – 14 с.

3. Ільченко А.В., Урахування властивостей двокомпонентних палив у процесі вимірювання їх витрати термоанемометричним витратоміром / А.В. Ільченко, А.О. Романова. - Вісті Автомобільно-дорожнього інституту, 2007, № 1(4) ст.104.

4. А.А. Алямоский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Понамарев Solidworks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике/ - СПб.:БХВ-Петербург, 2008. - 1040 с.

5. [http://doras.dcu.ie/18552/1/Gabriel\\_J\\_Duffy.pdf](http://doras.dcu.ie/18552/1/Gabriel_J_Duffy.pdf)

6. [http://www.bronkhorst.com/files/published\\_articles/sensor99.pdf](http://www.bronkhorst.com/files/published_articles/sensor99.pdf)

## REFERENCES

1. Bezvesilna O.M., Ilchenko A.V., Trosteniuk Yu.V. Modeliuvannia osovoho teplovoho potoku trubky termoanometrychnoho vytratomira biopalyv [Simulation of axial heat flow in tube of term anemometric flow of biofuels]. *Mizhvuzivskiyi zbirnyk «Naukovi notatky»*. Lutsk, 2014. Vol. 46, pp.538

2. Bezvesilna E.N., Ilchenko A.V., Trostenyuk Yu.V. Kalorimetrycheskiy raskhodomer motornykh topliv s povyshennoy tochnost'yu izmereniya raskhoda [Calorimetric Flowmeter of motor fuels with improved accuracy of

flow measurement]. *Perspektivnye napravleniya razvitiya avtotransportnogo kompleksa: sbornik statey VI Mezhdunarodnoy nauchno-proizvodstvennoy konferentsii- MNITs PGSKhA* Penza: RIO PGSKhA Publ., 2013. 14 p

3. . Ilchenko A.V., Romanova A.O. Urakhuvannia vlastyvostei dvokomponentnykh palyv u protsesi vymirivannia yikh vytraty termoanemometrychnym vytratomirom [Considering the properties of two-component fuel in the measurement of its consumption in term anemometric flowmeter]. *Visti Avtomobilno-dorozhnoho instytutu*, 2007, Vol. 1(4), p.104.

4. A.A. Alyamoskiy, A.A. Sobachkin, E.V. Odintsov, A.I. Kharitonovich, N.B. Ponamarev. *Solidworks 2007/2008. Computer modeling in engineering practice*. SPb.: BKhV-Peterburg, 2008. 1040 p.

5. [http://doras.dcu.ie/18552/1/Gabriel\\_J\\_Duffy.pdf](http://doras.dcu.ie/18552/1/Gabriel_J_Duffy.pdf)

6. [http://www.bronkhorst.com/files/published\\_articles/sensor99.pdf](http://www.bronkhorst.com/files/published_articles/sensor99.pdf)

**А.В.Ильченко, Ю.В. Тростенюк, Ю.И. Тростенюк. Моделирование осевого теплового потока термоанемометрического расходомера в зависимости от содержания масла растительного происхождения в дизельном топливе.**

Проведено моделирование теплового потока в трубке термоанемометрического расходомера и получены зависимости температур от расстояния к нагревательному элементу по оси трубки расходомера при разном содержании масел растительного происхождения в дизельном топливе при диапазоне расходов 5-25 л/час.

**Ключевые слова.** моделирование, термоанемометрический расходомер, осевой тепловой поток, масло растительного происхождения, дизельное топливо

**A. Ilchenko, Yu. Trostenyuk, Yu. Trostenyuk. Simulation axial a thermal stream termoanemometric flowmeter depending on the content of vegetable oils of plant origin in diesel fuel.**

The simulation of thermal stream in the tube termoanemometric flowmeter and temperature obtained depending on the distance to the heating element on the axis of the tube flowmeter for various vegetable oils content in diesel fuel costs in the range of 5-25 l / h.

**Keywords.** simulation, thermo anemometric flowmeter, axial a thermal stream, oil of vegetable origin, diesel fuel.

#### АВТОРИ:

**ИЛЬЧЕНКО А.В.**, к.т.н, доцент кафедры автомобілів та автомобільного господарства, ЖДТУ, e-mail: [avi\\_7@rambler.ru](mailto:avi_7@rambler.ru)

**ТРОСТЕНЮК Ю.В.**, аспірант кафедри автомобілів та автомобільного господарства, ЖДТУ, e-mail: [mix\\_ua@meta](mailto:mix_ua@meta).

**ТРОСТЕНЮК Ю.І.**, ст. викл. кафедри загально-інженерних дисциплін, ЖДТУ, e-mail: [juritrost@mail.ru](mailto:juritrost@mail.ru)

#### РЕЦЕНЗЕНТ:

**МАТЕЙЧИК В.П.**, д.т.н., професор, декан автомеханического факультета, Национальный транспортный университет, Киев, Украина.

#### РЕЦЕНЗЕНТ:

**МАТЕЙЧИК В.П.**, д.т.н., професор, декан автомеханічного факультету, Національний транспортний університет, Київ, Україна.

#### REVIEWER:

**V. MATEICHYK**, Doctor of Science in Technology, Professor, Dean of Automobile Mechanic Faculty, National Transport University, Kyiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 19.09.2014р.

УДК 621.891:539.375(043.2)  
UDC 621.891:539.375(043.2)

Кравченко<sup>1</sup> И.Ф., Колесник<sup>1</sup> П.А., Единович<sup>1</sup> А.Б., Стельмах<sup>2</sup> А.У., Шимчук<sup>3</sup> С.П.  
<sup>1</sup> ГП «Ивченко-Прогресс»  
<sup>2</sup> Национальный авиационный университет  
<sup>3</sup> Луцкий национальный технический университет

## ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА РЕДУКТОРОВ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДВУХФАЗНОЙ МАСЛОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Лабораторные исследования, стендовые испытания и эксплуатация восьми двигателей с конструкторскими доработками по организации смазки маслотовоздушной смесью показали, что ресурс осей сателлитов передних редукторов двигателей ТВ3-117ВМА-СБМ1 повысился более чем в 7 раз, а признаки их выкрашивания не обнаруживались, редукторы работают надёжно и устойчиво

**Ключевые слова:** трение, маслотовоздушная смесь, редуктор, ресурс, давление, граничные слои.

**Постановка проблемы.** Разработка, конструирование и организация производства новых серийных авиационных летательных аппаратов требует значительных материальных затрат. Поэтому при создании нового летательного аппарата всегда рассматривается возможность использования в его составе серийно выпускаемых агрегатов, которые хорошо зарекомендовали себя в эксплуатации и по техническим характеристикам соответствуют предъявляемым требованиям в составе нового изделия. При создании новых типов самолётов Ан-140, Ан-148 и Ан-158 в КБ «Ивченко-Прогресс» разрабатывались газотурбинные двигатели (ГТД) ТВ3-117ВМА-СБМ1 и Д-436-148 на базе существующих ТВ3-117ВМА и Д-436.

**Анализ последних достижений и публикаций.** Для обеспечения необходимого для подшипников качения роторов и редукторов ГТД теплового режима [1] применяется система смазки и охлаждения с прокачкой десятков и сотен литров в минуту, в то время как для обеспечения смазки поверхностей трения без учета теплонапряженности требуются всего миллилитры [2]. В работах [3, 4] указывается, что потери на трение в подшипниках с маслотовоздушным смазыванием смазкой масляным туманом существенно снижаются (до трех раз), хотя интенсивность теплоотвода в воздушно-масляную фазу также уменьшается. Из этого следует, что охлаждающая жидкая (однофазная) среда в трибоконтакте, обеспечивая теплоотвод от него, в это же время является причиной увеличенного тепловыделения.

Повышение износостойкости и ресурса высокооборотных трибосистем качения при уменьшении количества смазочного материала, подаваемого в зону контакта в виде маслотовоздушной смеси, не находит своего однозначного объяснения с позиции известных теорий, гипотез и положений о трении и изнашивании. Общеизвестная эластогидродинамическая (ЭГД) теория смазки [5 – 8] включает в себя ряд положений, исходя из которых, для повышения ресурса трибосистем необходимо реализовывать обильное смазывание контакта и избегать возможности возникновения условий масляного голодания. Тем не менее, практика высокоскоростных трибосистем качения и скольжения показала, что в ряде случаев обильное смазывание ЭГД-контакта приводит к интенсивному изнашиванию поверхностей, их выкрашиванию или термическому разрушению. Увеличение расхода смазочного материала для обеспечения интенсивного теплоотвода от ЭГД-контакта оказалось малоэффективным.

В 2007 году была выдвинута гипотеза о компрессионно-вакуумной природе трения [9, 10], исходя из которой, в ЭГД-контакте протекают значительно более сложные процессы, чем взятые за основу в эластогидродинамической теории смазки. В работах [9, 10] представлены экспериментальные данные, которые легли в основу компрессионно-вакуумной гипотезы о природе трения и трибокавитационном механизме изнашивания. Основным положением этой гипотезы является самопроизвольное возникновение относительно минимального зазора каждого элементарного трибоконтакта двух характерных областей. В области уменьшения зазора по направлению скольжения и/или качения, т.е. конфузорной, происходит повышение давления в граничных слоях смазки и возникновение вторичного течения, противоположного направлению вращения. В этой области при высоких скоростях трение происходит между набегающими с



движущейся поверхности слоями граничной смазки и слоями вторичного обратного течения, вызванного градиентом давлений в сужающейся зоне трибоконтакта.

**Цель и постановка задач исследования.** Целью исследования является увеличение ресурса редукторов газотурбинных двигателей путем использования двухфазной масловоздушной смеси. Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- исследовать гидродинамические процессы в граничных слоях пар трения редуктора ГТД;
- провести стендовые испытания редуктора ГТД.

**Гидродинамические процессы в граничных слоях пар трения редуктора ГТД.**

Применительно к трению качения, гидродинамические процессы в граничных слоях протекают аналогично трению скольжения. На рис. 1 показана схема возникновения области повышенного  $+\Delta P$  и пониженного  $-\Delta P$  давления в граничных слоях смазки (ось  $P_{oc}$ ) и векторы вторичных течений смазки: компрессионных  $v^{компр}$  и вакуумных  $v_{вак.}$ , направленных противоположно набегающим смазочным слоям при давлении окружающей среды равном атмосферному  $P_{атм.}$  (пересечение осей  $x$  и  $P_{oc}$ ) и распределение давлений смазочного слоя на поверхности ролика. Пунктиром показано распределение упругих контактных напряжений по Г. Герцу без смазки, в среде воздуха (зазор – условный).

Если наблюдать за качением ролика по кольцу по схеме, представленной на рис. 1, когда контакт относительно наблюдателя неподвижен, то в конфузурной области набегающие с движущимися поверхностями ролика и дорожки кольца потоки по мере приближения к минимальному зазору будут встречать сопротивление вторичных течений, направленных противоположно движению. При этом через минимальный зазор в соответствии с физическим законом сохранения количества вещества, смазка пройдет в количестве не превышающем имеющегося вещества в зоне максимальных контактных напряжений, где граничные слои максимально упруго деформированы. В диффузорной области контакта будет происходить разрежение прошедших через минимальный зазор слоев смазки, понижение в них давления относительно давления окружающей среды, например атмосферного. Как следствие, здесь вторичные вакуумные течения будут направлены из среды в контакт и также против движения. Соответственно на ролик будут действовать давления сжатых и разреженных слоев смазки, как показано на рис.1 в виде эпюры давлений.

Результаты лабораторных исследований, а также основные положения компрессионно-вакуумной гипотезы процесса трения были использованы при выборе режима подачи смазочного материала в роликовые подшипники сателлитов переднего редуктора двигателя ТВ3-117ВМА-СБМ1, который является маршевым для самолетов Ан-140. Стендовые испытания опытных двигателей подтвердили необходимость доработки главного редуктора двигателя ТВ3-117ВМА-СБМ1 с целью повышения его ресурса и надежности, так как наблюдалось повреждение осей подшипника-сателлита по дефекту выкрашивания. После испытаний и разборки редукторов было установлено, что поверхность рабочего сектора качения роликов была значительно меньше (в 2 раза) расчетной. Конструкторами было принято решение уменьшить радиальный зазор подшипников сателлитов с 0,015...0,035 мм до 0,005...0,025 мм, что позволило уменьшить сектор бесконтактного торможения роликов смазкой и сепаратором в нерабочей и бесконтактной с осью области, где ролики находились в состоянии инерционного вращения. При этом подвод смазки оставался прежним – через те же 2 отверстия на беговой дорожке и с тем же расходом (рис. 2, а), то есть смазывание трибоконтактов осуществлялось более обильно, чем ранее - с большим зазором.

**Стендовые испытания редуктора ГТД.** При стендовых испытаниях обнаружено, что выкрашивание поверхностей качения при прочих равных условиях и уменьшении зазора, происходит менее интенсивное, чем при больших зазорах. В ходе анализа результатов мнения специалистов относительно возникшей проблемы разделились: с позиций эластогидродинамической теории смазки требуется увеличить расход масла для более обильного смазывания и снижения теплонапряженности трибоконтактов путем более интенсивного отвода тепла. С позиций компрессионно-вакуумной гипотезы трения [9,10], необходимо снижать вязкость смазочной среды, например, путем перевода ее в двухфазное состояние.

Исходя из основных положений компрессионно-вакуумной гипотезы трения, аргументация использования масловоздушной смазочной среды в высокоскоростных редукторах заключалась в следующем. Основным источником выделения тепла является трение интенсивных набегающих граничных и вторичных течений смазочных слоев в конфузурных областях трибоконтактов. Для улучшения теплового режима зоны контакта необходимо отказаться от обильного смазывания и

применить масловоздушную смесь, объемная вязкость и плотность которой существенно (на порядок) меньше, чем у базового масла. Использование двухфазной смазочной среды обеспечит уменьшение степени разрежения и снижение интенсивности трибокавитации, которая также является источником теплоты и причиной кавитационного разрушения поверхностей.

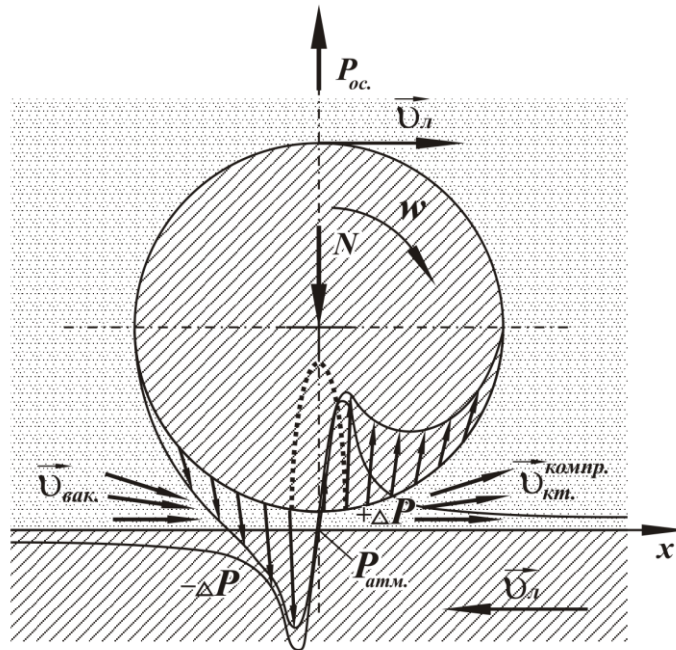


Рис. 1. Схематическое возникновение компрессионных и вакуумных гидродинамических процессов в граничных слоях смазки при трении качения ролика по кольцу

Проанализировав основные положения ЭГД-теории и компрессионно-вакуумной гипотезы трения, было принято решение в пользу последней и реализована смазка двухфазной средой подшипников сателлитов переднего редуктора двигателя ТВЗ-117ВМА-СБМ1. Для этого была произведена конструкторская доработка (рис. 2, б) роликовых подшипников сателлитов, а именно: масло, с тем же расходом, подавалось не на дорожки качения, а через каналы на торцы роликов. При этом на больших частотах вращения роликов (4000 об/мин) образуется двухфазная смазочная среда в виде масловоздушной смеси.

Стендовые испытания на ОАО «Мотор Сич» проводились на двигателях с серийными номерами 317001 и 317013 в течение 2007-2009 гг. и подтверждают существенное повышение ресурса главных редукторов без признаков усталостного выкрашивания поверхностей качения осей сателлитов. Такая конструктивная доработка была внедрена на восьми двигателях ТВЗ-117ВМА-СБМ1, которые в настоящее время находятся в эксплуатации. На протяжении более одного года при суммарной наработке более 5000 ч съёмов редукторов по дефекту выкрашивания осей сателлита не происходило.

Использование масловоздушной смазывающей среды – эффективный путь снижения потерь на трение и теплонапряженности высокоскоростных трибосистем опор и редукторов ГТД. Экспериментально подтверждается, что трение набегающих граничных слоев смазки с движущейся поверхностью и слоев смазки вторичных течений, возникающих в диффузорной области контакта, а также кавитация в конфузорной являются основными причинами разогрева высокоскоростных трибосистем с ЭГД-контактами. Выделению из смазочной среды масловоздушной фазы, наряду с барботажем, способствуют процессы разрежения смазки в диффузорных областях контакта, то есть трибокавитация, когда степень разрежения достигает значений меньше давления насыщенных паров масла. Стендовые испытания ТВЗ-117ВМА-СБМ1 на ОАО «Мотор Сич» и ГП «Ивченко-Прогресс» показали, что при уменьшении зазоров в роликовом подшипнике и при том же расходе масла на дорожках качения ресурс передних редукторов двигателя несколько увеличивался, однако выкрашивание не прекращалось. При использовании масловоздушной смазки, вместо струйной подачи масла на беговую дорожку признаков разрушения поверхностей обнаружено не было. Эксплуатация восьми двигателей с

конструкторскими доработками по организации смазки маслораздушной смесью показала, что при увеличении ресурса осей сателлитов передних редукторов двигателей ТВЗ-117ВМА-СБМ1 более чем в 5 раз, признаки их выкрашивания не обнаружены, а редуктора работают надёжно и устойчиво. Приведенные результаты исследований подтверждают справедливость компрессионно-вакуумной гипотезы трения и трибокавитационного механизма изнашивания, свидетельствуют об их научно-технической состоятельности, в частности применительно к термонагруженным и высокоскоростным трибосистемам современных ГТД, а также перспективность их использования при проектировании трибосистем авиационного двигателестроения.

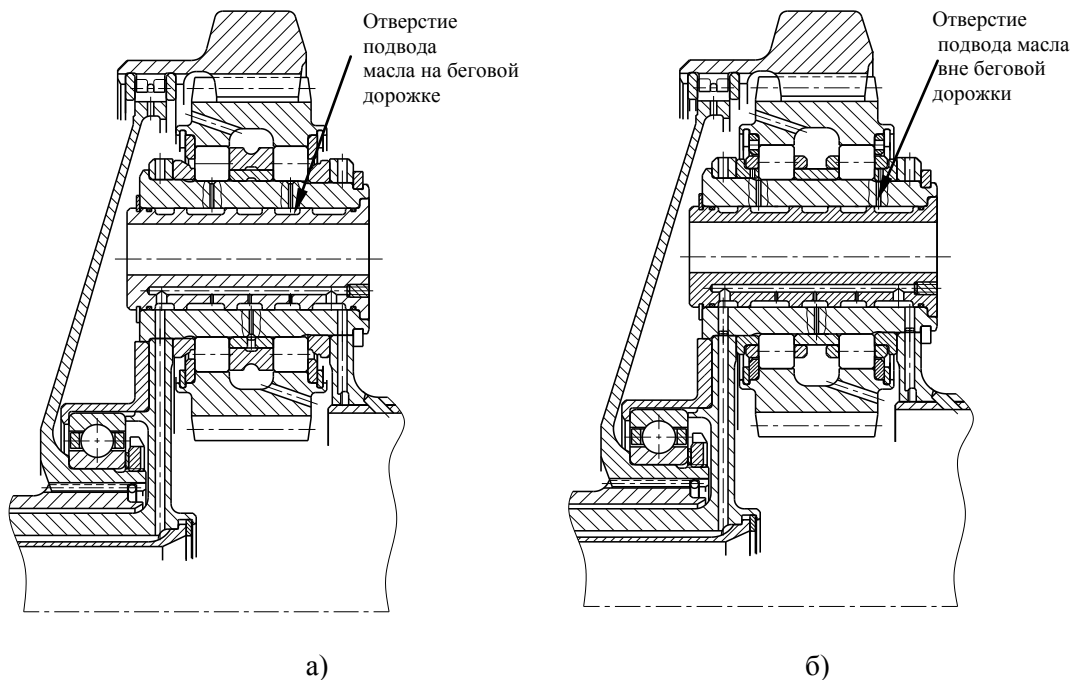


Рис. 2. Схема подвода смазки в подшипники главного редуктора двигателя ТВЗ-117ВМА-СБМ1: а) исходная конструкция; б) доработанная конструкция подшипника сателлита

### Выводы

1. В результате проведенного исследования гидродинамических процессов в граничных слоях пар трения редуктора ГТД наблюдается возникновения повышенного  $+\Delta P$  и пониженного  $-\Delta P$  давления в граничных слоях смазки. В трибоконтакте выделяется наличие диффузорной и конфузорной областей.

2. В результате лабораторных исследований доказано, что использование маслораздушной смазывающей среды – эффективный путь снижения потерь на трение и теплонапряженности высокоскоростных трибосистем опор и редукторов ГТД.

3. Экспериментально подтверждено, что трение набегающих граничных слоев смазки с движущейся поверхностью и слоев смазки вторичных течений, возникающих в диффузорной области контакта, а также кавитация в конфузорной являются основными причинами разогрева высокоскоростных трибосистем с ЭГД-контактами.

1. Ковеза Ю.В., Никитин С.В, Пшеничных С.И. О решении тепловой задачи применительно к обычным и гибридным подшипникам качения газотурбинных двигателей. Ж. «Авиационно-космическая техника и технология», 2008, №10 (57). – С.132-135.

2. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД.- М.: Машиностроение, 1978.- 172 с.

3. Основы теплопередачи в авиационной технике /Под ред. Кошкина В.К. – М.: Оборонгиз, 1960. – 389с.

4. Ли Сейрег. Расчет коэффициента трения в контактах скольжения и качения // Современное машиностроение. – 1989. – Серия Б, №12.- С.148-152.

5. Kenneth C Luderma, Arbor A. Friction, wear, lubrication. A Textbook in Tribology. – CRC Press, Inc. - Boca Raton, New York, London, Tokyo. – 1996. – 257 p.

6. Грубин А.Н. Основы гидродинамической теории смазки тяжело нагруженных криволинейных поверхностей. – М.: Машгиз., 1949. – 150 с.
7. Петрусевич А.И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки // Изв. АН СССР ОТН. – 1951, №2. – С.209-223.
8. Сомов В.А. Смазка машин и механизмов (Особенности смазки деталей дизелей) // Трение, износ, смазка. Том 11, №1, март 2009г. с.17.
9. Стельмах А.У. Компрессионно-вакуумный механизм адгезионного трения и изнашивания. – Деп. в ГНТБ Украины. - 07.07.2008, №109 – Ук 2008. – 28 с.
10. Стельмах А.У. Возникновение контактных струйных течений в условиях граничной смазки и механизм их образования. – Деп. В ГНТБ Украины 14.04.09, №20 – Ук 2009г. – 43 с.

#### REFERENCES

1. Koveza Yu. V., Nikitin S.V., Pshenichnyh S.I. The solution of the thermal problem in relation to conventional and hybrid rolling bearings of turbine engines. J. "Aerospace Engineering and Technology", 2008, №10 (57). - S.132-135.
2. Demidovitch V.M. Investigation of the thermal regime of the bearing GTD.- М.: Machinery, 1978.- 172 s.
- 3 Fundamentals of heat transfer in aeronautical engineering / Ed. V.K. Koshkin - М.: Oborongiz 1960 - 389s.
5. Kenneth C Luderma, Arbor A. Friction, wear, lubrication. A Textbook in Tribology. – CRC Press, Inc.- Boca Raton, New York, London, Tokyo. – 1996. – 257 p.
6. Grubin A.N. Fundamentals of the hydrodynamic theory of lubrication of heavily loaded curved surfaces.- М.: Mashgiz., 1949 - 150 p.
- 7 Petrusевич A.I. The main conclusions of the contact-hydrodynamic lubrication theory // Math. USSR Academy of ANM. - 1951, №2. - S.209-223.
- 8 Somov V.A. Lubrication of machines and mechanisms (Features lubricating parts of diesel engines) // Friction, wear, lubrication. Volume 11, №1, March 2009. p.17.
9. Stelmah A.U. Compression-vacuum mechanism of adhesive friction and wear. - Dep. GNTB in Ukraine. - 07.07.2008, №109 - Uk 2008 - 28 p.
- 10 Stelmah A.U. The emergence of the jet streams in contact under boundary lubrication mechanism of their formation. - Dep. In GNTB Ukraine 14.04.09, №20 - Uk 2009. - 43.

#### ***Кравченко И.Ф., Колесник П.А., Единович А.Б., Стельмах А.У., Шимчук С.П. Підвищення ресурсу редукторів газотурбінних двигунів шляхом використання двофазної маслоповітряної суміші.***

Лабораторні дослідження, стендові випробування та експлуатація восьми двигунів з конструкторськими доробками з організації мащення маслоповітряною сумішшю показали, що ресурс осей сателітів передніх редукторів двигунів ТВ3-117ВМА-СБМ1 підвищився більш ніж у 7 разів, а ознаки їх викришування не виявлялися, редуктори працюють надійно і стійко.

**Ключові слова:** тертя, маслоповітряна суміш, редуктор, ресурс, тиск, граничні шари

#### ***I. Kravchenko, P. Kolesnik, A. Edinovich, A. Stelmah, S. Shimchuk. Increase of a resource reducers gas turbine engines by means of a two-phase oil and air mixture.***

Development, design and organization of new production aircraft of aircraft requires considerable expenses. Therefore, when creating a new aircraft is always considered the possibility of using part of its mass-produced units that are well proven in service and technical characteristics meet the requirements in the new product. When you create new types of aircraft AN-140, AN-148 and AN-158 CB "Ivchenko-Progress" developed GTD TV3-117VMA SBM1-and D-436-148 on the basis of existing TV3-117VMA and D-436.

To ensure proper thermal regime of rolling bearings of the rotors and gears GTD traditionally applied lubrication and cooling pumping tens and hundreds of liters per minute, while the full lubrication of friction surfaces only requires milliliters of oil.

The materials of the articles listed laboratory tests, bench tests and the results of the operation of eight engines with design modifications to the organization of oil-air lubrication mixture, which showed that the resource caliper front axle gear TV3-117VMA-SBM1 rose by more than 7 times, and signs of chipping is not detected, gearboxes operate reliably and steadily.

**Keywords:** friction, air-oil mixture, gear, life, pressure, boundary layers

#### **АВТОРЫ:**

**КРАВЧЕНКО Игорь Федорович**, ГП «Ивченко-Прогресс», генеральный конструктор.

**ПЕЙЧЕВ Григорий Иванович**, ГП «Ивченко-Прогресс», главный инженер.

**ЕДИНОВИЧ Андрей Борисович**, ГП «Ивченко-Прогресс», ведущий конструктор.

**СТЕЛЬМАХ Александр Устинович**, Национальный авиационный университет, заведующий Лаборатории «Нанотриботехнологий», [stelmah65@yandex.ua](mailto:stelmah65@yandex.ua).

**ШИМЧУК Сергей Петрович**, Луцкий национальный технический университет, доцент кафедры машин легкой промышленности, [kim.c.p@mail.ru](mailto:kim.c.p@mail.ru).

**АВТОРИ:**

*КРАВЧЕНКО Ігор Федорович*, ДП «Івченко-Прогрес», генеральний конструктор.

*ПЕЙЧЕВ Григорій Іванович*, ДП «Івченко-Прогрес», головний інженер.

*ЄДИНОВИЧ Андрій Борисович*, ДП «Івченко-Прогрес»,

*СТЕЛЬМАХ Олександр Устимович*, Національний авіаційний університет, завідуючий Лабораторією «Нанотриботехнологій», [stelmah65@yandex.ua](mailto:stelmah65@yandex.ua).

*ШИМЧУК Сергій Петрович*, Луцький національний технічний університет, доцент кафедри машин легкої промисловості, [kim.c.p@mail.ru](mailto:kim.c.p@mail.ru).

**AUTHORS:**

*KRAVCHENKO Igor*, SE "Ivchenko-Progress", General designer.

*PEYTCHEV Grigory*, SE "Ivchenko-Progress", Chief engineer.

*EDINOVICH Andrei.*, SE "Ivchenko-Progress", Lead designer.

*STELMAH Alexander*, professor, National Aviation University, head of the Laboratory "Nanotribotechnology», [stelmah65@yandex.ua](mailto:stelmah65@yandex.ua).

*SHIMCHUK Sergei*, Lutsk national technical university, Associate pprofessor Department of Light Industry Machinery, [kim.c.p@mail.ru](mailto:kim.c.p@mail.ru).

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*АКСЕНОВ А.Ф.*, доктор технических наук, профессор, Национальный авиационный университет, советник ректора, Киев, Украина.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*АКСЬОНОВ О.Ф.*, доктор технічних наук, професор, Національний авіаційний університет, радник ректора, Київ, Україна.

**REVIEWER:**

*A. AKSENOV*, Doctor of Science in Technology, Professor, National Aviation University, Rector Advisor, Kyiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 05.09.2014р.



Кравченко О.П., Панайотов К.К.  
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля

## ЩОДО ВИЗНАЧЕННЯ ДОВЖИНИ ЧЕРГИ ВАНТАЖНИХ АВТОМОБІЛІВ ПРИ ОБСЛУГОВУВАННІ НАВАНТАЖУВАЛЬНИХ БУНКЕРІВ БЕЗПЕРЕРВНИХ ВИРОБНИЦТВ

Представлено рішення задачі визначення оптимальної довжини черги вантажних автомобілів, обслуговуючих навантажувальні бункери безперервних виробництв з урахуванням специфіки елементів технологічних маршрутів і режимів роботи вантажного автомобільного транспорту. Встановлено закономірності виникнення черги під навантажувальними бункерами з використанням детермінованих моделей.

**Ключові слова:** оптимальна довжина черги, детермінована модель, багатоканальна система, масове обслуговування, інтенсивність, потік вимог.

**Постановка проблеми.** В процесі обслуговування навантажувальних бункерів безперервних виробництв вантажним автомобільним транспортом виникають ситуації простою транспортних засобів під навантаженням і під час повернення з розвантажувального майданчика, що істотно знижує продуктивність рухомого складу. В наслідок цього виникає збільшення транспортних витрат. Ситуація простою транспортних засобів характеризується довжиною черги автомобілів і є небажаною при організації управління вантажними автоперевезеннями. Необхідно визначити умови виникнення ситуації простою під навантажувальними бункерами і закономірності збільшення та зменшення довжини черги автомобілів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Вирішенням подібних задач управління вантажними автомобільними перевезеннями займалися ряд вітчизняних і зарубіжних авторів [1, 2]. Однак в них недостатньо приділено уваги питанням організації управління вантажними автоперевезеннями на технологічних маршрутах безперервних виробництв.

**Постановка завдання.** В умовах існуючої системи управління вантажними автоперевезеннями на спеціалізованому автотранспортному підприємстві (АТП) необхідно визначити закономірності виникнення, зростання і зменшення черги вантажних автомобілів під навантажувальними бункерами технологічних маршрутів.

**Основні результати дослідження.** Для перевезення певної кількості вантажу  $Q$  на технологічних маршрутах протягом заданого проміжку часу спеціалізоване автопідприємство використовує  $n$  автомобілів, вантажопідйомністю  $g$ . Нехай  $s$  - кількість змін роботи спеціалізованого автопідприємства за заданий період часу  $T$  і  $T_s$  - тривалість однієї зміни, тоді  $T = sT_s$ . У цих позначеннях за одну зміну АТП необхідно перевезти  $\frac{Q}{s}$  одиниць вантажу. Таким чином, за одну зміну кожен автомобіль повинен зробити  $k_s = \frac{Q}{sng}$  ходок.

Для умов технологічного маршруту безперервного виробництва визначена модель обслуговування навантажувальних бункерів:

$$\begin{cases} \sum_{k=1}^{n^*} (t_0^k(m) + t_z + t_v + t_{ez} + t_{e\delta z}) + t_0 \leq \frac{T}{s}, \\ n^* g \geq \frac{Q}{s}. \end{cases}, \quad (1)$$

де  $t_z, t_v, t_{ez}, t_{e\delta z}$  - час навантаження, розвантаження, поїздки з вантажем, їздки без вантажу відповідно,  $t_0^k$  - час простою  $k$ -го автомобіля,  $s$  - кількість робочих змін автотранспорту,  $m$  - кількість навантажувальних бункерів.

Залежно від співвідношення часу  $t_z, t_v, t_{e\delta z}, t_{ez}$  як перед пунктом завантаження, так і перед пунктом вивантаження може утворюватися черга. Час простою в черзі може виявитися

величиною, що значно впливає на загальний час перебування автомобіля на маршруті, і, отже, впливає на виконання договірних зобов'язань [3, 4]. Для повноти розгляду в ліву частину нерівності (1) введено час простою в черзі. Оскільки наявність черги є небажаним фактором роботи АТП, необхідно знайти умови, що забезпечують швидке убування черги протягом однієї робочої зміни.

Відомими даними при визначенні оптимального парку автомобілів можна вважати характеристики часів  $t_z, t_v, t_{ez}, t_{e\bar{e}z}$  і  $t_0$ , які є незалежними випадковими величинами, але ніяк не залежну від них випадкову величину часу очікування в черзі. Причиною виникнення черги перед пунктом завантаження є розкид значень часів, при  $t_0 = 0$  (рис.1).

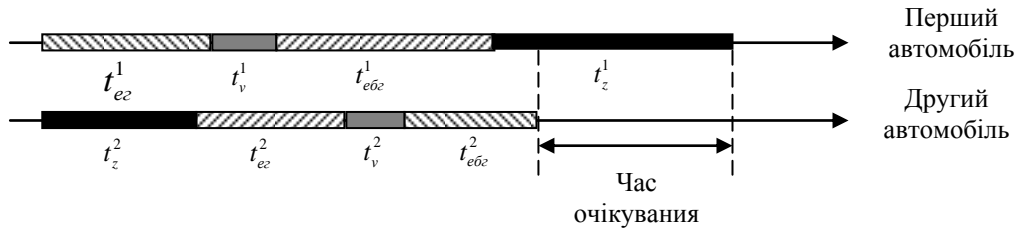


Рис. 1. Схема розподілу часових параметрів

Другий автомобіль почав обслуговуватися, як тільки перший автомобіль виїхав до пункту розвантаження, а вернувся він до пункту завантаження ще до того, як перший автомобіль закінчив завантажуватися. Час дозагрузки першого автомобіля і є час очікування для другого автомобіля. Це означає, що час очікування може визначено як різниця  $(t_z^1 + t_v^1 + t_{ez}^1 + t_{e\bar{e}z}^1) - (t_z^2 + t_v^2 + t_{ez}^2 + t_{e\bar{e}z}^2)$ , якщо ця величина позитивна, і дорівнює нулю в іншому випадку. Тому в якості оцінки середнього часу очікування можна прийняти величину середньоквадратичного відхилення випадкової  $T' = t_z + t_v + t_{ez} + t_{e\bar{e}z} + t_0$  величини.

При розгляді технологічного маршруту завантаження одним бункером вважається, що система загрузки працює за принципом «перший приїхав - перший обслуговується», тобто система обслуговує автомобілі в порядку, природно утворюються черги.

Перший завантажений автомобіль повертається до пункту завантаження через час  $t_v(g) + t_{ez} + t_{e\bar{e}z}$ . За цей час встигли завантажитися  $n^* = \left[ \frac{t_v(g) + t_{ez} + t_{e\bar{e}z}}{t_z(g)} \right]$  автомобілів. Тут  $[x]$  позначає округлення числа  $x$  до найближчого цілого числа в меншу сторону. Значить, час простою першого автомобіля складається з часу завантаження, залишилися ще завантаженими  $(n - n^* - 1)$  автомобілів (оскільки, завантаженими вже є перший автомобіль і  $n^*$  автомобілів завантажених за час руху першого автомобіля по маршруту) і часу дозагрузки автомобіля, що вже знаходиться під завантаженням. Цей час дорівнює відповідно  $(n - n^* - 1)t_z(g)$  і

$$\left( \frac{t_v(g) + t_{ez} + t_{e\bar{e}z}}{t_z(g)} - n^* \right) t_z(g).$$

Величина  $n - n^* - 1$  являє собою довжину черги для першого автомобіля. За умови, що  $n - n^* - 1 > 0$ .

Якщо нерівність  $n - n^* - 1 > 0$  не виконується, черга перед першим, що повертається до пункту загрузки, автомобілем відсутня.

Довжина черги перед другим автомобілем дорівнює  $n - n_1^* - 1$ , оскільки з моменту початку роботи в черзі додався перший автомобіль, а завантаженими вже є перший, другий і  $n_1^*$  автомобілів.

## Умови

$$\begin{cases} -t_v(g) - t_{ee} - t_{e\bar{o}z} + 3t_z(g) \leq 0; \\ t_v(g) - t_{ee} - t_z(g) \leq 0. \end{cases}$$

забезпечують відсутність черги біля пункту розвантаження і спадання початкової черги біля пункту завантаження.

Довжина черги перед  $k$ -тим, що повертається до пункту завантаження автомобілем, виражається як  $n - n_k^* - 1$ , де

$$n_k^* = \left[ k \frac{t_v(g) + t_{ee} + t_{e\bar{o}z}}{t_z(g)} \right],$$

а час очікування цього автомобіля дорівнює

$$(n - 2n_k^* - 1)t_z(g) + k(t_v(g) + t_{ee} + t_{e\bar{o}z}),$$

якщо  $k \frac{t_v(g) + t_{ee} + t_{e\bar{o}z}}{t_z(g)} < n - 1$ .

При виконанні умови

$$\begin{cases} -t_v(g) - t_{ee} - t_{e\bar{o}z} + 3t_z(g) \leq 0, \\ t_v(g) - t_{ee} - t_z(g) \leq 0, \end{cases} \quad (2)$$

задача вибору раціонального парку вантажних автомобілів може бути сформульована як мінімізація транспортних витрат при обмеженнях

$$\begin{cases} \sum_{k=1}^{n^*} (t_0^k + t_z + t_v + t_{ee} + t_{e\bar{o}z}) + t_0 \leq \frac{T}{s}, \\ n^* g \geq \frac{Q}{s}. \end{cases} \quad (3)$$

Завдання вибору раціонального парку автомобілів зводиться до задачі цілочисельного програмування. Різні постановки визначають різну безліч допустимих рішень, серед яких визначається оптимальне рішення.

У таблиці 1 представлений розрахунок довжини черги для деяких даних, для яких виконані умови (1). Наведені дані узгоджені з даними, отриманими при хронометражі роботи вантажних автомобілів на ТОВ «ТК» Вугілля» [5]. Умова  $t_{ee} = t_{e\bar{o}z}$ , що використовується при обчисленнях, не є принциповою і відповідає руху автомобілів з вантажем і без нього по одному і тому ж маршруту.

З наведених розрахункових даних видно, що черга у всіх випадках поступово зникає до того як всі автомобілі завершили перше коло. Одержимо аналітичні залежності між параметрами завдання, при яких втратами, виникаючими від простоїв автомобілів в черзі, можна не враховувати.

Умову існування черги можна записати як  $n - n_k^* - 1 > 0$ . Тоді після підстановки для  $n_k^*$  отримаємо

$$k < \frac{(n-1)t_z}{t_v + t_{ee} + t_{e\bar{o}z}}.$$

Розрахунок довжини черги вантажних автомобілів

Кількість автомобілів	$n=6$	$n=7$	$n=8$	$n=6$	$n=7$	$n=8$	$n=6$	$n=7$	$n=8$
Значення параметрів	$t_z = 5, t_v = 1, t_{ez} = t_{eoz} = 5$			$t_z = 6, t_v = 1, t_{ez} = t_{eoz} = 5$			$t_z = 7, t_v = 1, t_{ez} = t_{eoz} = 5$		
$k=1$	4	5	6	5	6	7	5	6	7
$k=2$	2	3	4	3	4	5	3	4	5
$k=3$	0	1	2	1	2	3	2	3	4
$k=4$	0	0	0	0	0	1	0	1	3
$k=5$	0	0	0	0	0	0	0	0	2
$k=6$	0	0	0	0	0	0	0	0	1

Для поступового зникнення черги до того як всі автомобілі завершать перше коло необхідно, щоб  $k < n$ . Цю нерівність буде виконано, якщо буде справедлива нерівність

$$t_z(1-1/n) - t_v < t_{ez} + t_{eoz},$$

в яку входить невідома величина  $n$ .

При розгляді ситуації з декількома бункерами завантаження на технологічному маршруті, кількість яких позначимо символом  $m$  передбачається, що  $m < n$ , тому що в протилежному випадку черга перед пунктом завантаження не утворюється.

Незважаючи на те, що за наявності декількох бункерів завантаження, завантаженими опиняються одразу кілька автомобілів, на трасу за маршрутом «пункт завантаження - пункт розвантаження», вони не можуть вийти одночасно і рухаються лише послідовно.

В цьому випадку черга перед першим, що повертається до пункту завантаження автомобілем, дорівнюватиме  $n - n_k^*(m) - m$ . Аналогічно визначаються величини

$n_k^*(m) = \left[ \left[ \frac{k-1}{m} + 1 \right] m \frac{t_v(g) + t_{ez} + t_{eoz}}{t_z(g)} \right]$  і довжини черги перед  $k$ -им, що повертається до пункту

завантаження, автомобілем  $n - n_k^*(m) - m$ . Тут величина  $\left[ \frac{k-1}{m} + 1 \right]$  враховує той факт, що одночасно завантажуються відразу  $m$  автомобілів, які знову приходять до пункту завантаження «майже одночасно». Це залежить від організації роботи пункту розгрузки, який зазвичай являє собою майданчик породного відвалу або вантажний майданчик залізнодорожного вузла.

В ситуації, коли всі  $m$  автомобілів можуть розвантажитися одночасно, довжина черги змінюється тільки для автомобілів з порядковим номером  $k$ , що задовольняє співвідношення  $m+1 < k \leq 2m+1$ . Потім - для  $2m+1 < k \leq 3m+1$  і т.д. Умова існування черги перед  $k$ -им автомобілем висловлюється нерівністю  $n - n_k^*(m) - m > 0$ .

Умова поступового зникнення черги до того як всі автомобілі завершать перший цикл транспортного обслуговування, тобто умова  $k < n$ , набуває (у разі завантажувальних бункерів) вид

$$t_z(n-m) < (m+n-1)(t_{ez} + t_{eoz} + t_v).$$

Оскільки в цю умову входить невідома величина  $n$ , то для попередньої оцінки можна вимагати виконання формально більш сильної нерівності  $t_z < (t_1 + t_2 + t_v)$ .

**Висновки.** Визначення закономірностей виникнення черги, її убування і зростання перед навантажувальними бункерами технологічних маршрутів є етапом вирішення задачі вибору раціонального парку вантажних автомобілів спеціалізованого автотранспортного підприємства. Це дозволяє вдосконалити організацію управління вантажними автомобільними перевезеннями на спеціалізованих автопідприємствах за рахунок зменшення часу простою транспорту під навантажувальними бункерами і знизити транспортні витрати.

1. Перебийніс О.В. Управління транспортно-логістичними системами підприємств АПК: дис. канд. екон. наук: 08.06.01 / Харківський національний аграрний ун-т ім. В.В. Докучаєва. - Х., 2005. - 132 с.

2. Зырянов И.В., Цымбалова А.Н. Показатели работы технологического автотранспорта на карьерах АК «Алросса» // Горный журнал. - 1999. - №5. - С. 73-75.

3. Нагорний Є.В. Комерційна робота на автомобільному транспорті: підручник / Є.В. Нагорний, Н.Ю. Шраменко; Харк. нац. автомоб.-дорож. ун-т. – Х.: ХНАДУ, 2010. – 323 с.
4. Дадонов М.И. Повышение эффективности работы карьерного автомобильного транспорта методами и средствами оперативного управления: Дис. канд. техн. наук: 05.22.10 / Кемеровский национальный технический университет. – Кемерово, 1999. – 122 с.
5. Панайотов К.К. Исследование ситуации на погрузочных бункерах технологических маршрутов на имитационной модели / Материали IV міжвузівської науково-технічної конференції викладачів, молодих вчених та студентів. «Енерго- та ресурсозберігаючі технології при експлуатації машин та устаткування» – Донецьк: Донецький інститут залізничного транспорту, 2012. – С. 156-158

## REFERENCES

1. Perebyinis O.V. *Upravlinnia transportno-lohistychnymy systemamy pidpriemstv APK*. Diss. kand. ekon. nauk. [Managing transport and logistics systems of agricultural enterprises. Diss. kand. ekon. nauk]. Kharkiv, 2005. 132 p.
2. Zyryanov I.V., Tsybalova A.N. Pokazateli raboty tekhnologicheskogo avtotransporta na kar'erakh AK «Alrossa» [Performance indicators of technological motor vehicles in the quarries of AK "Alrossa"]. *Gornyy zhurnal*. 1999. №5, pp. 73-75.
3. Nahornyi Ye.V. Shramenko N.Yu. *Komertsiiina robota na avtomobilnomu transporti* [Commercial work on automobile transport]. Kharkiv: KhNADU Publ., 2010. 323 p.
4. Dadonov M.I. *Povyshenie effektivnosti raboty kar'ernogo avtomobil'nogo transporta metodami i sredstvami operativnogo upravleniya*: Dis. kand. tekhn. nauk [Improving the efficiency of the career motor transport by methods and means of operative management. Diss. kand. tekhn. nauk]. Kemerovo, 1999. 122 p.
5. Panayotov K.K. Issledovanie situatsii na pogruchozhnykh bunkerakh tekhnologicheskikh marshrutov na imitatsionnoy modeli [Research into the situation on the loading bunkers of technological routes on the simulation model]. *Materyaly IV mizhvuzivskoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii vykladachiv, molodykh vchenykh ta studentiv*. «Enerho- ta resursozberihaiuchi tekhnologii pry ekspluatatsii mashyn ta ustatkuvannia». Donetsk: Donetskyy instytut zaliznychnoho transportu, 2012, pp. 156-158.

**Кравченко А.П., Панайотов К.К. К определению длины очереди грузовых автомобилей при обслуживании погрузочных бункеров непрерывных производств.**

Представлено решение задачи определения оптимальной длины очереди грузовых автомобилей, обслуживающих погрузочные бункеры непрерывных производств, с учетом специфики элементов технологических маршрутов и режимов работы грузового автотранспорта. Установлены закономерности возникновения очереди под погрузочными бункерами с использованием детерминированных моделей.

**Ключевые слова:** оптимальная длина очереди, детерминированная модель, многоканальная система массового обслуживания, интенсивность потока требований.

**Kravchenko A., Panayotov K. Determine queue length of trucks that service loading bunkers continuous production.**

A solution to the problem of determining the optimal length of the queue of trucks serving the loading bunkers continuous production-specific elements of technological routes and modes of freight transport. The regularities of the queue for loading bunkers using deterministic models.

**Keywords:** optimal length of the queue of trucks, deterministic model, multichannel queuing system, the flow rate requirements.

### АВТОРИ:

**КРАВЧЕНКО Олександр Петрович**, доктор технічних наук, професор, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, завідувач кафедри автоніки та управління на транспорті, e-mail: [avtoap@ukr.net](mailto:avtoap@ukr.net)

**ПАНАЙОТОВ Костянтин Костянтинівич**, здобувач кафедри автоніки та управління на транспорті, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, e-mail: [zskot@yandex.ru](mailto:zskot@yandex.ru)

### АВТОРЫ:

**КРАВЧЕНКО Александр Петрович**, доктор технических наук, профессор, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, заведующий кафедрой автоніки и управления на транспорте, e-mail: [avtoap@ukr.net](mailto:avtoap@ukr.net)

**ПАНАЙОТОВ Константин Константинович**, соискатель кафедры автоніки и управления на транспорте, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, e-mail: [zskot@yandex.ru](mailto:zskot@yandex.ru)



**AUTHORS:**

*KRAVCHENKO Alexander*, Doctor of Science in Technology, Professor, East Ukrainian National University named after Volodymyr Dahl, Head of Avtonika and Transport Management Department, e-mail: [avtoap@ukr.net](mailto:avtoap@ukr.net)

*PANAIOTOV Konstantin*, Competitor of the Department avtoniki and Transport Management, East Ukrainian National University named after Volodymyr Dahl, e-mail: [zzkot@yandex.ru](mailto:zzkot@yandex.ru)

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*РУДЗИНСЬКИЙ В.В.*, доктор технічних наук, професор, Житомирський державний технологічний університет, заведувач кафедри автомобілів і механіки технічних систем, Житомир, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*РУДЗИНСКИЙ В.В.*, доктор технических наук, профессор, Житомирский государственный технологический университет, заведующий кафедрой автомобилей и механики технических систем, Житомир, Украина.

**REVIEWER:**

*V. RUDZINSKII*, Doctor of Science in Technology, Professor, Zhytomyr State Technological University, Head of Car Mechanics and Technical Systems Department, Zhitomir, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 06.09.2014р.

Марчук В.І., Лук'янчук Ю.А.  
*Луцький національний технічний університет*

## ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЯКОСТІ ПОВЕРХОНЬ КОЧЕННЯ КОНІЧНИХ РОЛИКІВ НА ОПЕРАЦІЯХ ПЕРЕРИВЧАСТОГО ШЛІФУВАННЯ

Розглядаються технологічні особливості забезпечення параметрів якості поверхонь кочення на операціях шліфування завдяки використанню прогресивного, переривчастого, шліфувального інструмента (кругів) на операціях чорнового та викінчувального шліфування роликів після їх термічного оброблення, внаслідок чого покращились умови тепло- та стружковідведення від зони різання, що, в свою чергу, дозволило підвищити точність і якість шліфованих поверхонь, знизити температуру різання та збільшити технологічну продуктивність шліфувальних операцій.

**Ключові слова:** конічні ролики, переривчастий шліфувальний інструмент, температура в зоні різання, шорсткість поверхні.

**Постановка проблеми.** У практиці світового машинобудування відбувається постійне підвищення вимог до якості та конкурентоспроможності виробів.

Оскільки, надійність та довговічність машин і механізмів багато в чому визначається надійністю опор кочення, то проблема підвищення експлуатаційних характеристик підшипників кочення, які вирішальним чином залежать від точності геометричної форми і якості робочих поверхонь їх деталей є актуальною і надзвичайно важливою.

**Аналіз останніх досліджень.** Мікро- та макрогеометричні параметри робочих поверхонь роликів підшипників формуються на шліфувальних операціях, число яких складає: три операції до термічного оброблення і сім операцій після загартування. 80% з загального числа шліфувальних операцій оброблення роликів займають безцентрово-шліфувальні операції попереднього та викінчувального шліфування поверхонь обертання. Від рівня вдосконалення цих операцій у великій мірі залежить якість виробів та ефективність підшипникового виробництва [1].

В технологічному циклі виготовлення підшипників провідне місце займають шліфувальні операції оброблення поверхонь кілець та роликів. Якщо процеси виготовлення кілець складаються з операцій лезового та абразивного оброблення, то технологічний процес виготовлення роликів (рис.1) складається з заготівельних операцій та операцій чорнового і чистового шліфування, які виконуються до та після термічного оброблення.

Важливою проблемою, що має місце під час безцентрового шліфування поверхонь обертання роликів з підшипникової сталі ШХ15 є забезпечення мікрогеометричних та фізико-механічних параметрів якості шліфованих поверхонь. Особливої актуальності ця проблема набуває в умовах часто переналагоджувального підшипникового виробництва. Традиційні підходи до виконання безцентрово-шліфувальних операцій в багатьох випадках не забезпечують потрібних показників якості шліфованих поверхонь та ефективності технологічних операцій. Безцентрове шліфування суцільними абразивними кругами супроводжується виникненням температурних дефектів (припалювань) на шліфованих поверхнях, невідповідності параметрів шорсткості та хвилястості поверхонь обертання внаслідок погіршених умов стружко- та тепловідведення в зоні шліфування [2].

**Мета роботи.** Різноманітні деформаційні і термічні процеси, які характерні для процесу шліфування, вимагають створення відповідних механічних і теплофізичних моделей і оптимізацію конструкцій існуючого інструменту або діючого устаткування. Це є обов'язковою умовою досягнення вищої ефективності процесу шліфування, що і є метою даної роботи.

**Основна частина.** В області абразивного оброблення створення й удосконалення інструменту є одним з напрямків розширення технологічних можливостей процесу шліфування. Це вимагає призначення таких режимних параметрів, при яких якість оброблюваної поверхні відповідатиме технічним умовам і при цьому буде забезпечуватись висока продуктивність процесу при мінімальній її собівартості. У цьому зв'язку, для круглого шліфування є актуальною задача розроблення інструмента з переривчастою ріжучою поверхнею для оброблення поверхонь обертання.

Розробив				КАРТА ПЕРЕБІГУ ПРОЦЕСУ		10100.00152											
Перевірив						Аркушів: 1											
Погодив																	
Н.контр.																	
Затвердив																	
		Ролик конічний				RT-32022 X/IIIDB225/VU1006											
Операція	Назва №	Подача металу	Штанування	Галтування	Безцентрово-шліфувальна чорнова	Безцентрово-шліфувальна кінцева	Торце-шліфувальна	Термічна обробка	Безцентрово-шліфувальна чорнова	Безцентрово-шліфувальна попередня	Сферично-шліфувальна чорнова	Безцентрово-шліфувальна чистова	Сферично-шліфувальна кінцева	Безцентрово-шліфувальна чистова	Суперфініш	Сортування	Відправка споживачу
		095	120	160	165	170	190	215	225	235	240	245	255	265	300		
Обладнання		A3723A	HO-103	SASL 200x500	SASL 200x500	3343 АДО	СИЗА6.40 1/3-Б1	SASL K2	SWaAKM 25/1A	SXK 5A	SWaAKM 25/1A	SXK 5A	SWaAKM 25/1A	SZK 2			
Код підрозділу		1500						1220	1500								
Класи характеристик		SC		SC	SC	SC	SC ; CC	SC	SC	SC	SC	SC ; CC	SC ; CC	SC	SC ; CC		
Блок -схема перебігу процесу																	
Схема обробки																	
Умовні позначення	<p>○ - операція    □ - контроль оператором    L - контроль в лабораторії    S - сортування    → - транспортні зв'язки в автоматичній лінії    ⇨ - транспортування    ▷ - зберігання</p>																

Рис. 1. Технологічний процес виготовлення роликів

Як показали дослідження Якімова А.В., Сипайлова В.А. для сталей 45, У8А, Х12М та ін. час теплового насичення, при якому температура, досягнувши максимуму, не піддається подальшій зміні, складає за результатами досліджень приблизно  $T_{нас} \approx 0,01 - 0,02$  с. Це такий проміжок часу, протягом якого температура зростає до максимального значення, порівняємо з періодом обертання шліфувального круга. Якщо на крузі нарізати певне число канавок визначеної протяжності, то час роботи одного ріжучого виступу, буде меншим, ніж час теплового насичення. За цих умов шліфування температура в зоні контакту через переривчастість процесу різання знижується до 30%. Наприклад, якщо період теплового насичення дорівнює періоду обертання круга, то процес шліфування здійснюється з максимальною тепловою напруженістю. Нанесення, наприклад, двадцяти канавок на робочу поверхню круга призводить до пропорційного зменшення цьому числу часу роботи одного ріжучого виступу [3]. Температура за цей період, не досягнувши максимальної величини в інтервалі проходження канавки, знижується.

Встановлено [4, 5], якщо час роботи одного ріжучого виступу є меншим від часу теплового насичення, то незалежно від схеми шліфування й оброблюваного матеріалу переривчастість процесу у всіх випадках забезпечує зменшення температури в зоні контакту.

Однаковий ступінь зниження температури може бути отриманий при різних поєднаннях довжин ріжучих виступів і впадин. Це дозволяє здійснювати вибір геометричних параметрів кругів з переривчастою поверхнею для круглого шліфування не лише з врахуванням теплонапруженості процесу, але й їх зносостійкості.

Температура в зоні контакту шліфувального круга з оброблюваною поверхнею суттєво залежить від швидкості деталі, ширини ріжучого виступу та співвідношення ширини впадини і виступу та повинно бути не більше 0,5 [4]. Для чорнових режимів шліфування рекомендується вибирати круги з мінімальним відношенням  $l_1/l_2$ . Вони забезпечують рівномірне самозаточування і максимальне зниження температури. Для чистового шліфування доцільно вибирати круги з мінімальним відношенням. Кромкостійкість таких кругів не поступається суцільним.

Тому, остаточний вибір геометричних параметрів кругів з переривчастою поверхнею повинен уточнюватися з температурою і вимогами до якості обробленої поверхні.

Ефективність процесу шліфування багато в чому визначається правильністю вибору характеристики інструменту, а це залежить від технологічних вимог, які висуваються до оброблюваних деталей і умов експлуатації інструменту. Тому вибір характеристик інструменту, режимів і параметрів оброблення проводиться з урахуванням факторів, що впливають на якість та продуктивність процесу шліфування.

Для вдосконалення процесу обробки кілець роликотішипників проводять оброблення на токарних верстатах з більшим числом обертів, при цьому кількість шліфувальних операцій зменшується, залишаються лише викінчувальні.

Для вдосконалення процесу обробки роликів неможливо проводити подібні операції, тому модернізація технологічного процесу виготовлення конічних роликів підшипників є актуальною задачею. За основу було взято безцентрово шліфувальний верстат SWaAKM 25/1A (рис.2), робочу зону якого представлено на рис.3.

Застосування переривчастих шліфувальних кругів в технологічному циклі оброблення роликів підшипників є високопродуктивним методом оброблення. Це пояснюється тим, що такі шліфувальні круги можуть працювати при підвищених швидкостях, що дає змогу зменшити силу

різання яка припадає на одиничне зерно абразиву та підвищити зносостійкість такого шліфувального круга, зменшити теплонапруженість процесу різання та уникнути появи припалювань поверхонь, що обробляються, забезпечити задані параметри мікрогеометрії, значно зменшити використання змащувально-охолоджуючої рідини.



Рис. 2. Безцентрово-шліфувальний верстат SWaAKM25/1A для оброблення конічних роликів.



Рис. 3. Робоча зона безцентрово-шліфувального верстату SWaAKM25/1A.

Температуру в зоні шліфування можна знизити, якщо шліфування проводити з певними розривами, причому тривалість різання між цими розривами зробити менше часу теплового насичення металу і за час розриву частково охолодити поверхню. Такий процес можна здійснити кругами які мають на робочій поверхні ряд виступів, що чергуються і впадин певної довжини.

Переривчасті шліфувальні круги характеризуються рядом геометричних та конструктивних параметрів, від величини значень яких буде залежати теплонапруженість процесу різання. До основних геометричних параметрів переривчастого круга можна віднести: кількість пазів, довжина ріжучого виступу та впадини. Конструктивні параметри визначаються формою впадин між ріжучими частинами, наявністю демпфуючих елементів та ін.

Було проведено розрахунок переривчастого шліфувального круга для шліфування поверхні кочення ролика підшипника при режимах:  $v_{кр} = 35 \text{ м/с}$ ,  $t = 0,02 \text{ мм}$ ,  $a = 0,0625 \text{ см}^2/\text{с}$ . Оброблювана деталь: ролик роликопідшипника, матеріал – сталь ШХ15.

Абразивний інструмент: шліфувальний круг 14А8ПСМ7В (500-305-305)

Розміри пазів  $l_1$  та  $l_2$  шліфувального круга підбрано в залежності від необхідного рівня зниження температури в зоні контакту. Як показала практика використання переривчастих шліфувальних кругів на заводах, довжина ріжучого виступу повинна бути більшою за довжину впадини. Рекомендоване значення відношення  $v = l_2/l_1 = (0,6 \dots 1)$ . Крім цього рекомендується вибирати парне число пазів.

Перш за все необхідно визначити відносну напівширину  $H$  джерела. Для цього необхідно знати розмірну напівширину  $h$  зони контакту яка для ролика довжиною  $l = 27 \text{ мм}$  становить  $13,5 \text{ мм}$ .

Тоді:

$$H = \frac{v_{кр} h}{2a} = \frac{35 \cdot 0,135}{2 \cdot 0,0625} = \frac{4,725}{0,125} = 37,8 \text{ мм} \quad (1)$$

По графіку знаходимо значення комплексу  $\frac{v\sqrt{t}}{2\sqrt{a}}$ , яке відповідає  $H=37,8$  і 30% зниженню максимальної температури. Як видно з графіка (рис.4)  $\frac{v\sqrt{t}}{2\sqrt{a}} = 2,7$ .

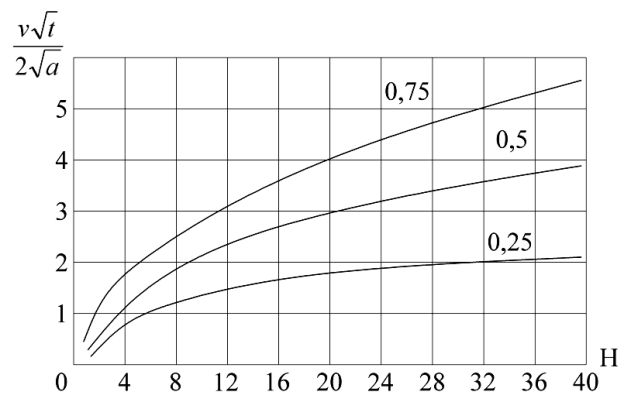


Рис.4. Графік залежності комплексу  $\frac{v\sqrt{t}}{2\sqrt{a}}$  від напівширини теплового джерела  $H$

З умови:  $\frac{v^2 t}{4a} = 7,3$  знаходимо час, для досягнення вказаної температури

$$t = \frac{14,44 \cdot 4 \cdot a}{v^2} = \frac{7,3 \cdot 4 \cdot 0,0625}{4489} = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ c} \quad (2)$$

Знаходимо відповідну довжину ріжучого виступу та впадини:

$$l_1 = v_{кр} \cdot t = 45000 \cdot 4,1 \cdot 10^{-3} = 186 \text{ мм} \quad (3)$$

$$l_2 = v l_1 = 0,067 \cdot 186 = 10 \text{ мм} \quad (4)$$

Розрахунок числа пазів проводимо за наступною залежністю:

$$n = \frac{\pi D_{кр}}{l_1 + l_2} = \frac{3,14 \cdot 500}{186 + 10} = 8 \quad (5)$$

Визначаємо час циклу нагрів-охолодження:

$$t_{н-о} = \frac{l_1 + l_2}{v_{кр}} = \frac{(186 + 10) \cdot 10^{-3}}{35} = 0,0056 \text{ c} \quad (6)$$

Визначаємо час контакту (нагріву):

$$t_n = \frac{l_2}{v_{кр}} = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{35} = 0,00028 \text{ c} \quad (7)$$

Визначаємо кут нахилу канавок шліфувального круга:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{(l_1 + l_2) \cdot z}{\pi \cdot D_{кр}} = \frac{(186 + 10) \cdot 8}{3,14 \cdot 500} \approx 1 \quad \beta = 45^\circ \quad (8)$$

Шліфувальні круги з переривчастою ріжучою поверхнею можна розділити на переривчасті, композиційні та комбіновані. Робоча поверхня переривчастих шліфувальних кругів, розроблених в роботі [5], виконана у вигляді ріжучих виступів і впадин, що чергуються. У композиційних шліфувальних кругах впадини на робочій поверхні круга заповнені твердим мастилом. Комбіновані шліфувальні круги, являють собою поєднання переривчастих і композиційних кругів. У змащувально-охолоджуючих елементах (ЗОЕ) цих кругів перед ріжучими виступами виконані



впадини. Змашувально-охолоджуючі елементи композиційних і комбінованих кругів найчастіше виготовляються з графіту марок ГЛ-І, ГЛ-Н або суміші графіту і дисульфиду молібдену ( $\text{MoS}_2$ ). В якості зв'язки в обох випадках використовуються фенол формальдегідні смоли. Дослідженнями встановлено, що найбільшу міцність (5,5-6МПа) мають ЗОЕ, що складаються з 75% графіту і 25% зв'язуючого матеріалу або 70% графіту, 10%  $\text{MoS}_2$  і 20% зв'язки та отримані пресуванням при тиску 150 МПа.

Шліфувальні круги з переривчастою ріжучою поверхнею діляться на суцільні - з нероз'єднаними з'єднаннями його частин і збірні - з роз'єднаними з'єднаннями.

Наявність вирізів на шліфувальному крузі, утворених під кутом  $\beta$  до осі його обертання сприяють подачі в зону різання потоку повітря під підвищеним тиском. Потужний струмінь повітря видуває стружку із зони різання, пришвидшує процес її окислення та згорання. Окислена стружка стає ламкою, набуває округлену форму, не налипає на поверхню зерен і не проникає в пори круга. Переривчасті шліфувальні круги з похилими ріжучими виступами забезпечують прокачування ЗОР і повітря через прорізи, що дозволяє зменшити теплонапруженість процесу різання. Шліфувальні переривчасті круги можливо виготовляти і з прямими ріжучими виступами в такому випадку для видалення стружки через шпindel верстата в зону різання подається ЗОР під тиском, яка під дією відцентрової сили разом зі стружкою потрапляє в очисні резервуари.

Для дослідження в безцентрово шліфувальному верстаті SWaAKM25/1A було замінено абразивний інструмент на переривчатий шліфувальний круг, в якому прорізано 8 канавок під кутом  $45^\circ$  на спеціальному обладнанні, ведучий барабан виконано у вигляді шнека, та обраховано оптимальний кут нахилу опорного ножа, який становить  $27 \pm 1^\circ$ . (рис.5).

Для дослідження й аналізу геометричної структури поверхонь, а також для визначення параметрів мікрорельєфу формоутворених поверхонь використовувалось сучасне метрологічне устаткування – MEF100C для знаходження профілю доріжки кочення та торця ролика, Surtronic для вимірювання шорсткості доріжки кочення та торця ролика, MWA100C (рис.6) для вимірювання мікрогеометрії доріжки кочення та торця ролика. Температурні показники досліджувались за допомогою використання датчиків температури (термопари типу ХА) та знімались самописцем Н115.

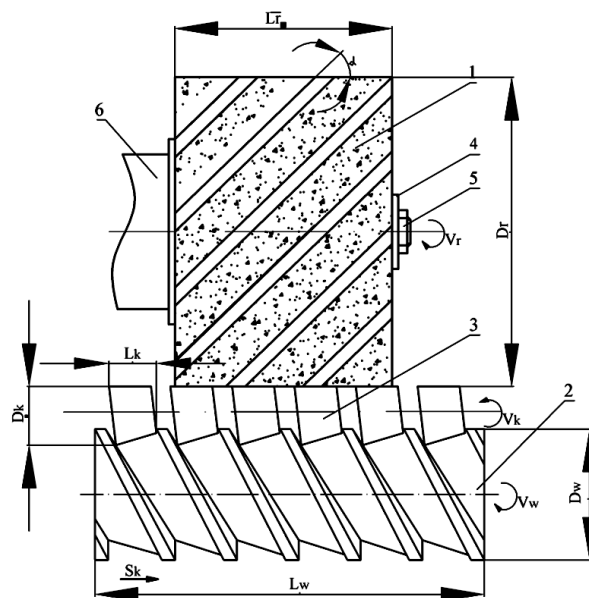


Рис. 5. Схема оброблення поверхні переривчатим кругом

1-шліфувальний круг з похилими канавками; 2- ведучий круг; 3 – ролики, що оброблюються; 4,5,6- елементи шпинделя верстата;  $S_k$  – подача;  $D_k$  – діаметр ролика;  $D_r$  - діаметр шліфувального круга,  $D_w$  – діаметр ведучого круга



Рис. 6. Прилад MWA100C для вимірювання мікрогеометрії доріжки кочення та торця ролика

**Висновки.** Використання переривчастих кругів в процесі шліфування, у порівнянні із використанням суцільного круга, дає змогу покращити шорсткість поверхні  $Ra=0,64-0,8$  мкм, збільшити кромкостійкість шліфувальних кругів у 3–4 рази та знизити температуру в зоні оброблення на 30% в залежності від числа ріжучих виступів.

Причинами виникнення температурних дефектів, таких як зниження мікротвердості та утворення мікротріщин на шліфованих поверхнях під час безцентрового абразивного оброблення, є високі температури в зоні різання ( $1000^{\circ}-1200^{\circ}\text{C}$ ). За рахунок впровадження в технологічний процес виготовлення конічних роликів переривчастого шліфування, температура в зоні різання зменшилась на 30% і становить  $700-900^{\circ}\text{C}$ .

Для забезпечення шорсткості поверхні  $Ra=0,64-0,8$  мкм та кроку нерівностей  $1-1,2$  мкм рекомендується використання переривчастих, шліфувальних кругів з числом канавок  $z=8$  і їх шириною  $7-10$  мм та зернистістю круга 14, оброблення проходило на режимах  $v_b=67$  м/хв,  $S=20$  мм/хід,  $t=0,04$  мм. Температура шліфування переривчастим кругом не перевищує температури фазових перетворень, стійкість круга збільшилась в два рази, а число правок на зміну зменшилось з 4 до 1.

Дослідження показали, що під час переривчастого шліфування стабілізується значення мікротвердості, що знаходилась в межах  $Hv=60\text{Н}/\text{мм}^2$ . Глибина зміненої структури не перевищувала 20 мкм.

Впровадження високопродуктивного бездефектного переривчастого шліфування дало змогу поєднати чорнову і попередню операції в одну напівчистому операцію і тим самим скоротити енерговитрати на 20–25%, зменшити собівартість операцій шліфування на 35%.

1. Рыжов Э.В. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин / Э.В. Рыжов, А.Г. Суслов, В.П. Федоров. – М.: Машиностроение, 1979. – 176 с.

2. Марчук В.І. Вплив параметра хвилястості доріжки кочення на віброакустичні характеристики конічних роликопідшипників / В.І. Марчук, В.Ю. Заблоцький, О.Л. Кайдик // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація : збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – Випуск 13. – С. 112–116.

3. Якимов О.В. Високопродуктивне шліфування / О.В. Якимов, Ф.В. Новиков. – К.: ІНТМ, 1995. – 180с.

4. Сипайлов В.А. Тепловые процессы при шлифовании и управление качеством поверхности / В.А. Сипайлов. – М.: Машиностроение, 1978. – 167с.

5. Якимов А.В. Абразивно-алмазная обработка фасонных поверхностей / А.В. Якимов. – М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.

## REFERENCES

1. Ryzhov E.V., Suslov A.G., Fedorov V.P. *Tekhnologicheskoe obespechenie ekspluatatsionnykh svoystv detaley mashin* [Technological support of operational properties of machine parts]. Moskva, Mashinostroenie, 1979. 176 p.

2. Marchuk V.I., Zablotskiy V.Yu., Kaidyk O.L. Vplyv parametra khvyliystosti dorizhky kochennia na vibroakustychni kharakterystyky konichnykh rolykopydshypnykiv [The impact of waviness parameter of track on vibroacoustic characteristics of conical roller bearings]. *Tekhnika v silskohospodarskomu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia: zbirnyk naukovykh prats Kirovohradskoho derzhavnoho tekhnichnoho universytetu*. Kirovohrad, KDTU Publ., 2003. Vol. 13, pp. 112-116.

3. Yakymov O.V., Novykov F.V. *Vysokoproduktyvne shlifuvannia* [High-performance grinding]. Kyiv: INTM Publ., 1995. 180p.

4. Sipaylov V.A. *Teplovy protsessy pri shlifovanii i upravlenie kachestvom poverkhnosti* [Thermal processes during grinding and surface quality management]. Moscow, Mashinostroenie. 1978. 167p.

5. Yakimov A.V. *Abrazivno-almaznaya obrabotka fasonnykh poverkhnostey* [Abrasive diamond processing of shaped surfaces]. Moscow, Mashinostroenie. 1984. 312p.

**Марчук В.І., Лук'янчук Ю.А. Обеспечение качества поверхностей качения конических роликов на операциях прерывистого шлифования.**

Рассматриваются технологические особенности обеспечения параметров качества поверхностей качения на операциях шлифования благодаря использованию прогрессивного, прерывистого, шлифовального инструмента (кругов) на операциях черного и чистового шлифования роликов после их термической обработки, в результате чего улучшились условия тепло-и стружковидведения от зоны резания, что в свою очередь, позволило повысить точность и качество шлифованных поверхностей, снизить температуру резания и увеличить технологическую производительность шлифовальных операций.

**Ключевые слова:** конические ролики, прерывистый шлифовальный инструмент, температура в зоне резания, шероховатость поверхности.

**V. Marchuk, Y. Lukyanchuk. Providing quality tapered roller bearing surfaces for intermittent grinding operations.**

In the practice of engineering world is a constant increasing demands for quality and competitiveness of products. Since the reliability and durability of machines and mechanisms is largely determined by the reliability of rolling resistance, the problem of improving the performance of bearings which are critically dependent on the geometrical shape and quality of the working surfaces of parts is urgent and critical. Consider technological features ensure the quality parameters of rolling surfaces for grinding operations through the use of progressive, intermittent, grinding tool (circles) in operations and rough grinding rollers after thermal treatment, resulting in improved conditions of heat from the cutting area, which, in its turn, has allowed to increase the accuracy and quality of polished surfaces, reduce the temperature of cutting and increase technological efficiency grinding operations. Using intermittent grinding wheels in the process, compared with the use of a continuous circle, makes it possible to improve the surface roughness of  $Ra = 0,64-0,8 \text{ m}$ , lower the temperature in the area of treatment to 30% depending on the number of cutting performances. Temperature causes of defects, such as reduced microhardness and the formation of cracks on the ground surface during centreless abrasive treatment is high temperature in the cutting zone ( $1000^{\circ}-1200^{\circ}\text{C}$ ). Due to the introduction of technological process of manufacturing tapered roller intermittent grinding, the temperature in the cutting zone decreased by 30% and amounted to  $700-900^{\circ}\text{C}$ . Implementation of defect-free highly intermittent grinding allowed to combine and draft preliminary operations in one napivchystomu operation and thereby reduce energy consumption by 20-25%, reduce the cost of grinding operations by 35%.

**Keywords:** conical rollers intermittent grinding tool, the temperature in the cutting zone, the surface roughness.

**АВТОРИ:**

*МАРЧУК Віктор Іванович*, д.т.н., професор, завідувач кафедри Приладобудування, Луцький національний технічний університет;

*ЛУК'ЯНЧУК Юрій Анатолійович*, к.т.н., ст. викладач кафедри Приладобудування, Луцький національний технічний університет; e-mail: Lukas2287@yandex.ru

**AUTHORS:**

*Viktor MARCHUK*, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of Instrument Making Department, Lutsk National Technical University;

*Yurii LUKYANCHUK*, PhD., Senior Lecturer of Instrument Making Department, Lutsk National Technical University; e-mail: Lukas2287@yandex.ru

**РЕЦЕНЗЕНТ**

*ШВАБЮК В. І.*, д.т.н., професор кафедри технічної механіки, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ**

*ШВАБЮК В. ІІ.*, д.т.н., професор кафедри технічної механіки, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна.

**REVIEWER:**

*V. SHVABIUK*, Doctor of Science in Technology, Professor of Department of Technical Mechanics, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 02.09.2014р.

Марчук В.І., Приступа С.О.  
*Луцький національний технічний університет*

## ДО ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ОПЕРАЦІЙ МЕХАНІЧНОГО ОБРОБЛЕННЯ ЗА ЕНЕРГЕТИЧНИМИ КРИТЕРІЯМИ

В роботі розглядається принципово відмінний від існуючих метод оцінювання ефективності операцій механічного оброблення деталей машин та приладів, що особливо актуально для умов розроблення та впровадження енергозберігаючих технологій. Для дослідження закономірностей пластичного деформування та руйнування металів в процесі механічного оброблення застосовано принципи термодинаміки необоротних процесів, що дозволило сформулювати енергетичні критерії ефективності. Такий метод оцінки процесів механічного оброблення дозволяє оцінити ефективність оброблення, не розглядаючи детально структуру та складну природу механізмів і фізико-хімічних явищ, що відбуваються в реальних матеріалах під час їх деформування та руйнування в процесі механічного оброблення. Це дозволяє аналітично пов'язати продуктивність процесу з параметрами, що характеризують режими та умови формоутворення, а також з властивостями оброблюваного матеріалу.

**Ключові слова:** деформація, енергоємність, ефективність, критерій, продуктивність, стружка, різання.

**Постановка проблеми.** В умовах впровадження та всебічного використання енергозберігаючих технологій виникає необхідність застосування адекватних критеріїв для оцінювання енергетичної ефективності виробничих процесів. Раніше в структурі собівартості майбутнього виробу енергетична складова становила 3-5%, тому зменшенню енергоємності виробництва приділялась недостатня увага. Проте в умовах сучасного виробництва енергетична складова собівартості становить 18-25% і має тенденцію до зростання. Особливо це зростання стосується процесів машинобудівного виробництва, які супроводжуються значним об'ємом механообробних операцій, що пов'язані з процесами різання та деформування металів. В цьому зв'язку, від вирішення проблеми зменшення енергоємності механічного оброблення залежить ефективність машинобудівного виробництва та конкурентоспроможність майбутніх виробів, а методики оцінювання енергоємності процесів набувають особливої актуальності.

**Виклад основного матеріалу.** Механічне оброблення в енергетичному відношенні є надзвичайно неефективним процесом. Однак і тут можна знайти такі параметри оброблення, за яких знімання стружки з заготовки досягатиметься з мінімальними витратами енергії і, отже, мінімальної напруженості зони різання, що сприятливо позначається на роботі інструменту та формуванні фізико-механічного стану поверхневого шару обробленої деталі.

Загальні витрати енергії на фізико-хімічні явища, що супроводжують оброблення різанням, в 8 ... 10 разів і більше перевершують витрати на корисну роботу формування нової поверхні деталі. Надлишок енергії витрачається на пружну і пластичну деформації оброблюваного матеріалу та інструменту, їх взаємне тертя, процеси адгезії і дифузії, створює підвищену динамічну та теплову напруженість зони різання. Тому робота, що витрачається на видалення одного і того ж обсягу стружки, буде залежати як від його властивостей і параметрів режимів оброблення, так і від фізико-хімічних властивостей інструментального матеріалу, часу різання, складу і інтенсивності подачі змащувально-охолоджувальної речовини (ЗОР).

Отже, варіюючи параметрами геометрії інструменту та режимами оброблення, властивостями інструментального матеріалу, складом ЗОР тощо, можна створити такі умови оброблення, за яких одне і те ж хвилинне знімання металу досягатиметься за різних витрат енергії і відповідно різної напруженості зони різання. Такий підхід до оптимізації створює передумови управління навантаженнями на елементи технологічної системи, працездатністю ріжучого інструменту із запобіганням можливих його відмов, точністю і якістю оброблюваної деталі.

Згідно з сучасними уявленнями процеси зміцнення та руйнування, що відбуваються в металах під час механічного оброблення є кінетично необоротними процесами, що не залежать від фізико-хімічної природи металу, його структури, а також умов навантаження. З точки зору кінематики процесу, руйнування твердих тіл умовно розділяють на два періоди. В першому періоді в елементі, що деформується зароджуються та накопичуються різного роду дефекти (вакансії дислокації) [5-7]. Другий період, характеризується накопиченням в локальному

мікрооб'ємі матеріалу критичної густини енергії  $\Delta U_k$  після чого в процесі різання відбувається відділення стружки від заготовки.

Фактично  $\Delta U_k$  це мінімальна кількість енергії, яку необхідно затратити, щоб тим чи іншим способом (відривом, крученням тощо) порушити цілісність матеріалу та отримати нову поверхню. Величина  $\Delta U_k$  визначається властивостями матеріалу, що відповідають, за опір руйнування, початковим рівнем внутрішньої енергії, та геометричним розмірам. Для кількісної оцінки величини  $\Delta U_k$  потрібно враховувати особливості процесу механічного оброблення.

На сьогоднішній день теоретично та експериментально встановлено що процес руйнування матеріалів лезовим і абразивним інструментом є динамічним і супроводжується великими затратами механічної енергії, яка необоротно перетворюється в інші види енергії. Це твердження дозволяє застосовувати закони і принципи термодинаміки необоротних процесів для дослідження закономірностей пластичного деформування та руйнування металів в процесі механічного оброблення [1,8]

В процесі різання в зоні первинної деформації (перед ріжучою кромкою (рис. 1)) і в зоні вторинної деформації (тертя стружки і деталі об передню і задню поверхні інструменту) напруження можуть набувати критичних значень. Ріст внутрішньої енергії  $U_e$ , призводить до утворення в системі різання нових дисипативних структур, які визначають механізм деформації шару металу, що зрізується, вид стружки, стійкість інструменту, якість поверхні і точність оброблення [2].

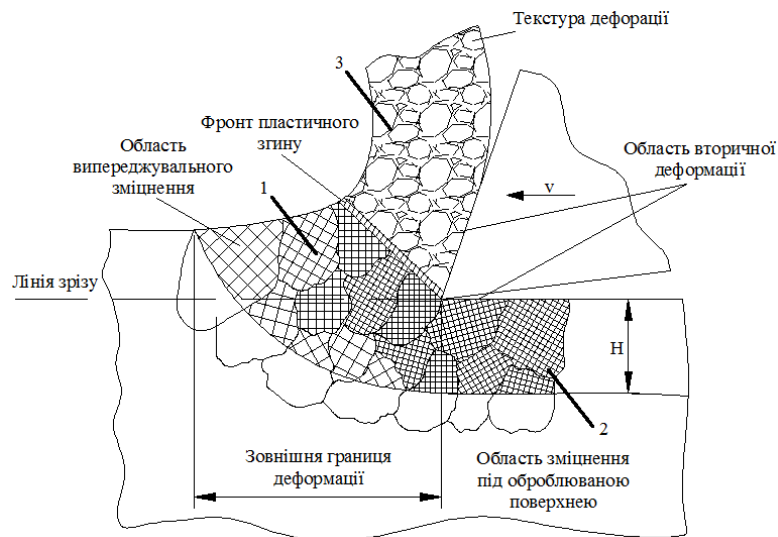


Рис. 1 Схема оброблення деталі різцем:

- 1 – зона деформації металу перед ріжучою кромкою; 2 – зона контакту поверхневого шару деталі із задньою поверхнею інструменту; 3 – зона контакту стружки з передньою поверхнею інструменту.

Оскільки система різання обмінюється тепловою енергією з навколишнім середовищем, тому її слід віднести до термодинамічної нестійкої відкритої системи.

У відповідності з термодинамічною теорією, накопичена в деформованому елементі внутрішня енергія  $\Delta U_B$  визначається сумою двох складових: пружною (потенціальною)  $\Delta U_{II}$  і тепловою (кінетичною)  $U_T$ .

$$\Delta U_B = \Delta U_{II} + U_T. \quad (1)$$

В зв'язку з цим, згідно першого закону термодинаміки — закону перетворення та збереження енергії, процес руйнування та зміцнення, що відбувається під час механічного оброблення можна представити у вигляді системи диференціальних рівнянь:

$$\dot{e} = \dot{U}_{1B} + \dot{U}_{2B\partial} + \dot{U}_{2Bз.г.} + \dot{U}_{2Bн.з.} + \dot{U}_{3Bн.г.} + \dot{U}_{3Bст.} + \dot{U}_{3Bн.ст.} + \sum \bar{q}_B, \quad (2)$$



$$\left. \begin{aligned} \dot{U}_{1B} &= \dot{U}_{1П} + \dot{U}_{2T} \\ \dot{U}_{2B\delta} &= \dot{U}_{2П\delta} + \dot{U}_{2T\delta} \\ \dot{U}_{2Bз.г.} &= \dot{U}_{2Пз.г.} + \dot{U}_{2Tз.г.} \\ \dot{U}_{3Bсм.} &= \dot{U}_{3Псм.} + \dot{U}_{3Tсм.} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\sum \vec{q}_B = \vec{q}_{1B} + \vec{q}_{2B} + \vec{q}_{3B}, \quad (4)$$

де  $\dot{e}$  — питома потужність різання,  $U_{1B}$  — швидкість зміни внутрішньої енергії в об'ємі матеріалу перед ріжучою кромкою (перша зона див. рис. 3.5);  $\dot{U}_{2B\delta}$ ,  $\dot{U}_{2Bз.г.}$  — швидкість зміни внутрішньої енергії в стружці і передній поверхні інструменту (друга зона);  $\dot{U}_{3Bсм.}$ ,  $\dot{U}_{3Bн.ст.}$  — швидкість зміни внутрішньої енергії в стружці і передній поверхні інструменту (третья зона);  $\dot{U}_{2Bз.г.}$  — швидкість зміни енергії повороту субзерен в поверхневому шарі деталі (друга зона);  $\dot{U}_{3Bн.ст.}$  — швидкість зміни енергії повороту субзерен стружки (третья зона)  $\sum \vec{q}_B$  — сумарна швидкість відводу теплової енергії з першої  $\vec{q}_{1B}$ , другої  $\vec{q}_{2B}$  і третьої  $\vec{q}_{3B}$  зон різання.

Система рівнянь (2)-(4), описує складну картину фізичних явищ, що протікають в зоні механічного оброблення деталі. Розділивши ліву і праву частину цих рівностей на питому потужність різання  $\dot{e}$  отримаємо відносне значення термодинамічних параметрів процесу механічного оброблення.

$$\delta_{1B} + \delta_{2B\delta} + \delta_{2Bз.г.} + \delta_{2Bн.з.} + \delta_{3Bн.г.} + \delta_{3Bсм.} + \delta_{3Bн.ст.} + \sum \dot{q}_{qB} = 1, \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} \delta_{1B} &= \delta_{1П} + \delta_{2T} \\ \delta_{2B\delta} &= \delta_{2П\delta} + \delta_{2T\delta} \\ \delta_{2Bз.г.} &= \delta_{2Пз.г.} + \delta_{2Tз.г.} \\ \delta_{3Bсм.} &= \delta_{3Псм.} + \delta_{3Tсм.} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$\sum \vec{\delta}_B = \vec{\delta}_{1B} + \vec{\delta}_{2B} + \vec{\delta}_{3B}, \quad (7)$$

Під час розроблення оптимальної технології необхідно, щоб накопичена внутрішня енергія і її відносна величина в першій і другій зонах різання прямувала до свого оптимального значення, а в третій зоні — до мінімуму. Таке енергетичне співвідношення забезпечить необхідне зміцнення оброблюваної поверхні деталі, мінімальний наклеп стружки та максимальну стійкість інструменту. При цьому необхідно забезпечити максимальний відвід тепла з зони різання  $\sum \vec{q}_B$  за рахунок застосування сучасних типів ЗОР і способів її віддачі.

Як показують експериментальні дослідження енергетичного балансу процесу механооброблення [4] найбільше значення поглинутої енергії  $U_{1B}$  спостерігається в першій зоні різання (рис. 1).

Її відносна величина досягає 25-30%. Накопичення енергії в поверхневому шарі деталі  $U_{2B}$ , інструменті  $\dot{U}_{2Bз.г.}$  та енергетичні затрати на поворот субблоків (зерен)  $\dot{U}_{2Bн.з.}$  протікає менш інтенсивно.

Для забезпечення високої якості оброблюваної поверхні: відсутності структурних змін та термічних тріщин необхідно, щоб сума швидкості відведеної із зони різання теплової енергії  $\sum \vec{q}_B$  і її відносна величина  $\sum \vec{\delta}_B$  були оптимальними для кожного конкретного випадку механічного оброблення.

Енергетичний баланс процесу різання дозволяє запропонувати критерії для оцінки його ефективності.

В якості показника енергетичної ефективності механічного оброблення приймають питому роботу різання  $e$ , роботу, що затрачається на зняття одиниці об'єму матеріалу:

$$e = \frac{A_{\text{різ}}}{V} = \frac{\dot{W}}{\dot{Y}}, \quad (8)$$

де  $A_{\text{різ}}$  — робота різання;  $V$  — об'єм матеріалу, що перетворився в стружку;  $\dot{W}, \dot{Y}$  — потужність та продуктивність процесу механічного оброблення. Питому роботу різання  $e$  не залежить ні від часу оброблення, ні від розмірів і об'єму заготовки. За значенням  $e$  можна порівнювати енергетичну ефективність альтернативних маршрутів оброблення і параметрів окремих операцій.

Величина  $\Delta U_{\kappa}$  характеризує потенційну енергоємність процесу різання. Енергія, що передається, заготовці витрачається на пружнопластичне деформування її поверхневого шару, диспергування, тертя стружки об передню грань і тертя поверхні різання об задню грань інструменту. В цьому зв'язку робота різання  $A_{\text{різ}}$  завжди перевищує  $\Delta U_{\kappa}$ , внаслідок чого:

$$K_{\eta} = \frac{\Delta U_{\kappa}}{A_{\text{різ}}} < 1. \quad (9)$$

Оскільки  $\Delta U_{\kappa}$  характеризує потенційну енергоємність процесу різання, а  $A_{\text{різ}}$  — фактичну, то показник  $K_{\eta}$  показує енергетичну оцінку ефективності механічного оброблення — коефіцієнт корисної дії процесу (операції). Розділивши чисельник і знаменник на об'єм  $V$ , переходимо до питомих значень енергозатрат.

$$K_{\eta} = \frac{\Delta U_{\kappa}}{A_{\text{різ}}} = \frac{\Delta u}{e} < 1, \quad (10)$$

де  $\Delta u$  — питома потенційна енергоємність оброблюваного матеріалу.

Оскільки  $K_{\eta}$  показує енергетичний ККД процесу різання, слід встановити, які складові енергетичного балансу механічного оброблення прийняти за корисну роботу  $\Delta U_{\kappa}$ . Робота різання  $A_{\text{різ}}$ , що затрачається на пружнопластичну деформацію шару металу, що зрізується і утворення поверхонь розподілу в заготовці, трансформується в тепло  $Q$  і у внутрішню енергію  $\Delta U_B$  (інструменту  $\Delta U_{B1}$ , деталі  $\Delta U_{B2}$  і стружки  $\Delta U_{B3}$ ). Енергію  $\Delta U_{\kappa}$  приймаємо рівною критичній питомій роботі деформації  $e_{\text{деф}}$ , що являє добуток дотичних напружень різання в площинах зсуву на величину відносної деформації:  $\varepsilon_{\text{деф}} = \tau \varepsilon$ . Якщо  $\varepsilon = \varepsilon_i \approx 2,5$  дотичне напруження  $\tau$  досягають межі міцності на зсув  $\tau = \tau_p$ , тому:

$$\Delta U_{\kappa} = e_{\text{деф}} = \tau_p \cdot \varepsilon_i \left( 1 - \frac{T_0}{T_s} \right), \quad (11)$$

де  $T_s$  — температура плавлення металу, що обробляється;  $\left( 1 - \frac{T_0}{T_s} \right)$  множник введений для врахування зменшення міцності з підвищенням початкової температури  $T_0$ . Якщо попередній

нагрів відсутній, то  $\left(1 - \frac{T_0}{T_S}\right) \approx 1$ . Рівність (9) з урахуванням (11) і виконанням деяких математичних операцій набуде вигляду:

$$K_\eta = \frac{\tau_p \cdot \varepsilon_i \cdot (T_S - T_0)}{A_{\text{пиз}} T_S}. \quad (12)$$

З підвищення твердості і крихкості оброблюваного матеріалу потенціальна енергія:

$$\Delta U_\kappa = e_{\text{деф}} = \int_0^{\varepsilon_p} \sigma(\varepsilon) d\varepsilon \approx \frac{1}{2} \cdot \sigma_\varepsilon \cdot \delta = \frac{\sigma_\varepsilon^2}{2E}, \quad (13)$$

де  $\delta$  — відносне видовження, виражене в безрозмірних одиницях,  $E$  — модуль пружності. А  $K_\eta$  буде виражатись виразом:

$$K_\eta = \frac{\sigma_\varepsilon^2}{2A_{\text{пиз}} E}. \quad (14)$$

де  $E$  — модуль пружності.

В процесі ідеально крихкого руйнування (абстрактний випадок) пластичне деформування не відбувається зовсім, а стружка піддається значному диспергуванню. В цьому випадку потенціальна енергія  $\Delta U_\kappa$  визначається вільною поверхневою енергією  $\gamma$ .

Згідно термодинамічних уявлень, об'єм матеріалу руйнується, якщо поглинута ним енергія деформування рівна теплоті його плавлення:

$$\Delta U_\kappa = H_T = \int_{T_0}^{T_s} (C_p \rho) dT \approx C_p \rho (T_S - T_0), \quad (15)$$

де  $H_T$  — питома теплота плавлення;  $C_p$  — середня питома вагова теплоємність;  $\rho$  — густина. В цьому випадку  $\Delta U_\kappa = A_{\text{пиз}}$  і відповідно  $K_\eta = 1$ . Використання в якості граничної внутрішньої енергії  $H_T$  ентальпії плавлення дозволяє оцінювати критичну ступінь деформації як концентрацію в локальних об'ємах матеріалу або граничної міцності на зсув, або граничної міцності на розрив. Це означає, що термодинамічну модель (15) можна застосовувати як до квазікрихкого руйнування, що супроводжується утворенням елементної стружки під дією тангенціальних напружень або стружки надлому під дією нормальних напружень, так і для в'язкого руйнування, що супроводжується зливною стружкою і оцінюється дотичним напруженням зсуву.

Таким чином, ККД процесу механічного оброблення показує, яка частка від загальної потужності йде безпосередньо на руйнування матеріалу деталі.

Рівняння (5) з деякими математичними перетвореннями прийме вигляд:

$$K_\eta = 1 - \delta_{2\text{Вд.}} - \delta_{2\text{Вз.г.}} - \delta_{2\text{Вн.з.}} - \delta_{3\text{Вн.г.}} - \delta_{3\text{Всм.}} - \delta_{3\text{Вн.см.}} - \sum \delta_{qB} \quad (16)$$

З рівняння (16) можна зробити висновок, що за постійної потужності оброблення ККД тим вищий, чим менша частина витрачається на зміцнення та розігрів поверхневого шару заготовки. Аналіз рівнянь (9)-(16) показує, що для досягнення максимальної продуктивності процесу механічного оброблення необхідно прагнути до збільшення ККД, що в свою чергу призводить до підвищення продуктивності  $\dot{Y}$  і зменшення машинного часу оброблення конкретної деталі. Збільшення ККД за постійної продуктивності веде до зниження потужності (енергетичних затрат), сили різання і температури в зоні механічного оброблення, що підвищує стійкість інструменту, точність

оброблюваних деталей, а також імовірність утворення припиків та мікротріщин на оброблюваних поверхнях. Підвищити ж продуктивність за  $\dot{W} = const$ , можна за рахунок збільшення початкового рівня внутрішньої енергії в шарі матеріалу, що зрізується. Досягнути цього можна двома шляхами. Підвищення початкового рівня пружної енергії  $U_{\text{по}}$  (попереднім пластичним деформуванням, електрохімічним розчиненням, шару що зрізується, накладанням ультразвукових коливань) або збільшенням початкового рівня теплової складової внутрішньої енергії  $U_{\text{то}}$  (нагрівання шару металу, що зрізується плазмотроном, лазером, електроконтактним методом тощо) [3,6].

Теоретичний аналіз показує, що підхід до процесу різання матеріалів з енергетичної точки зору дозволив запропонувати нові критерії для оцінки ефективності процесу різання, що говорить про універсальність і перспективність енергетичного методу оцінки та прогнозування ефективності механообробних операцій. Якщо показники  $e$  і  $K_{\eta}$  перетворити в цільові функції виду  $e \rightarrow \min$  і  $K_{\eta} \rightarrow 1$ , то їх можна використовувати в якості критеріїв оптимальності в процесі встановлення параметрів енергоекономічного оброблення металів різанням.

Будь-який новий критерій оптимальності повинен відповідати умові мінімальних узагальнених витрат. Тому слід встановити, в якому взаємозв'язку знаходяться запропоновані енергетичні критерії  $e$  і  $K_{\eta}$  з економічними критеріями, прийнятими в машинобудуванні. Серед останніх виділимо: найменші питомі приведені вартісні витрати; максимальну продуктивність; найменший штучний час, що в сукупності визначають собівартість операції.

Критерій найменших питомих приведених вартісних витрат  $S_n$  можна виразити в декількох формах [1]. З дискретним обліком часу

$$S_n = \sum_{\tau=0}^T \left[ \frac{1}{Q_{\tau}} (\varepsilon_n \cdot K_{\tau} + I_{\tau}) (1 + \varepsilon_{nn})^{-\tau} \right] \quad (17)$$

де  $T$  — прийнятий період оцінки в роках;  $\tau$  — інтервал дискретності обліку часу ( $\tau = 0; 1; 2 \dots T$ );  $K_{\tau}; I_{\tau}$  — відповідно капітальні вкладення і експлуатаційні витрати здійснені за період  $\tau$ ;  $Q_{\tau}$  — продуктивність за період  $\tau$ ;  $\varepsilon_n$  — нормативний коефіцієнт капітальних вкладень;  $\varepsilon_{nn}$  — нормативний коефіцієнт для приведення різночасових величин.

Враховуючи, що найважливішими елементами питомих вартісних витрат є експлуатаційні витрати на інструмент, затрати енергії на формоутворення деталі і прямій заробітній платі, вираз для показника  $S_n$  приймає вигляд:

$$S_n = C_a \cdot \Delta q + \frac{B' \cdot N}{Y} + \frac{n_p \cdot T_y}{n_m \cdot Y}, \quad (18)$$

де  $C_a$  — вартість одиниці інструменту;  $\Delta q$  — питомий знос інструменту;  $B'$  — тариф за  $1 \text{ Квт} \cdot \text{год}$  активної енергії;  $N$  — потужність, що витрачається на формоутворення одиниці об'єму деталі;  $Y$  — годинна продуктивність формоутворення;  $T_y$  — годинна ставка робітників;  $n_p$  — число робітників;  $n_m$  — кількість використовуваного однотипного інструменту.

Величини  $C_a, B', T_y, n_p, n_m$  в (18) постійні. Отже, питомі приведені вартісні витрати  $S_n$  залежать від інтенсивності зносу інструменту  $\Delta q$ , потужності  $N$  і продуктивності  $Y$ , які, в свою чергу, визначаються режимами формоутворення. Беручи до уваги (8), другий доданок в (18) виражає питому роботу різання  $e$ . Показник  $S_n$  можна розглядати як узагальнений, а  $e$  — як частинний критерій оптимальності параметрів оброблення. Отже, умова  $e \rightarrow \min$  відповідає вимогам економічної ефективності, у зв'язку з чим розробка і впровадження оптимізаційних алгоритмів на базі енергетичних критеріїв правомірні.

Згідно (8), зниження питомої роботи різання сприяє збільшенню продуктивності  $Y$ . Отже, мінімізація енерговитрат відповідає ще одному техніко-економічному критерію — найменшому штучному часу.

На відміну від останнього, показник  $e$  характеризує не тільки інтенсивність стружкоутворення, а й енергетичні витрати, що її забезпечують. Для оцінки ефективності технологічного маршруту, операції, переходу або робочого ходу питому роботу різання  $e$  слід зіставити зі стаціонарними енергетичними факторами процесу оброблення, — наприклад, з питомою потенційною енергоємністю конструкційного матеріалу  $\Delta u$ . Під час складання цільової функції  $K_n \rightarrow 1$ , до розгляд буде включено більше число параметрів, ніж за умови  $e \rightarrow \min$ , що підвищить якість оптимізації. Оскільки показник  $K_n$  показує енергетичний ККД процесу різання, він є інтегральним критерієм енергетичної ефективності лезового оброблення.

**Висновок.** Викладений енергетичний підхід до оцінки та прогнозування ефективності процесів механічного оброблення металів дозволяє аналітично пов'язати продуктивність процесу з параметрами, що характеризують режими та умови оброблення, а також з енергетичними характеристиками, що відображають властивості оброблюваного матеріалу. Такий метод оцінки процесів механічного оброблення дозволяє оцінити ефективність оброблення, не розглядаючи детально структуру та складну природу механізмів і фізико-хімічних явищ, що відбуваються в реальних матеріалах під час їх деформування та руйнування в процесі механічного оброблення.

1. Великанов К. М., Новожилов В. И. Экономические режимы резания металлов. — М.: Металлургия, 1984. — 280 с.
2. Игумнов Б.Н. Расчет оптимальных режимов обработки для станков и автоматических линий. — М.: Машиностроение, 1974. — 198с.
3. Інженерія поверхні: Підручник/ К.А. Ющенко, Ю.С. Борисов, В.Д. Кузнецов, В.М. Корж; К. — «Наукова думка», 2007.-559с.
4. Макаров А.Д. Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение, 1976.— 278 с.
5. Старков В.К. Физика и оптимизация резания металлов// М.: Машиностроение 2009г. 640с.
6. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки: Підручник. — Житомир: ТІТІ, 2001. — 612с.
7. Чепенко В.Л. Оптимизация режимов резания на станках с ЧПУ. — М.: ЦНИИ И ТЭАНТ, 1981. — 60с.
8. Ящерицин П.И. Основы резания материалов и режущий инструмент /П.И. Ящерицин, М.Л. Еременко, П.И. Жигало. - Минск. Вышэйш школа, 1975. -528 с.

## REFERENCES

1. Velikanov K. M., Novozhilov V. I. *Ekonomicheskie rezhimy rezaniya metallov* [Economical modes of metal cutting]. Moscow, Metallurgiya. 1984. 280 p.
2. Igumnov B.N. *Raschet optimal'nykh rezhimov obrabotki dlya stankov i avtomaticheskikh liniy* [Calculation of the optimal processing modes for machine tools and automatic lines]. Moscow, Mashinostroenie. 1974. 198 p.
3. Yushchenko K.A., Borysov Yu.S., Kuznetsov V.D., Korzh V.M. *Inzheneriia poverkhni* [Surface Engineering]. Kyiv, «Naukova dumka» Publ. 2007. 559 p.
4. Makarov A.D. *Optimizatsiya protsessov rezaniya* [Optimization of cutting processes]. Moscow, Mashinostroenie. 1976. 278 p.
5. Starkov V.K. *Fizika i optimizatsiya rezaniya metallov* [Physics and optimization of metal cutting]. Moscow, Mashinostroenie. 2009. 640 p.
6. Strutynskiy V.B. *Matematychni modeliuvannia protsesiv ta system mekhaniky* [Mathematical modeling of processes and systems of mechanics]. Zhytomyr, TITI Publ. 2001. 612p.
7. Chepenko V.L. *Optimizatsiya rezhimov rezaniya na stankakh s CNC* [Optimization of cutting on CNC machines]. Moscow, TsNII I TEANT Publ., 1981. 60 p.
8. Yashcheritsin P.I., Eremenko M.L., Zhigalo P.I. *Osnovy rezaniya materialov i rezhushchiy instrument* [Fundamentals of cutting of materials and cutting tools]. Minsk. Vysheyschaya shkola Publ., 1975. 528 p.

**Марчук В.І., Приступа С.А.** К оценке эффективности операций механической обработки по энергетическим критериям. В работе рассматривается принципиально отличный от существующих методик оценки эффективности операций механической обработки деталей машин и приборов, что особенно актуально для условий разработки и внедрения энергосберегающих технологий. Для исследования закономерностей деформирования и разрушения металлов в процессе механической обработки применены принципы термодинамики необратимых процессов, что позволило сформулировать энергетические критерии эффективности. Такой метод оценки процессов механической обработки позволяет оценить эффективность обработки, не рассматривая подробно структуру и сложную природу механизмов и физико-химических явлений, происходящих в реальных материалах при их деформации и разрушении в процессе механической обработки. Это позволяет аналитически связать производительность процесса с параметрами, характеризующими режимы и условия формообразования, а также со свойствами обрабатываемого материала.

**Ключевые слова:** деформация, энергоёмкость, эффективность, критерий, производительность, стружка, резания.



**V. Marchuk, S. Prystupa. To assess the effectiveness of machining operations on energy criteria.** In this paper we consider a fundamentally different from the existing methodologies for assessing the effectiveness of machining operations, machine parts and equipment, which is particularly important for the development and implementation of environment-saving technologies. To study the patterns of deformation and fracture of metals during machining applied the principles of thermodynamics of irreversible processes that led to the formulation of energy efficiency criteria. This method of evaluating machining processes to evaluate the effectiveness of treatment, without considering in detail the structure and the complex nature of the mechanisms physical and chemical phenomena occurring in real materials in the deformation and fracture during machining. This allows the analytical performance of the process relate to the parameters characterizing the mode and conditions of formation, as well as the properties of the processed material.

**Keywords:** deformation, energy consumption, efficiency, test, performance, shaving, cutting.

**АВТОРИ:**

*МАРЧУК Віктор Іванович*, д.т.н., професор, завідувач кафедри Приладобудування, Луцький національний технічний університет;

*ПРИСТУПА Станіслав Олексійович*, аспірант кафедри Приладобудування, Луцький національний технічний університет; e-mail: slavik.prystupa@gmail.com

**AUTHORS:**

*Viktor MARCHUK*, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of Instrument Making Department, Lutsk National Technical University;

*Stanislav PRYSTUPA*, Postgraduate Student of Instrument Making Department, Lutsk National Technical University; e-mail: Lukas2287@yandex.ru

**РЕЦЕНЗЕНТ**

*ШВАБЮК В. І.*, д.т.н., професор кафедри технічної механіки, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ**

*ШВАБЮК В. ІІ.*, д.т.н., професор кафедри технической механики, Луцкий национальный технический университет, Луцк, Украина.

**REVIEWER:**

*V. SHVABIUK*, Doctor of Science in Technology, Professor of Department of Technical Mechanics, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 05.09.2014р.

Плоский В.О., Скочко В.І.

*Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури***ПОБУДОВА ДИСКРЕТНИХ КАРКАСІВ ПОВЕРХОНЬ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ РІВНЯНЬ ПАРАМЕТРІВ СТАНУ ТА ПОЛОЖЕННЯ В'ЯЗЕЙ СІТЧАСТИХ СТРУКТУР**

В роботі продемонстровано принцип застосування математичного алгоритму системного управління параметрами зв'язків між вузлами сітчастих структур, що передбачає використання рівнянь параметрів стану та положення їхніх в'язей, на прикладі побудови фрагменту дискретного каркасу поверхні.

**Ключові слова:**

**Постановка проблеми.** Одним із найбільш розповсюджених напрямків моделювання геометричних образів є дискретне геометричне моделювання. На сьогоднішній день широкого застосування набули математичні моделі сітчастих структур, що інтерпретують поведінку ідеалізованих механічних систем стрижневого або вантового типів під дією зовнішніх навантажень. Стан таких структур повністю описується рівняннями стану статичної рівноваги їх вузлів. Результуюча (бажана) форма модельованого геометричного об'єкту може бути одержана шляхом підбору таких вузлових зовнішніх навантажень та жорсткісних параметрів в'язей моделі, що максимально задовільняють вимогам до цієї форми. Найчастіше в якості параметрів варіювання використовуються лише зовнішні навантаження, а однією з причин цьому слугує відсутність єдиного підходу до підбору шуканих параметрів в'язей моделі.

Один із способів вирішення зазначеної проблеми можна продемонструвати на прикладі побудови дискретного каркасу поверхні, заданої відомою функцією. Дана задача є актуальною та важливою, оскільки відноситься до питань візуалізації геометричних об'єктів у середовищі програм комп'ютерної математики.

**Формулювання цілей та завдання публікації.** Метою даної роботи є практична демонстрація можливості досягнення бажаної форми дискретно представлені поверхні шляхом комплексного системного управління параметрами її в'язей в просторі.

**Аналіз основних досліджень.** Для вирішення поставленої мети скористаємося математичним алгоритмом управління формою моделі сітчастої структури, викладеної у праці [3]. Даний алгоритм передбачає поетапне системне коригування параметрів жорсткості в'язей досліджуваної сітчастої структури (дискретного образу), всі вільні вузли якої перебувають під дією векторного поля зовнішнього впливу  $\mathfrak{F}$ , шляхом поступової заміни поточних величин скалярного потенціалу  $\varphi$  даного поля у вузлах моделі на бажані (заздалегідь встановлені) величини.

Загалом вище згаданий алгоритм можна звести до послідовного повторення ітераційних циклів, кожен із яких здійснюється до моменту досягнення встановлених похибок числення та в матричній формі має наступний вигляд:

$$\begin{cases} [s^p] = [N^{p-1}]^{-1} \cdot (-[g^{p-1}] - [\mathfrak{F}^p]), \\ \{N^p\} = [(\delta^p)^2]^{-1} \cdot (\{\varphi'^p\} - \{\varphi^p\} + [(\delta^p)^2] \cdot \{N^{p-1}\}). \end{cases} \quad (1)$$

Тут:  $[s]$ ,  $[g]$  та  $[\mathfrak{F}]$  – матриці координат, крайових умов та зовнішніх впливів відповідно (розмірністю  $k \times 3$ );  $[N]$  – матриця параметрів жорсткості стрижневої структури (розмірністю  $k \times k$ ), що характеризує топологію останньої;  $k$  – кількість вільних вузлів моделі.  $\{N\}$  – вектор-стовпець параметрів жорсткості сітчастої структури, який містить параметри жорсткості всіх в'язей моделі;  $\{\varphi\}$  та  $\{\varphi'\}$  – вектор-стовпці реальних та бажаних (відповідно) показників вузлових скалярних потенціалів;  $\{B\}$  – вектор-стовпець операційних констант, які є наслідками побудови параметричних рівнянь стану в'язей моделі;  $[\delta^2]$  – матриця геометричних параметрів стрижневої

структури (розмірністю  $h \times h$ );  $p$  – індекс, що відповідає порядковому номеру циклу корегування моделі.

Перша тотожність представляє собою розв'язання нелінійної в загальному випадку системи рівнянь рівноваги вузлів моделі сітчастої структури під дією поля  $\bar{\mathfrak{F}}$  шляхом внутрішнього (проміжного) ітераційного числення. Друга тотожність – це розв'язання системи параметричних рівнянь стану в'язей моделі відносно параметрів жорсткості із урахуванням корегування величин потенціалів на поточному  $p$ -му кроці формування дискретного образу.

Рівняння рівноваги деякого  $i$ -го вузла сітчастої структури, що сполучається з  $n$  іншими вільними вузлами має вигляд:

$$\sum_{j=1}^n (s_j - s_i) \cdot \aleph_{i,j} + \mathfrak{F}_{s_i} = 0, \quad (2)$$

де  $s$  – узагальнене позначення координат вузлів;  $\aleph_{i,j}$  – параметр жорсткості в'язі, що сполучає  $i$ -й та  $j$ -й вузли;  $\mathfrak{F}_{s_i}$  – позначення проекцій вектора зовнішнього впливу в  $i$ -му вузлі моделі.

Найпростіші за формою запису параметричні рівняння деяких в'язей  $S_a S_b$ , що сполучає незафіксовані  $a$ -й та  $b$ -й вузли сітчастої структури та перебуває у стані статичної рівноваги під дією зовнішніх зусиль  $\bar{\mathfrak{F}}_a$  та  $\bar{\mathfrak{F}}_b$ , а також в'язі  $S_a S_{ref}$ , що з'єднує вільний  $a$ -й вузол та опорний  $ref$ -й вузол (від англ.: *reference point* – базова точка) й є зваженим під дією зовнішнього зусилля  $\bar{\mathfrak{F}}_a$  та реакції опори  $\bar{R}_{ref}$ , відповідно мають наступну форму [2]:

$$\sum_{i=1}^{m-1} \delta_{a,i}^2 \cdot \aleph_{a,i} + \chi \cdot \delta_{a,b}^2 \cdot \aleph_{a,b} + \sum_{j=1}^{n-1} \delta_{b,j}^2 \cdot \aleph_{b,j} - (\varphi_a + \varphi_b) + B_{a,b} = 0, \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & \sum_{i=1}^{m-1} \delta_{a,i}^2 \cdot \aleph_{a,i} + \chi \cdot \delta_{a,ref}^2 \cdot \aleph_{a,ref} + \\ & + \left( R_{x_{ref}} \cdot x_{ref} + R_{y_{ref}} \cdot y_{ref} + R_{z_{ref}} \cdot z_{ref} \right) - \varphi_a + B_{a,ref} = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Тут:  $\delta_{i,j}$ , та  $\aleph_{i,j}$  – довжина в'язі між  $i$ -м та  $j$ -м вузлами та параметр її жорсткості;  $\varphi_i$  – функція скалярного потенціалу векторного поля впливу в  $i$ -му вузлі;  $m$  та  $n$  – кількість вузлів суміжних із  $a$ -м та  $b$ -м вузлами відповідно;  $R_{s_{ref}}$  – узагальнене позначення величини зусилля у опорному вузлі;  $B_{i,j}$  – константа, що є сумарним результатом побудови рівнянь типу (3) та (4) [2];  $\chi$  – деяке невід'ємне число.

**Основна частина.** Отже, задаймося функцією деякої поверхні у неявній формі:

$$\zeta(x, y, z) = C, \quad (5)$$

де  $C$  – деяка константа.

Приведення саме до такої форми необхідне для того, щоб виокремити із множини екіпотенціальних поверхонь, утворених функцією  $\zeta(x,y,z)$ , саме ту поверхню, фрагмент якої у дискретній формі буде віднайдено в процесі моделювання. Окрім того така форма дозволяє виокремити саму функцію скалярного поля  $\varphi$ , що відповідає функції  $\zeta(x,y,z)$ , тобто:

$$\varphi = \varphi(x, y, z) = \zeta(x, y, z). \quad (6)$$

Задамо елементарний фрагмент двовимірної регулярної сітки II-го типу з 4-ма вільними та 8-ма базовими вузлами. Останні представлятимуть собою опорний контур  $i$ , з математичної точки зору, крайові умови задачі. Топологічну схему із розмірами в'язей сітки (крок вузлів сітки у початковому – ненавантаженому – стані відповідає 1 умовній одиниці) та позначенням вузлів

представлено на рисунку 1.

Проекції векторів поля зовнішнього впливу  $\bar{\mathfrak{S}}$ , що діятиме на вільні вузли дискретної моделі, у відповідності до [1] визначатимуться як векторні компоненти градієнта поля скалярного потенціалу  $\varphi$ :

$$\mathfrak{S}_{s_i} = \partial\varphi_i / \partial s_i. \quad (7)$$

В якості функції потенціалу оберемо математичну функцію, що описує характер розподілу потенціалу електростатичного поля напруженості у просторі від точкового заряду величиною  $q$ . Дана функція для деякої  $i$ -ї точки простору має вигляд:

$$\varphi_i = q / \left( (x_q - x_i)^2 + (y_q - y_i)^2 + (z_q - z_i)^2 \right)^{1/2} = q / l_{q,i}, \quad (8)$$

де  $x_q, y_q$  та  $z_q$  – координати точкового заряду у просторі, а  $l_{q,i}$  – відстань від точкового заряду до  $i$ -ї точки простору (в нашому випадку до вузла).

Відповідно до системи (7) величини проекцій вектору зовнішнього впливу в деякій  $i$ -й точці простору становитимуть:

$$\mathfrak{S}_{s_i} = \partial\varphi_i / \partial s_i = q \cdot (s_q - s_i) / l_{q,i}^3. \quad (9)$$

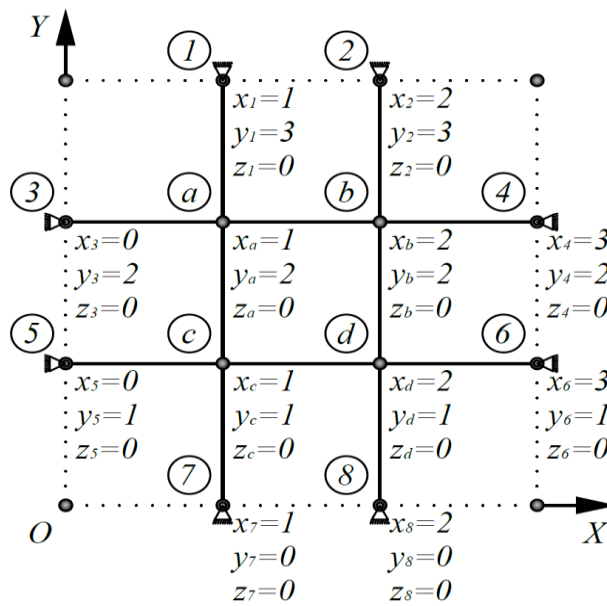


Рис. 1. Топологічна схема дискретної моделі з координатами вузлів  
● та ▲ – позначення вільних та базових вузлів сіток; ..... – ребра, показані умовно

Користуючись топологічною схемою на рисунку 1, побудуємо системи рівнянь двох типів:

1) рівноваги типу (2) для вільних вузлів моделі:

$$-\left(\mathfrak{N}_{a,1} + \mathfrak{N}_{a,3} + \mathfrak{N}_{a,b} + \mathfrak{N}_{a,c}\right) \cdot s_a + \mathfrak{N}_{a,1} \cdot s_1 + \mathfrak{N}_{a,3} \cdot s_3 + \mathfrak{N}_{a,b} \cdot s_b + \mathfrak{N}_{a,c} \cdot s_c + \mathfrak{S}_{s_a} = 0, \quad (10)$$

$$-\left(\mathfrak{N}_{b,2} + \mathfrak{N}_{b,a} + \mathfrak{N}_{b,4} + \mathfrak{N}_{b,d}\right) \cdot s_b + \mathfrak{N}_{b,2} \cdot s_2 + \mathfrak{N}_{b,a} \cdot s_a + \mathfrak{N}_{b,4} \cdot s_4 + \mathfrak{N}_{b,d} \cdot s_d + \mathfrak{S}_{s_b} = 0, \quad (11)$$

$$-\left(\mathfrak{N}_{c,a} + \mathfrak{N}_{c,5} + \mathfrak{N}_{c,d} + \mathfrak{N}_{c,7}\right) \cdot s_c + \mathfrak{N}_{c,a} \cdot s_a + \mathfrak{N}_{c,5} \cdot s_5 + \mathfrak{N}_{c,d} \cdot s_d + \mathfrak{N}_{c,7} \cdot s_7 + \mathfrak{S}_{s_c} = 0, \quad (12)$$

$$-\left(\mathfrak{N}_{d,b} + \mathfrak{N}_{d,c} + \mathfrak{N}_{d,6} + \mathfrak{N}_{d,8}\right) \cdot s_d + \mathfrak{N}_{d,b} \cdot s_b + \mathfrak{N}_{d,c} \cdot s_c + \mathfrak{N}_{d,6} \cdot s_6 + \mathfrak{N}_{d,8} \cdot s_8 + \mathfrak{S}_{s_d} = 0; \quad (13)$$

2) систему параметричних рівняння типу (3) і (4) для усіх в'язей сітчастої структури:

$$\begin{aligned} & \chi \cdot \delta_{a,1}^2 \cdot \aleph_{a,1} + \delta_{a,3}^2 \cdot \aleph_{a,3} + \delta_{a,b}^2 \cdot \aleph_{a,b} + \delta_{a,c}^2 \cdot \aleph_{a,c} + \\ & + \left( R_{x1} \cdot x_1 + R_{y1} \cdot y_1 + R_{z1} \cdot z_1 \right) - \varphi_a + B_{a,1} = 0, \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} & \chi \cdot \delta_{b,2}^2 \cdot \aleph_{b,2} + \delta_{b,a}^2 \cdot \aleph_{b,a} + \delta_{b,4}^2 \cdot \aleph_{b,4} + \delta_{b,d}^2 \cdot \aleph_{b,d} + \\ & + \left( R_{x2} \cdot x_2 + R_{y2} \cdot y_2 + R_{z2} \cdot z_2 \right) - \varphi_b + B_{b,2} = 0, \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} & \chi \cdot \delta_{a,3}^2 \cdot \aleph_{a,3} + \delta_{a,1}^2 \cdot \aleph_{a,1} + \delta_{a,b}^2 \cdot \aleph_{a,b} + \delta_{a,c}^2 \cdot \aleph_{a,c} + \\ & + \left( R_{x3} \cdot x_3 + R_{y3} \cdot y_3 + R_{z3} \cdot z_3 \right) - \varphi_a + B_{a,3} = 0, \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} & \chi \cdot \delta_{a,b}^2 \cdot \aleph_{a,b} + \delta_{a,1}^2 \cdot \aleph_{a,1} + \delta_{a,3}^2 \cdot \aleph_{a,3} + \delta_{a,c}^2 \cdot \aleph_{a,c} + \\ & + \delta_{b,2}^2 \cdot \aleph_{b,2} + \delta_{b,4}^2 \cdot \aleph_{b,4} + \delta_{b,d}^2 \cdot \aleph_{b,d} - (\varphi_a + \varphi_b) + B_{a,b} = 0, \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} & \chi \cdot \delta_{b,4}^2 \cdot \aleph_{b,4} + \delta_{b,2}^2 \cdot \aleph_{b,2} + \delta_{b,a}^2 \cdot \aleph_{b,a} + \delta_{b,d}^2 \cdot \aleph_{b,d} + \\ & + \left( R_{x4} \cdot x_4 + R_{y4} \cdot y_4 + R_{z4} \cdot z_4 \right) - \varphi_b + B_{b,4} = 0, \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} & \chi \cdot \delta_{a,c}^2 \cdot \aleph_{a,c} + \delta_{a,1}^2 \cdot \aleph_{a,1} + \delta_{a,3}^2 \cdot \aleph_{a,3} + \delta_{a,b}^2 \cdot \aleph_{a,b} + \\ & + \delta_{c,5}^2 \cdot \aleph_{c,5} + \delta_{c,d}^2 \cdot \aleph_{c,d} + \delta_{c,7}^2 \cdot \aleph_{c,7} - (\varphi_a + \varphi_c) + B_{a,c} = 0, \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} & \chi \cdot \delta_{b,d}^2 \cdot \aleph_{b,d} + \delta_{b,2}^2 \cdot \aleph_{b,2} + \delta_{a,b}^2 \cdot \aleph_{a,b} + \delta_{b,4}^2 \cdot \aleph_{b,4} + \\ & + \delta_{d,c}^2 \cdot \aleph_{d,c} + \delta_{d,6}^2 \cdot \aleph_{d,6} + \delta_{d,8}^2 \cdot \aleph_{d,8} - (\varphi_b + \varphi_d) + B_{b,d} = 0, \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} & \chi \cdot \delta_{c,5}^2 \cdot \aleph_{c,5} + \delta_{c,a}^2 \cdot \aleph_{c,a} + \delta_{c,d}^2 \cdot \aleph_{c,d} + \delta_{c,7}^2 \cdot \aleph_{c,7} + \\ & + \left( R_{x5} \cdot x_5 + R_{y5} \cdot y_5 + R_{z5} \cdot z_5 \right) - \varphi_c + B_{c,5} = 0, \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} & \chi \cdot \delta_{c,d}^2 \cdot \aleph_{c,d} + \delta_{c,a}^2 \cdot \aleph_{c,a} + \delta_{c,5}^2 \cdot \aleph_{c,5} + \delta_{c,7}^2 \cdot \aleph_{c,7} + \\ & + \delta_{d,b}^2 \cdot \aleph_{d,b} + \delta_{d,6}^2 \cdot \aleph_{d,6} + \delta_{d,8}^2 \cdot \aleph_{d,8} - (\varphi_c + \varphi_d) + B_{c,d} = 0, \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} & \chi \cdot \delta_{d,6}^2 \cdot \aleph_{d,6} + \delta_{d,b}^2 \cdot \aleph_{d,b} + \delta_{d,c}^2 \cdot \aleph_{d,c} + \delta_{d,8}^2 \cdot \aleph_{d,8} + \\ & + \left( R_{x6} \cdot x_6 + R_{y6} \cdot y_6 + R_{z6} \cdot z_6 \right) - \varphi_d + B_{d,6} = 0, \end{aligned} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} & \chi \cdot \delta_{c,7}^2 \cdot \aleph_{c,7} + \delta_{c,a}^2 \cdot \aleph_{c,a} + \delta_{c,5}^2 \cdot \aleph_{c,5} + \delta_{c,d}^2 \cdot \aleph_{c,d} + \\ & + \left( R_{x7} \cdot x_7 + R_{y7} \cdot y_7 + R_{z7} \cdot z_7 \right) - \varphi_c + B_{c,7} = 0, \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} & \chi \cdot \delta_{d,8}^2 \cdot \aleph_{d,8} + \delta_{d,b}^2 \cdot \aleph_{d,b} + \delta_{d,c}^2 \cdot \aleph_{d,c} + \delta_{d,6}^2 \cdot \aleph_{d,6} + \\ & + \left( R_{x8} \cdot x_8 + R_{y8} \cdot y_8 + R_{z8} \cdot z_8 \right) - \varphi_d + B_{d,8} = 0. \end{aligned} \quad (25)$$

Пам'ятаючи, що системи рівнянь (10) – (13) та (14) – (25) мають бути багаторазово розв'язані в процесі відтворення циклів ітераційного числення, використаємо ці системи для запису компонентів тотожностей (1) із урахуванням поетапності їх визначення (вказуючи порядкові індекси).

З системи (10) – (13) визначимо компоненти  $[s^p]$ ,  $[g^{p-1}]$ ,  $[\aleph^p]$  та  $[\aleph^{p-1}]$ :

$$[s^p] = [X^p \quad Y^p \quad Z^p], \quad (26)$$

де  $\{X^p\}$ ,  $\{Y^p\}$  та  $\{Z^p\}$  – вектор-стовпці координат вузлів, що мають вид:



$$\{X^p\}^T = [x_a^p \quad x_b^p \quad x_c^p \quad x_d^p], \quad (27)$$

$$\{Y^p\}^T = [y_a^p \quad y_b^p \quad y_c^p \quad y_d^p], \quad (28)$$

$$\{Z^p\}^T = [z_a^p \quad z_b^p \quad z_c^p \quad z_d^p]; \quad (29)$$

$$[g^{p-1}] = [g_x^{p-1} \quad g_y^{p-1} \quad g_z^{p-1}], \quad (30)$$

де  $\{g_x^{p-1}\}$ ,  $\{g_y^{p-1}\}$  та  $\{g_z^{p-1}\}$  – вектор-стовпці крайових умов, що мають вид:

$$\begin{aligned} \{g_x^{p-1}\}^T &= [\aleph_{a,1}^{p-1} \cdot x_1 + \aleph_{a,3}^{p-1} \cdot x_3 \quad \aleph_{b,2}^{p-1} \cdot x_2 + \aleph_{b,4}^{p-1} \cdot x_4 \quad \rightarrow \\ &\rightarrow \aleph_{c,5}^{p-1} \cdot x_5 + \aleph_{c,7}^{p-1} \cdot x_7 \quad \aleph_{d,6}^{p-1} \cdot x_6 + \aleph_{d,8}^{p-1} \cdot x_8], \end{aligned} \quad (31)$$

$$\begin{aligned} \{g_y^{p-1}\}^T &= [\aleph_{a,1}^{p-1} \cdot y_1 + \aleph_{a,3}^{p-1} \cdot y_3 \quad \aleph_{b,2}^{p-1} \cdot y_2 + \aleph_{b,4}^{p-1} \cdot y_4 \quad \rightarrow \\ &\rightarrow \aleph_{c,5}^{p-1} \cdot y_5 + \aleph_{c,7}^{p-1} \cdot y_7 \quad \aleph_{d,6}^{p-1} \cdot y_6 + \aleph_{d,8}^{p-1} \cdot y_8], \end{aligned} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \{g_z^{p-1}\}^T &= [\aleph_{a,1}^{p-1} \cdot z_1 + \aleph_{a,3}^{p-1} \cdot z_3 \quad \aleph_{b,2}^{p-1} \cdot z_2 + \aleph_{b,4}^{p-1} \cdot z_4 \quad \rightarrow \\ &\rightarrow \aleph_{c,5}^{p-1} \cdot z_5 + \aleph_{c,7}^{p-1} \cdot z_7 \quad \aleph_{d,6}^{p-1} \cdot z_6 + \aleph_{d,8}^{p-1} \cdot z_8]; \end{aligned} \quad (33)$$

$$[\mathfrak{I}^p] = [\mathfrak{I}_x^p \quad \mathfrak{I}_y^p \quad \mathfrak{I}_z^p], \quad (34)$$

де  $\{\mathfrak{I}_x^p\}$ ,  $\{\mathfrak{I}_y^p\}$  та  $\{\mathfrak{I}_z^p\}$  – вектор-стовпці компонентів зовнішніх впливів, що мають вид:

$$\{\mathfrak{I}_x^p\}^T = [\mathfrak{I}_{x_a}^p \quad \mathfrak{I}_{x_b}^p \quad \mathfrak{I}_{x_c}^p \quad \mathfrak{I}_{x_d}^p], \quad (35)$$

$$\{\mathfrak{I}_y^p\}^T = [\mathfrak{I}_{y_a}^p \quad \mathfrak{I}_{y_b}^p \quad \mathfrak{I}_{y_c}^p \quad \mathfrak{I}_{y_d}^p], \quad (36)$$

$$\{\mathfrak{I}_z^p\}^T = [\mathfrak{I}_{z_a}^p \quad \mathfrak{I}_{z_b}^p \quad \mathfrak{I}_{z_c}^p \quad \mathfrak{I}_{z_d}^p]; \quad (37)$$

$$[\aleph^{p-1}] = \begin{bmatrix} A^{p-1} & F^{p-1} \\ C^{p-1} & D^{p-1} \end{bmatrix}, \quad (38)$$

де  $[A^{p-1}]$ ,  $[B^{p-1}]$ ,  $[C^{p-1}]$  та  $[D^{p-1}]$  – блоки матриці  $[\aleph^{p-1}]$ , що мають форму:

$$[A^{p-1}] = \begin{bmatrix} -(\aleph_{a,1}^{p-1} + \aleph_{a,3}^{p-1} + \aleph_{a,b}^{p-1} + \aleph_{a,c}^{p-1}) & \aleph_{a,b}^{p-1} \\ \aleph_{b,a}^{p-1} & -(\aleph_{b,2}^{p-1} + \aleph_{b,a}^{p-1} + \aleph_{b,4}^{p-1} + \aleph_{b,d}^{p-1}) \end{bmatrix}, \quad (39)$$

$$[B^{p-1}] = \begin{bmatrix} \aleph_{a,c}^{p-1} & 0 \\ 0 & \aleph_{b,d}^{p-1} \end{bmatrix}, \quad (40)$$

$$[C^{p-1}] = \begin{bmatrix} \aleph_{c,a}^{p-1} & 0 \\ 0 & \aleph_{d,b}^{p-1} \end{bmatrix}, \quad (41)$$

$$[D^{p-1}] = \begin{bmatrix} -(\aleph_{c,a}^{p-1} + \aleph_{c,5}^{p-1} + \aleph_{c,d}^{p-1} + \aleph_{c,7}^{p-1}) & \aleph_{c,d}^{p-1} \\ \aleph_{d,c}^{p-1} & -(\aleph_{d,b}^{p-1} + \aleph_{d,c}^{p-1} + \aleph_{d,6}^{p-1} + \aleph_{d,8}^{p-1}) \end{bmatrix}. \quad (42)$$

З системи (14) – (25) визначимо компоненти  $\{\aleph^p\}$ ,  $\{\varphi^p\}$ , та  $[(\delta^p)^2]$ :

$$\begin{aligned} \{\aleph^p\}^T &= [\aleph_{a,1}^p \quad \aleph_{b,2}^p \quad \aleph_{a,3}^p \quad \aleph_{a,b}^p \quad \aleph_{b,4}^p \quad \aleph_{a,c}^p \quad \rightarrow \\ &\rightarrow \aleph_{b,d}^p \quad \aleph_{c,5}^p \quad \aleph_{c,d}^p \quad \aleph_{d,6}^p \quad \aleph_{c,7}^p \quad \aleph_{d,8}^p]; \end{aligned} \quad (43)$$

аналогічний вигляд має й вектор  $\{\aleph^{p-1}\}$ , за виключенням індексу  $p-1$ ;

$$\begin{aligned} \{\varphi^p\}^T &= [\varphi_a^p \quad \varphi_b^p \quad \varphi_a^p \quad \varphi_a^p + \varphi_b^p \quad \varphi_b^p \quad \varphi_a^p + \varphi_c^p \quad \rightarrow \\ &\rightarrow \varphi_b^p + \varphi_d^p \quad \varphi_c^p \quad \varphi_c^p + \varphi_d^p \quad \varphi_d^p \quad \varphi_c^p \quad \varphi_d^p]; \end{aligned} \quad (44)$$

$$[(\delta^p)^2] = \begin{bmatrix} E^p & F^p \\ G^p & H^p \end{bmatrix}, \quad (45)$$

де  $[E^p]$ ,  $[F^p]$ ,  $[G^p]$  та  $[H^p]$  – блочні складові матриці  $[(\delta^p)^2]$ , що мають вид:

$$[E^p] = \begin{bmatrix} \chi \cdot \delta_{a,1}^{p-2} & 0 & \delta_{a,3}^{p-2} & \delta_{a,b}^{p-2} & 0 & \delta_{a,c}^{p-2} \\ 0 & \chi \cdot \delta_{b,2}^{p-2} & 0 & \delta_{a,b}^{p-2} & \delta_{b,4}^{p-2} & 0 \\ \delta_{a,1}^{p-2} & 0 & \chi \cdot \delta_{a,3}^{p-2} & \delta_{a,b}^{p-2} & 0 & \delta_{a,c}^{p-2} \\ \delta_{a,1}^{p-2} & \delta_{b,2}^{p-2} & \delta_{a,3}^{p-2} & \chi \cdot \delta_{a,b}^{p-2} & \delta_{b,4}^{p-2} & \delta_{a,c}^{p-2} \\ 0 & \delta_{b,2}^{p-2} & 0 & \delta_{a,b}^{p-2} & \chi \cdot \delta_{b,4}^{p-2} & 0 \\ \delta_{a,1}^{p-2} & 0 & \delta_{a,3}^{p-2} & \delta_{a,b}^{p-2} & 0 & \chi \cdot \delta_{a,c}^{p-2} \end{bmatrix}, \quad (46)$$

$$[F^p] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \delta_{b,d}^{p-2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \delta_{b,d}^{p-2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \delta_{b,d}^{p-2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \delta_{c,5}^{p-2} & \delta_{c,d}^{p-2} & 0 & \delta_{c,7}^{p-2} & 0 \end{bmatrix}, \quad (47)$$

$$[G^p] = \begin{bmatrix} 0 & \delta_{b,2}^{p-2} & 0 & \delta_{a,b}^{p-2} & \delta_{b,4}^{p-2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \delta_{a,c}^{p-2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \delta_{a,c}^{p-2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \delta_{a,c}^{p-2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (48)$$

$$[H^p] = \begin{bmatrix} \chi \cdot \delta_{b,d}^{p-2} & 0 & \delta_{c,d}^{p-2} & \delta_{d,6}^{p-2} & 0 & \delta_{d,8}^{p-2} \\ 0 & \chi \cdot \delta_{c,5}^{p-2} & \delta_{c,d}^{p-2} & 0 & \delta_{c,7}^{p-2} & 0 \\ \delta_{b,d}^{p-2} & \delta_{c,5}^{p-2} & \chi \cdot \delta_{c,d}^{p-2} & \delta_{d,6}^{p-2} & \delta_{c,7}^{p-2} & \delta_{d,8}^{p-2} \\ \delta_{b,d}^{p-2} & 0 & \delta_{c,d}^{p-2} & \chi \cdot \delta_{d,6}^{p-2} & 0 & \delta_{d,8}^{p-2} \\ 0 & \delta_{c,5}^{p-2} & \delta_{c,d}^{p-2} & 0 & \chi \cdot \delta_{c,7}^{p-2} & 0 \\ \delta_{b,d}^{p-2} & 0 & \delta_{c,d}^{p-2} & \delta_{d,6}^{p-2} & 0 & \chi \cdot \delta_{d,8}^{p-2} \end{bmatrix}. \quad (49)$$

Зазначимо, що компоненти рівнянь (14) – (25), які містять проекції реакцій опор у базових вузлах, не фігурують у другій – оптимізаційній – тотожності системи (1), оскільки виключаються з розрахунку в процесі побудови даної тотожності.

Що ж стосується вектора бажаних потенціалів  $\{\varphi\}$ , то величини його компонентів необхідно встановлювати самостійно, визначаючи тим самим, до координат якої конкретно екіпотенціальної поверхні у просторі мають прямувати координати вузлів дискретної моделі (відповідно до формул (5) та (6)). У найпростішому випадку ці величини мають бути встановлені рівними константам  $2 \cdot C$  – для в'язей із двома вільними вузлами, та  $C$  – для в'язей, що з'єднують вільний та опорний вузли. В нашому випадку вектор  $\{\varphi\}$  матиме таку форму:

$$\{\varphi^p\}^T = [C \ C \ C \ 2 \cdot C \ C \ 2 \cdot C \rightarrow \\ \rightarrow \ 2 \cdot C \ C \ 2 \cdot C \ C \ C \ C]. \quad (50)$$

Маючи усі компоненти системи (1), задамо початкові числові значення усіх її невідомих, формуючи таким чином початкові та крайові умови моделювання.

Вважатимемо, що в першому наближенні всі параметри жорсткості  $\aleph$  заданої раніше сітки дорівнюють 1 (одиниці). Нехай початкові координати вузлів моделі, що необхідні для виконання першого циклу ітераційного числення та першого корегування форми сітки (шляхом уточнення показників жорсткості в'язей) відповідають величинам представленим на топологічній схемі (рис. 1.). Нехай шуканою буде поверхня сталого потенціалу  $\varphi = C = 19.00$ , форма якої визначається рівнянням (8) при наступних значеннях величини точкового заряду та його координат:  $q = 1000$ ,  $x_q = 10$ ,  $y_q = 10$  та  $z_q = -50$ . Нехай константа  $\chi = 0$ .

Результати розрахунку, при умові, що встановлена відносна похибка ітераційного числення (по координатах вільних вузлів) становила  $\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = 10^{-6}$ , а загальна абсолютна похибка (по значеннях поточного та бажаного потенціалів) дорівнювала  $\vartheta_i = 10^{-3}$ , представлені у таблицях 1 та 2 для 20-ти ітераційних циклів й проілюстровані на рисунку 2.

Таблиця 1.

Розрахункові значення поточних координат і потенціалів вільних вузлів

Координати вільних вузлів по осі $Ox$																				
№ →	Порядковий номер ітераційного циклу уточнення координат ↓																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$x_a$	0.968	0.958	0.947	0.934	0.918	0.899	0.875	0.849	0.821	0.797	0.783	0.773	0.767	0.763	0.760	0.759	0.759	0.759	0.759	0.759
$x_b$	1.970	1.962	1.954	1.945	1.936	1.928	1.924	1.931	1.956	2.002	2.055	2.097	2.124	2.139	2.147	2.151	2.153	2.154	2.154	2.154
$x_c$	0.968	0.959	0.948	0.936	0.921	0.905	0.885	0.864	0.841	0.821	0.804	0.793	0.787	0.784	0.784	0.784	0.785	0.786	0.787	0.787
$x_d$	1.970	1.962	1.954	1.945	1.935	1.925	1.916	1.910	1.909	1.913	1.921	1.932	1.945	1.958	1.969	1.978	1.985	1.990	1.993	1.996
Координати вільних вузлів по осі $Oy$																				
№ →	Порядковий номер ітераційного циклу уточнення координат ↓																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$y_a$	1.970	1.962	1.954	1.945	1.935	1.925	1.916	1.910	1.909	1.913	1.921	1.932	1.945	1.958	1.969	1.978	1.985	1.990	1.993	1.996
$y_b$	1.970	1.962	1.954	1.945	1.936	1.928	1.924	1.931	1.956	2.002	2.055	2.097	2.124	2.139	2.147	2.151	2.153	2.154	2.154	2.154
$y_c$	0.968	0.959	0.948	0.936	0.921	0.905	0.885	0.864	0.841	0.821	0.804	0.793	0.787	0.784	0.784	0.784	0.785	0.786	0.787	0.787
$y_d$	0.968	0.958	0.947	0.934	0.918	0.899	0.875	0.849	0.821	0.797	0.783	0.773	0.767	0.763	0.760	0.759	0.759	0.759	0.759	0.759

Продовження таблиці 1.

Розрахункові значення поточних координат і потенціалів вільних вузлів

Координати вільних вузлів по осі $Oz$																				
№ →	Порядковий номер ітераційного циклу уточнення координат ↓																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$z_a$	0.182	0.207	0.238	0.278	0.331	0.399	0.489	0.600	0.726	0.852	0.963	1.048	1.105	1.140	1.161	1.174	1.181	1.186	1.188	1.190
$z_b$	0.183	0.211	0.246	0.293	0.356	0.444	0.565	0.729	0.929	1.123	1.262	1.342	1.389	1.416	1.433	1.441	1.446	1.448	1.449	1.449
$z_c$	0.182	0.203	0.231	0.264	0.307	0.362	0.430	0.512	0.601	0.688	0.764	0.825	0.871	0.906	0.931	0.949	0.962	0.971	0.978	0.982
$z_d$	0.182	0.207	0.238	0.278	0.331	0.399	0.489	0.600	0.726	0.852	0.963	1.048	1.105	1.140	1.161	1.174	1.181	1.186	1.188	1.190
Розрахункові значення поточних потенціалів вільних вузлів																				
№ →	Порядковий номер ітераційного циклу уточнення поточних потенціалів ↓																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$\varphi_a$	19.373	19.363	19.351	19.335	19.314	19.287	19.253	19.211	19.164	19.118	19.078	19.048	19.028	19.016	19.009	19.005	19.003	19.002	19.001	19.001
$\varphi_b$	19.435	19.424	19.410	19.392	19.368	19.335	19.291	19.232	19.163	19.099	19.055	19.031	19.018	19.010	19.005	19.002	19.001	19.000	19.000	19.000
$\varphi_c$	19.312	19.303	19.292	19.278	19.260	19.239	19.212	19.180	19.145	19.112	19.083	19.060	19.043	19.030	19.022	19.015	19.011	19.008	19.005	19.001
$\varphi_d$	19.373	19.363	19.351	19.335	19.314	19.287	19.253	19.211	19.164	19.118	19.078	19.048	19.028	19.016	19.009	19.005	19.003	19.002	19.001	19.001

Таблиця 2.

Розрахункові значення поточних показників жорсткості в'язей

Величини поточних показників жорсткості в'язей																				
№ →	Порядковий номер ітераційного циклу уточнення показників жорсткості ↓																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$\aleph_{a,1}$	0.886	0.779	0.677	0.584	0.500	0.428	0.369	0.323	0.290	0.267	0.254	0.246	0.243	0.241	0.240	0.240	0.240	0.240	0.240	0.240
$\aleph_{b,2}$	0.858	0.723	0.596	0.479	0.375	0.286	0.217	0.169	0.143	0.130	0.125	0.122	0.121	0.120	0.119	0.119	0.119	0.119	0.119	0.119
$\aleph_{a,3}$	0.872	0.746	0.624	0.507	0.398	0.299	0.215	0.149	0.101	0.069	0.050	0.040	0.035	0.033	0.032	0.032	0.032	0.032	0.032	0.032
$\aleph_{a,b}$	0.861	0.725	0.595	0.472	0.358	0.257	0.172	0.108	0.067	0.043	0.031	0.025	0.021	0.020	0.019	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018
$\aleph_{b,4}$	0.858	0.723	0.596	0.479	0.375	0.286	0.217	0.169	0.143	0.130	0.125	0.122	0.121	0.120	0.119	0.119	0.119	0.119	0.119	0.119
$\aleph_{a,c}$	0.891	0.786	0.685	0.590	0.501	0.421	0.351	0.294	0.250	0.218	0.196	0.182	0.173	0.167	0.163	0.160	0.158	0.157	0.156	0.156
$\aleph_{b,d}$	0.861	0.725	0.595	0.472	0.358	0.257	0.172	0.108	0.067	0.043	0.031	0.025	0.021	0.020	0.019	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018
$\aleph_{c,5}$	0.903	0.809	0.718	0.630	0.548	0.473	0.409	0.356	0.317	0.288	0.266	0.251	0.239	0.230	0.223	0.219	0.215	0.213	0.211	0.210
$\aleph_{c,d}$	0.891	0.786	0.685	0.590	0.501	0.421	0.351	0.294	0.250	0.218	0.196	0.182	0.173	0.167	0.163	0.160	0.158	0.157	0.156	0.156
$\aleph_{d,6}$	0.886	0.779	0.677	0.584	0.500	0.428	0.369	0.323	0.290	0.267	0.254	0.246	0.243	0.241	0.240	0.240	0.240	0.240	0.240	0.240
$\aleph_{c,7}$	0.903	0.809	0.718	0.630	0.548	0.473	0.409	0.356	0.317	0.288	0.266	0.251	0.239	0.230	0.223	0.219	0.215	0.213	0.211	0.210
$\aleph_{d,8}$	0.872	0.746	0.624	0.507	0.398	0.299	0.215	0.149	0.101	0.069	0.050	0.040	0.035	0.033	0.032	0.032	0.032	0.032	0.032	0.032

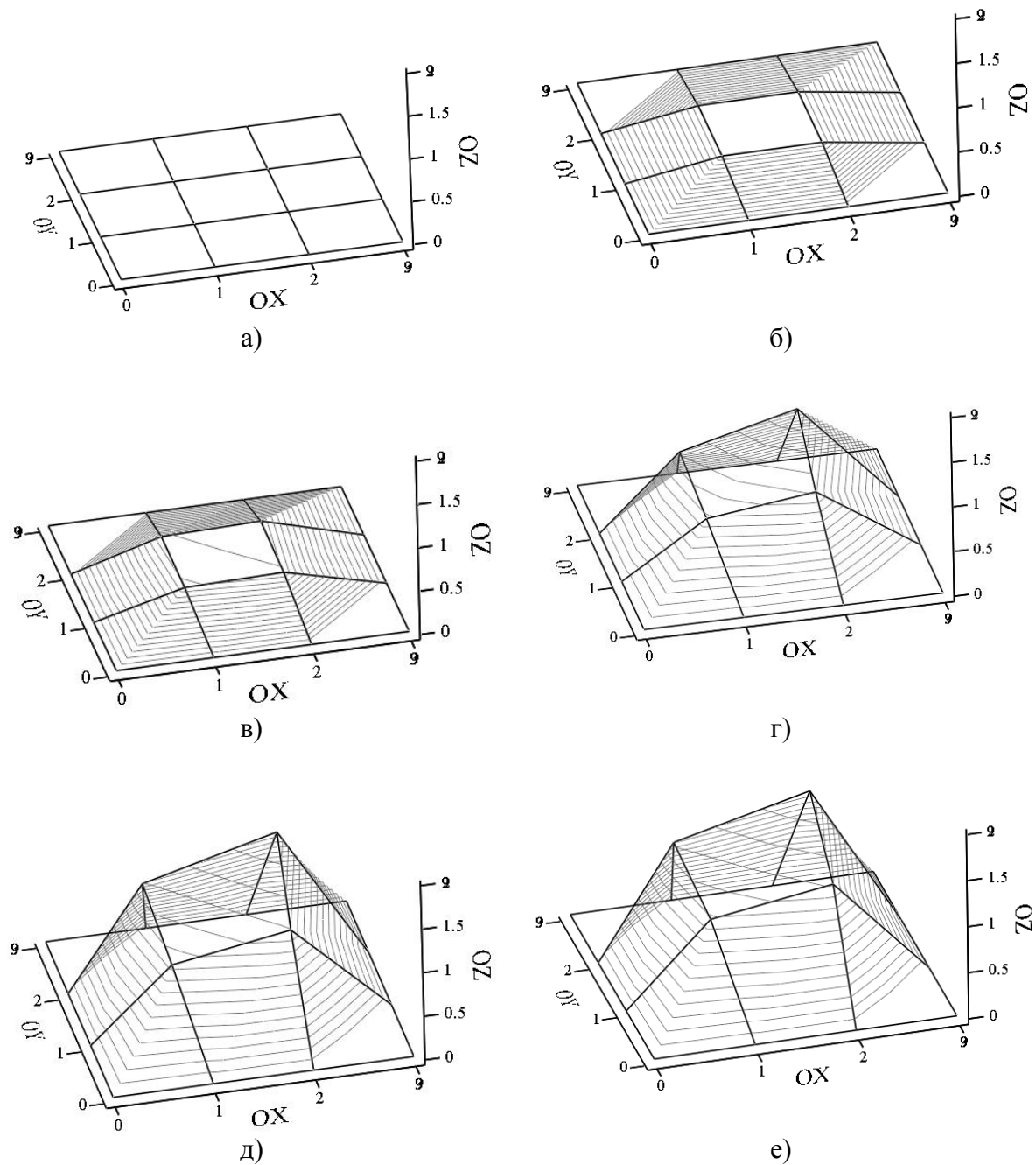


Рис. 2. Етапи формування дискретної поверхні, вільні вузли якої належать заданій функції:  
 а) початкова форма (недеформована); б) форма поверхні після 1-го ітераційного циклу;  
 в) форма поверхні після 5-го ітераційного циклу; г) форма поверхні після 10-го ітераційного циклу; д) форма поверхні після 15-го ітераційного циклу; е) шукана форма поверхні після 20-го ітераційного циклу.

Необхідно чітко розуміти, що заданій функцією  $\varphi(x,y,z) = C$  поверхні належатимуть лише вільні вузли дискретного образу (тобто вузли  $a$ ,  $b$ ,  $c$  та  $d$ ), оскільки лише вони можуть змінювати своє положення у просторі при корегуванні показників жорсткості в'язей моделі. Цей же факт слід сприймати як значну перевагу продемонстрованого методу формування дискретних образів, оскільки від демонструє відносну незалежність результату моделювання від крайових та початкових умов задачі, а значить може бути корисним у питаннях візуалізації графічних об'єктів складної форми.

**Висновки.** Метод системного корегування форми сітчастої структури, продемонстрований у даній роботі на прикладі побудови дискретного каркасу поверхні заданої функції, відкриває широкі можливості дискретного моделювання багатьох будівельних конструкцій, архітектурних форм та різноманітних плоских і просторових геометричних об'єктів.



Слід також зазначити, що даний метод лежить на межі між методами геометричного формоутворення, оптимізаційними задачами, а також варіаційними методами чисельного моделювання, поєднуючи їхні ознаки та частково переваги. Окрім того, в контексті вирішеної вище задачі, можна констатувати варіативність наведеного підходу щодо крайових та початкових умов, а також зосередити увагу на можливостях моделювання явищ та фізичних процесів, що мають польову природу і можуть бути охарактеризовані формою поверхонь, кожній точці яких відповідають сталі показники параметрів фізичного стану.

1. Скочко В.І. Диференціальні закономірності між геометричними і фізичними параметрами сітчастих структур та полів, що їх врівноважують / В.І. Скочко, Л.О. Скочко // Основи і фундаменти. – К.: КНУБА, 2013. – Вип. 33. – с. 85-95.

2. Скочко В.І. Рівняння параметрів стану та положення в'язі, що сполучає вільний та закріплений вузли сітчастої структури / В.І. Скочко // Містобудування та територіальне планування. – К.: КНУБА, 2014. – В друці.

3. Плоский В.О. Алгоритм управління параметрами в'язей сітчастих структур, на основі корегування величин скалярного потенціалу зовнішніх впливів / В.О. Плоский, В.І. Скочко // Енергозбереження в будівництві та архітектурі. – К.: КНУБА, 2014. – Вип. 5. – В друці.

## REFERENCES

1. Skochko V.I., Skochko L.O. Dyferentsialni zakonomirnosti mizh heometrychnymy i fizychnymy parametryamy sitchastykh struktur ta poliv, shcho yikh vrvnovazhuut [Differential patterns between geometric and physical parameters of the network structure and their balancing fields]. *Osnovy i fundamenti*. Kyiv, KNUBA Publ., 2013. Vol. 33, pp. 85-95.

2. Skochko V.I. Rivniannia parametriv stanu ta polozhennia viazi, shcho spoluchaie vilnyi ta zakriplenyi vuzly sitchastoi struktury [Equation of state parameters and conditions of communication that connects free and fixed nodes of network structure]. *Mistobuduvannia ta terytorialne planuvannia*. Kyiv, KNUBA Publ., 2014.

3. Ploskyi V.O., Skochko V.I. Alhorytm upravlinnia parametryamy viazei sitchastykh struktur, na osnovi korehuvannia velychyn skaliarnoho potentsialu zovnishnikh vplyviv [The management algorithm for communication settings of meshwork based on correction values of the scalar potential of external influences]. *Enerhozberzhennia v budivnytstvi ta arkhitekturi*. Kyiv, KNUBA Publ., 2014. Vol. 5.

***Плоский В.А., Скочко В.И. Построение дискретных каркасов поверхностей с использованием уравнений параметров состояния и положения связей сетчатых структур.***

В работе продемонстрировано принцип применения математического алгоритма системного управления параметрами соединений между узлами сетчатых структур, предусматривающего использование уравнений параметров состояния и положения их связей, не примере построения фрагмента дискретного каркаса поверхности.

***Vitaliy Ploskiy, Volodimir Skochko. The discrete cages of surfaces constructing using equations of state's parameters and conditions of mesh structure's communications.***

In this article, we demonstrate the principle of applying of mathematical algorithm of system control of connection's parameters between mesh structure's nodes by constructing discrete fragment of surface. In this algorithm is used the state parameter's and condition's equations of the connections.

## АВТОРИ:

***ПЛОСКИЙ Віталій Олексійович***, д.т.н., професор, проректор з наукової роботи та міжнародних зв'язків Київського національного університету будівництва і архітектури;

***СКОЧКО В.І.***, асистент кафедри архітектурних конструкцій, Київський національний університет будівництва і архітектури.

## РЕЦЕНЗЕНТ:

***ПУСТЮЛЬГА С.І.***, д.т.н., професор, декан машинобудівного факультету, Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна.

## REVIEWER:

***S. PUSTIULHA***, Doctor of Science in Technology, Professor, Dean of Mechanical Engineering Faculty, Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 28.08.2014р.

Пустьюльга С.І., Самчук В.П., Клак Ю.В.  
*Луцький національний технічний університет*

## СТИКУВАННЯ ДИСКРЕТНО ПРЕДСТАВЛЕНИХ ДІЛЯНОК КРИВОЛІНІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ ІЗ ЗАДАНИМ ПОРЯДКОМ ГЛАДКОСТІ ЗА ДОПОМОГОЮ ОПЕРАЦІЙ НАД МАТРИЦЯМИ

У роботі проведені дослідження необхідних умов і вимог до алгоритмів стикування, із заданим порядком гладкості, дискретних моделей фрагментів криволінійних поверхонь за допомогою комплексів операцій над матрицями з певними властивостями. Розроблені алгоритми дозволяють будувати дискретні моделі достатньо складних просторових криволінійних об'єктів на рівномірних сітках із найпростішою програмною реалізацією на ЕОМ.

**Ключові слова:** дискретне геометричне моделювання, статико-геометричний метод, матриця, числова послідовність, дискретний аналог диференціальних характеристик.

геометричним моделюванням складних за формою поверхонь покриття, як правило, використовуються саме дискретні моделі, оскільки дискретна інформація є найбільш сприятливою, як для подальших розрахунків на міцність і розробки відповідної технології зведення покриттів, так і для ефективної роботи ЕОМ.

Серед відомих методів дискретного геометричного моделювання певний інтерес представляє методика формоутворення криволінійних образів довільної розмірності за допомогою апарату матричного числення [3,4,5,6]. Застосування у якості алгоритмів формоутворення, комплексів операцій над таблицями чисел з певними властивостями, у ряді випадків, дозволяє істотно спростити процеси отримання дискретних геометричних моделей складних об'єктів, що, в свою чергу, забезпечує скорочення термінів їх проектування. Однак, залишається актуальним питання дослідження можливостей, а також геометричних критеріїв умов стикування окремих фрагментів, побудованих таким способом моделей з наперед заданим порядком гладкості.

**Аналіз останніх досліджень.** Питанням дискретного формоутворення кривих ліній і поверхонь, локального коригування їх елементарних ділянок, з урахуванням різного роду вихідних умов (конструктивних, технологічних, функціональних чи естетичних) присвячено чимало робіт вчених Київської та Мелітопольської шкіл прикладної геометрії. Серед них, особливо слід виділити статико-геометричний метод проф. Ковальова С.М. [1], який і далі успішно розвивається ним та його учнями. Завдяки знайденому взаємозв'язку між системами скінченно-різницевих рівнянь статико-геометричного методу і рекурентними формулами числових послідовностей, розробленому алгоритму переходу від рекурентних формул до їх замкнутого виду, була знята певна проблема вищезгаданого методу, пов'язана із складанням та розв'язанням громіздких систем лінійних рівнянь [2].

Враховуючи, що скінченномірні числові послідовності довільної розмірності можна задавати не тільки рекурентними формулами або в замкнутому вигляді, але і таблицями чисел, в роботах [6,7] було запропоновано ряд алгоритмів дискретного формоутворення криволінійних поверхонь із заданими властивостями за допомогою комплексів операцій над матрицями різних розмірностей.

Відомі роботи, де за допомогою матричної алгебри вирішувалися питання апроксимації поверхонь елементами паркету із заданою геометрією, досліджувалися можливості врахування при моделюванні сіток заданих дискретних аналогів диференціальних характеристик окремих елементів, однак, практично відсутні дослідження можливостей та умов стикування окремих дискретних моделей фрагментів криволінійних поверхонь із заданим порядком гладкості.

**Формулювання цілей роботи.** Метою даної статті є дослідження необхідних умов і вимог до алгоритмів стикування, із заданим порядком гладкості, дискретних моделей фрагментів криволінійних поверхонь за допомогою комплексів операцій над матрицями з певними властивостями.

**Основна частина.** При дискретному моделюванні геометрично складних криволінійних поверхонь, за допомогою апарату матричного числення, можна побудувати будь-які залежності між вузлами фрагментів елементарних відсіків. Однак, коли мова йде про можливість їх стикування, основним завданням є врахування певних диференціальних вимог (дискретний аналог

порядку гладкості) при різних комбінаціях геометричних характеристик сумарної моделі поверхні. Однак, матричний підхід має одну вагому перевагу перед статико-геометричним методом моделювання - він не вимагає постійного складання і розв'язання громіздких систем лінійних рівнянь.

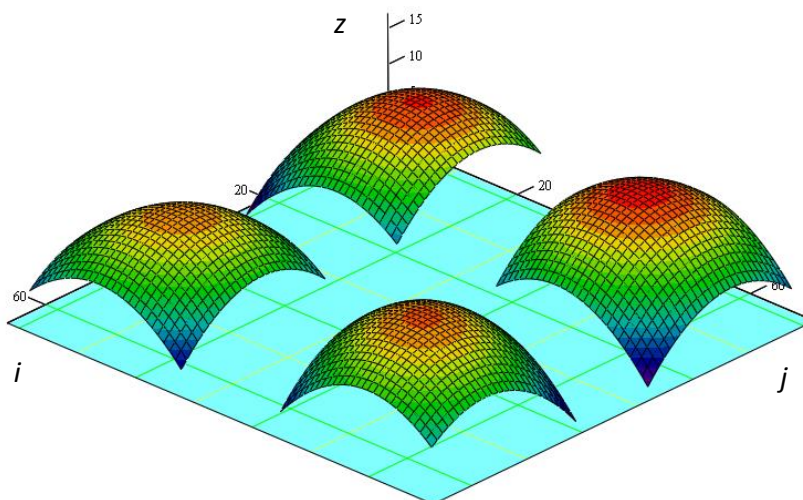


Рис. 1. Дискретні моделі елементарних відсіків криволінійних поверхонь

Нехай дискретні моделі 4-ох елементарних відсіків криволінійних поверхонь на рівномірній сітці (рис. 1) задані числовими масивами у вигляді матриць, елементами яких є значення аплікату вузлів просторових об'єктів. Для формування сумарної дискретної моделі криволінійної поверхні її елементарні відсіки слід розмістити у тривимірній глобальній системі координат, план якої зображено на рис. 2.

Елементарні відсіки можуть мати різну кількість вузлів, однак ця кількість повинна бути узгодженою у відповідних напрямках майбутнього стикування. Параметри дискретизації  $v$ ,  $i$ ,  $w$  на початковій стадії формування елементарних відсіків приймаються рівними 0. Відтак (рис. 2), перша матриця має розмірність  $m1 \times n1$ , друга -  $m2 \times n1$ , третя -  $m1 \times n2$ , четверта -  $m2 \times n2$ . При цьому матриці  $Z1$ ,  $Z2$ ,  $Z3$ ,  $Z4$  значень аплікату 4-ох елементарних відсіків дискретних моделей криволінійних поверхонь матимуть наступний вигляд:

$$\begin{aligned}
 Z1 &= \begin{pmatrix} Z_{0,0} & Z_{0,1} & \dots & Z_{0,n1} \\ Z_{1,0} & Z_{1,1} & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ Z_{m1,0} & Z_{m1,1} & \dots & Z_{m1,n1} \end{pmatrix} \\
 Z2 &= \begin{pmatrix} Z_{m1+v,0} & Z_{m1+v,1} & \dots & Z_{m1+v,n1} \\ Z_{m1+v+1,0} & Z_{m1+v+1,1} & \dots & Z_{m1+v+1,n1} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ Z_{m1+v+m2,0} & Z_{m1+v+m2,1} & \dots & Z_{m1+v+m2,n1} \end{pmatrix} \\
 Z3 &= \begin{pmatrix} Z_{0,n1+w} & Z_{0,n1+w+1} & \dots & Z_{0,n1+w+n2} \\ Z_{1,n1+w} & Z_{1,n1+w+1} & \dots & Z_{1,n1+w+n2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ Z_{m1,n1+w} & Z_{m1,n1+w+1} & \dots & Z_{m1,n1+w+n2} \end{pmatrix} \\
 Z4 &= \begin{pmatrix} Z_{m1+v,n1+w} & Z_{m1+v,n1+w+1} & \dots & Z_{m1+v,n1+w+n2} \\ Z_{m1+v+1,n1+w} & Z_{m1+v+1,n1+w+1} & \dots & Z_{m1+v+1,n1+w+n2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ Z_{m1+v+m2,n1+w} & Z_{m1+v+m2,n1+w+1} & \dots & Z_{m1+v+m2,n1+w+n2} \end{pmatrix}
 \end{aligned} \tag{1}$$

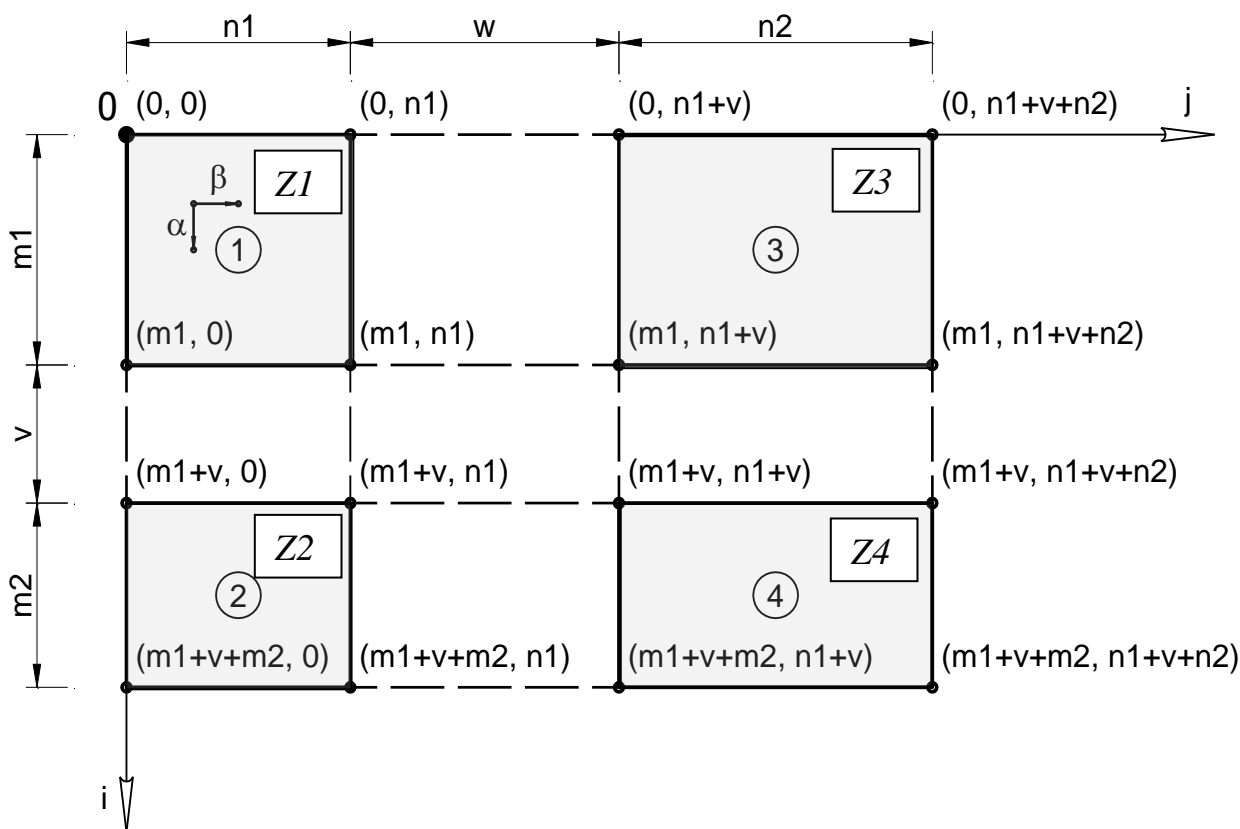


Рис. 2. План глобальної системи координат для 4-ох дискретних моделей елементарних відсіків криволінійних поверхонь

Самі числові масиви значень матриць, як моделей фрагментів дискретно представлених поверхонь, можна отримати, наприклад, за допомогою подвійних числових послідовностей замкнутого виду, які докладно описані у роботі [8].

Кількість вузлів граничних кривих елементарних відсіків, а значить розмірність матриць, що несуть інформацію про їх контури, є узгодженими. Залежно від виду практичних задач моделювання, наприклад, проектування складених оболонок, утворених із окремих, геометрично складних елементів, можна виділити кілька підходів до постановки задачі стикування елементарних відсіків.

**Перший** і найпростіший - передбачає умову повного співпадання геометрії граничних контурів фрагментів в місцях стикування (рис. 3). При цьому параметри стикування набувають значень:  $v = 0$  і  $w = 0$ .

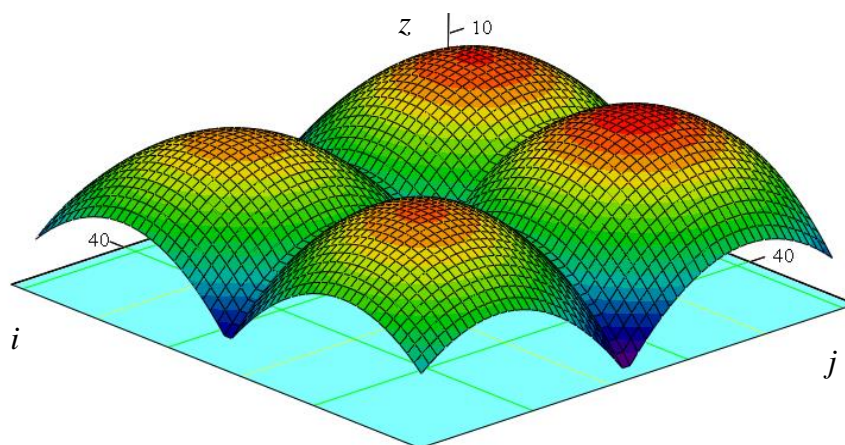


Рис. 3. Перший спосіб стикування елементарних відсіків

**Другий** підхід передбачає наявність окремих фрагментів з опорними контурами, що мають певне допустиме відхилення на граничних ділянках, гладкість стикування яких забезпечується за рахунок введення одного ряду додаткових вузлів (рис. 4). Тоді параметри стикування набувають значень:  $v = 2$  і  $w = 2$ .

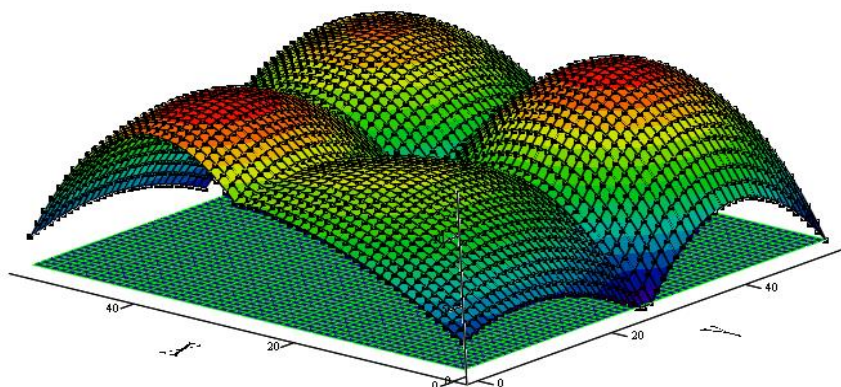


Рис. 4. Другий спосіб стикування елементарних відсіків

На практиці така гладка стиковка проводиться шляхом влаштування монолітних швів між відсіками фрагментів поверхонь покриття.

**Третій**, найбільш загальний, передбачає розробку алгоритмів стикування окремих фрагментів з довільними опорними контурами і довільною геометрією самих поверхонь. При чому, основним критерієм стикування окремих фрагментів повинно бути забезпечення заданої, у дискретному розумінні, гладкості стикування заданих елементарних відсіків дискретними моделями поверхонь зшивки.

Сформулюємо основну, за визначенням гладкості стикування, вимогу до розробки алгоритмів розрахунку дискретних моделей поверхонь зшивки для 4-ох заданих елементарних відсіків: швидкість зміни кутів дискретних аналогів дотичних до окремих ліній дискретного каркасу поверхонь зшивки (дискретний аналог кривини лінії каркасу) не повинна перевищувати швидкості зміни кутів нахилу дискретних аналогів дотичних на чотирьох, заданих матрицями (1), відсіках дискретно представлених криволінійних поверхонь, розрахованих в обох напрямках ліній каркасу.

Виходячи із цього, формуємо 8 матриць, значення яких є дискретною множиною кутів нахилу дискретних аналогів дотичних до ліній каркасу елементарних поверхонь у напрямках  $i$  та  $j$ .

Значення кутів нахилу дискретних аналогів дотичних ліній каркасу 4-ох елементарних поверхонь напрямку  $i$  знаходимо із виразів (2):

$$\begin{aligned}
 \text{першої} - \quad & \alpha_{1,i,j} = \arctg(Z_{i+1,j} - Z_{i,j}), \\
 & i = 0..m1 - 1 \\
 & j = 0..n1 \\
 \\
 \text{другої} - \quad & \alpha_{2,i,j} = \arctg(Z_{i+1,j} - Z_{i,j}), \\
 & i = m1 + v..m1 + v + m2 - 1 \\
 & j = 0..n1 \\
 \\
 \text{третьої} - \quad & \alpha_{3,i,j} = \arctg(Z_{i+1,j} - Z_{i,j}), \\
 & i = 0..m1 - 1 \\
 & j = n1 + w..n1 + w + n2 \\
 \\
 \text{четвертої} - \quad & \alpha_{4,i,j} = \arctg(Z_{i+1,j} - Z_{i,j}), \\
 & i = m1 + v..m1 + v + m2 - 1 \\
 & j = n1 + w..n1 + w + n2
 \end{aligned} \tag{2}$$



де:  $Z_{i,j}$  - аплікати вузлів дискретних моделей елементарних поверхонь.

Елементи матриць напрямку  $j$  -  $\beta 1_{i,j}, \beta 2_{i,j}, \beta 3_{i,j}, \beta 4_{i,j}$  визначаються аналогічно.

Значення знайдених 8 матриць  $\alpha 1_{i,j}, \alpha 2_{i,j}, \alpha 3_{i,j}, \alpha 4_{i,j}$  та  $\beta 1_{i,j}, \beta 2_{i,j}, \beta 3_{i,j}, \beta 4_{i,j}$  є вихідними для формування ще одного масиву із 8 матриць, які характеризуватимуть швидкість зміни кутів дискретних аналогів дотичних множини ліній каркасів 4-ох елементарних поверхонь у напрямках  $i$  та  $j$ . Одночасно, такі матриці, опосередковано, будуть давати інформацію про кривину у вузлах ліній каркасу дискретних моделей елементарних поверхонь.

Швидкість зміни кутів дискретних аналогів дотичних ліній каркасу у напрямі  $i$  визначаються за формулою:

$$\alpha n C_{i,j} = \alpha 1_{i,j} - \alpha 1_{i+1,j} = \arctg \frac{2Z_{i+1,j} - Z_{i,j} - Z_{i+2,j}}{1 + (Z_{i+1,j} + Z_{i,j})(Z_{i+2,j} - Z_{i+1,j})}, \quad (3)$$

Відповідно:  $i = 0..m1 - 1, j = 0..n1$  - для першої дискретної моделі елементарної поверхні;

$i = m1 + v..m1 + v + m2 - 1, j = 0..n1$  - для другої;

$i = 0..m1 - 1, j = n1 + w..n1 + w + n2$  - для третьої;

$i = m1 + v..m1 + v + m2 - 1, j = n1 + w..n1 + w + n2$  - для четвертої.

Аналогічно визначаються значення зміни кутів дискретних аналогів дотичних у вузлах ліній каркасу елементарних поверхонь напрямку  $j$  -  $\beta 1 C_{i,j}, \beta 2 C_{i,j}, \beta 3 C_{i,j}, \beta 4 C_{i,j}$ .

Процес зшивки заданих елементарних поверхонь проводимо у такій послідовності. Відповідно до рис. 2, вибираємо один із напрямів зшивки, наприклад  $i$ . Для визначення параметру  $v$  дискретизації відсіків поверхонь зшивки 1 та 2 і 3 та 4 елементарних поверхонь, із множини значень матриць  $\alpha 1 C_{i,j}, \alpha 2 C_{i,j}, \alpha 3 C_{i,j}, \alpha 4 C_{i,j}$  вибираємо максимальне. Із матриць  $\alpha 1_{i,j}, \alpha 2_{i,j}, \alpha 3_{i,j}, \alpha 4_{i,j}$  формуємо підматриці кутів нахилу граничних ланок елементарних поверхонь 1 - 2 та 3 - 4, вибираючи із них максимальні значення.

$$\begin{aligned} \max(\alpha \Gamma P 12_j) &= \alpha 1_{m1-1,j} + \alpha 2_{m1-v,j} \\ \max(\alpha \Gamma P 34_j) &= \alpha 3_{m1-1,j} + \alpha 4_{m1-v,j} \end{aligned} \quad (4)$$

Параметр  $v$  дискретизації визначається із виразу:

$$v = \frac{\max(\alpha \Gamma P 12_j, \alpha \Gamma P 34_j)}{\max(\alpha 1 C, \alpha 2 C, \alpha 3 C, \alpha 4 C)}, \quad (5)$$

за яким, використовуючи числові послідовності виду:

$$z 12_{i,j} = (1 - \frac{j}{v+3}) z_{m1-1,j} + \frac{j}{v+3} z_{m1+v+1,j} + \frac{j}{v+3} \sum_{t=1}^{v+2} \sum_{s=1}^t k P_s^i - \sum_{t=1}^{j-1} \sum_{s=1}^t k P_s^i, \quad (6)$$

де:  $i = m1 + 1..m1 + v - 1, j = 0..n1$  та

$$z 34_{i,j} = (1 - \frac{j}{v+3}) z_{m1-1,j} + \frac{j}{v+3} z_{m1+v+1,j} + \frac{j}{v+3} \sum_{t=1}^{v+2} \sum_{s=1}^t k P_s^i - \sum_{t=1}^{j-1} \sum_{s=1}^t k P_s^i, \quad (7)$$

де:  $i = m1 + 1..m1 + v - 1, j = n1 + w..n1 + w + n2,$

$k P_s^i$  - параметри зовнішнього формоутворюючого навантаження,

формуємо матриці аплікати дискретних моделей поверхонь зшивки напрямку  $i$ .

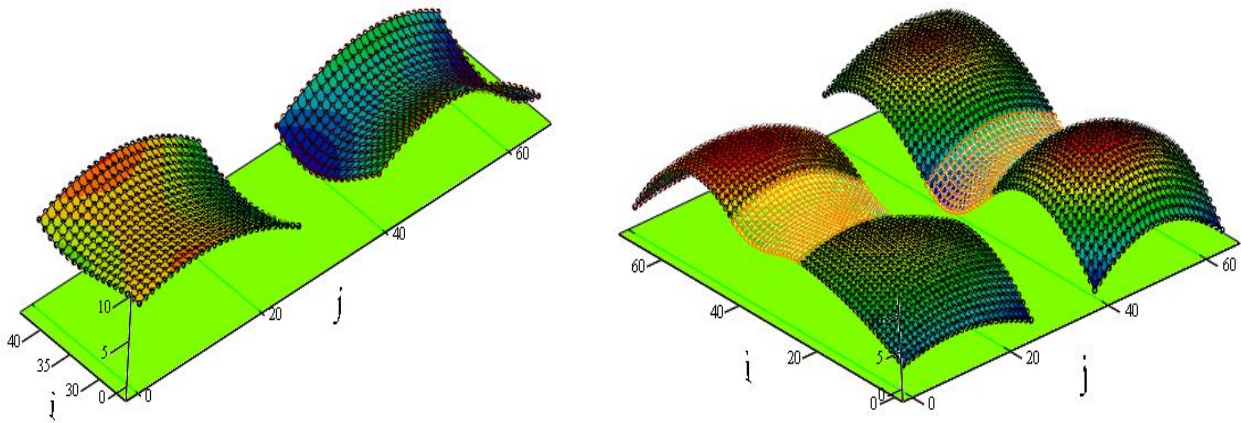


Рис. 5. Відсіки поверхонь зшивки та зшиті поверхні 1-2 і 3-4 у напрямку  $i$

Сумарні матриці зшитих поверхонь 1-2 та 3-4 формуються наступним чином:

$$\begin{aligned} Z_{12S} &= (Z_1, Z_{12}, Z_2), \\ Z_{34S} &= (Z_3, Z_{34}, Z_4). \end{aligned} \quad (8)$$

Наочне зображення результатів роботи алгоритму даного етапу для відсіків поверхонь зшивки  $Z_{12}$  і  $Z_{34}$  та сумарних складених поверхонь  $Z_{12S}$  і  $Z_{34S}$  наведені на рис. 5.

Відповідно алгоритму знаходження параметру  $\nu$ , шукається параметр дискретизації  $w$  для напрямку  $j$ .

$$w = \frac{\max(\beta_{ГП12S_j}, \beta_{ГП34S_j})}{\max(\beta_{1C}, \beta_{2C}, \beta_{3C}, \beta_{4C})} \quad (9)$$

За формулою, аналогічною (6) або (7), будується каркас поверхні зшивки  $Z_{1234S}$  для побудованих  $Z_{12S}$  і  $Z_{34S}$ . Сумарна результуюча складена поверхня розраховується стикуванням наступних матриць:

$$Z_S = (Z_{12S}, Z_{1234S}, Z_{34S}), \quad (10)$$

наочне зображення якої наведено на рис. 6.

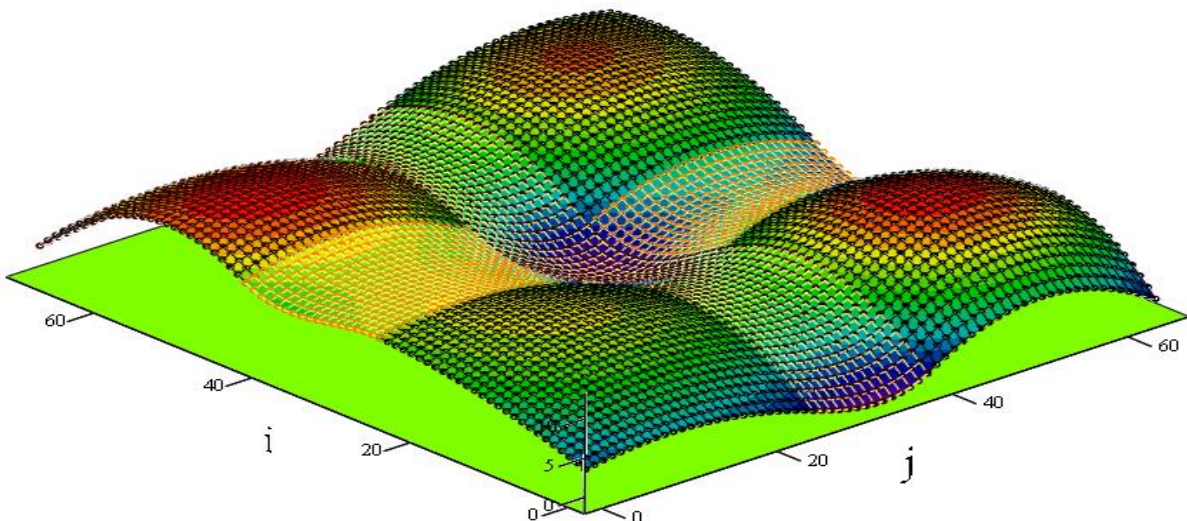


Рис. 6. Сумарна результуюча поверхня, складена із елементарних відсіків

Сумарна результуюча поверхня, подана у дискретному вигляді, є достатньо складним геометричним об'єктом із заданими властивостями, який математично і алгоритмічно реалізований за допомогою достатньо простих операцій над комплексами матриць. Такий підхід є основою для створення алгоритмів моделювання складених дискретно представлених поверхонь на сітках з нерівномірним кроком вузлів.

**Висновки.** У даній роботі проведені дослідження необхідних умов і вимог до алгоритмів стикування, із заданим порядком гладкості, дискретних моделей фрагментів криволінійних поверхонь за допомогою комплексів операцій над матрицями з певними властивостями. Розроблені алгоритми дозволяють будувати дискретні моделі достатньо складних просторових криволінійних об'єктів на рівномірних сітках із найпростішою програмною реалізацією на ЕОМ.

1. Ковалев С.Н. Формирование дискретных моделей поверхностей пространственных архитектурных конструкций. Дис. докт. техн. наук: 05.01.01 / М.: МАИ, 1986. - 348с.
2. Пустюльга С.І. Дискретне визначення геометричних об'єктів числовими послідовностями. Дис. докт. техн. наук, Київ, 2006. - 350с.
3. Пустюльга С.І., Клак Ю.В. Формування дискретного точкового каркасу порцій поверхонь за Кунсом // Прикладна геометрія та інженерна графіка. - К., 1999, вип.66, с.126-129.
4. Пустюльга С.І., Клак Ю.В. Дослідження геометричних властивостей матриць довільної розмірності. Наукові замітки ЛДТУ. - Вип.6. - Луцьк, 2000, с. 181-191.
5. Пустюльга С.І., Клак Ю.В. Формування зрівноважених дискретно представлених двовимірних образів на рівномірній сітці за допомогою матричного числення. Современные проблемы геометрического моделирования: 36. науч. пр. - Харків: Харківський державний університет харчування і торгівлі, 2007. - Вип. 17. - С. 134-139
6. Пустюльга С.І., Клак Ю.В. Дискретне моделювання криволінійних поверхонь із заданими параметрами елементів паркету. II науч.- практ. конф. в г. Симферополі "Геометрическое и компьютерное моделирование": Сб. науч. тр. КНУТД. - К.: КНУТД, 2005. -С. 103-108
7. Пустюльга С.І., Клак Ю.В. Стикування елементарних участків дискретних моделей криволінійних поверхонь. Міжнародна науково-практична конференція Сучасні проблеми геометричного моделювання. Наукові нотатки ЛДТУ. - Луцьк: ЛДТУ, 2008. - Вип.22. - С. 288-293
8. Пустюльга С.І., Самостян В.Р., Хомич А. Дискретне моделювання зрівноважених сіток числовими послідовностями з нелінійними функціями зміщення. VII науч.-практ. конф. в м. Симферополі "Геометричне та комп'ютерне моделювання. Прикладна геометрія та інженерна графіка": 36. науч. пр. - К., 2010. - Вип. 86. - С. 316-320

## REFERENCES

1. Kovalev S.N. *Formirovanie diskretnykh modeley poverkhnostey prostranstvennykh arkhitekturykh konstruktsey*. Dokt. Diss. [The formation of discrete models of surfaces of the spatial architectural structures. Dokt. Diss.]. Moscow, 1986. 348p.
2. Pustiulha S.I. *Dyskretne vyznachennia heometrychnykh obektiv chyslovymy poslidovnostyamy*. Dokt. Diss. [Discrete determination of geometrical objects by numerical sequences. Dokt. Diss.]. Kyiv, 2006. 350p.
3. Pustiulha S.I., Klak Yu.V. Formuvannia dyskretnoho tochkovoho karkasu portsii poverkhon za Kunsom. *Prykladna heometriia ta inzhenerna hrafika*. Kyiv, 1999, Vol. 66, pp. 126 -129.
4. Pustiulha S.I., Klak Yu.V. Doslidzhennia heometrychnykh vlastyvostei matryts dovilnoi rozmirnosti [The study of geometrical properties of matrices of arbitrary dimension]. *Naukovi notatky LDTU*. Vol. 6. Lutsk, 2000, pp. 181-191.
5. Pustiulha S.I., Klak Yu.V. Formoutvorennia zrivnovazhenykh dyskretno predstavlenykh dvovymirnykh obraziv na rivnomirniy sitti za dopomohoiu matrychnoho chyslennia. *Sovremennye problemy geometricheskogo modelirovaniya*. Kharkiv, 2007. Vol. 17, pp. 134-139.
6. Pustiulha S.I., Klak Yu.V. Dyskretne modeliuвання kryvoliniinykh poverkhon iz zadanymy parametramy elementiv parketu. *Heometrycheskoe i kompiuternoe modelirovaniye*. Kyiv, KNUTD Publ., 2005, pp. 103-108
7. Pustiulha S.I., Klak Yu.V. Stykuvannia elementarnykh uchastkiv dyskretnykh modelei kryvoliniinykh poverkhon [Connection elementary areas on discrete models of curved surfaces]. *Mizhnarodna naukovo-praktychna konferentsiia Suchasni problemy heometrychnoho modeliuвання*. *Naukovi notatky LDTU*. Lutsk, LDTU Publ., 2008. Vol. 22, pp. 288-293
8. Pustiulha S.I., Samostian V.R., Khomych A. Dyskretne modeliuвання zrivnovazhenykh sitok chyslovymy poslidovnostyamy z nelineinymy funktsiyamy zmishchennia [Discrete simulation equilibrated mesh sequences with linear displacement functions]. *Heometrychne ta kompiuterne modeliuвання*. *Prykladna heometriia ta inzhenerna hrafika*. Kyiv, 2010. Vol. 86, pp. 316-320

**С. И. Пустюльга, В. П. Самчук, Ю. В. Клак. Стыковка дискретно представленных участков криволинейных поверхностей с заданным порядком гладкости с помощью операций над матрицами.**

В работе проведены исследования необходимых условий и требований к алгоритмам стыковки, с заданным порядком гладкости, дискретных моделей фрагментов криволинейных поверхностей с помощью комплексов операций над матрицами с определенными свойствами. Разработанные алгоритмы

позволяють будувати дискретні моделі достатньо складних просторових криволінійних об'єктів на рівномірних ґратках з простою програмною реалізацією на ЕВМ.

**Ключевые слова:** дискретное геометрическое моделирование, статико-геометрический метод, матрица, числовая последовательность, дискретный аналог дифференциальных характеристик.

**S. Pustiulga, V. Samchuk, Y. Klak. Dock of discretely represented section of curved linear surface with a certain order of smoothness using matrix operations.**

In this paper it is analyzed the necessary conditions and requirements for docking algorithms with of certain order of smoothness of discrete models of curved surfaces fragments using complex matrix operations with certain properties. These algorithms allow to create discrete models of quite complex spatial curved objects on uniform grids with a simple software implementation on a computer.

**Key words:** discrete geometric modeling, static-geometric method, matrix, numerical sequence, the discrete analogue of differential characteristics.

**АВТОРИ:**

*ПУСТЮЛЬГА Сергій Іванович*, д.т.н., професор, декан машинобудівного факультету, Луцький національний технічний університет; e-mail: [mbf@lntu.edu.ua](mailto:mbf@lntu.edu.ua)

*САМЧУК Володимир Петрович*, к.т.н., доцент кафедри промислового і цивільного будівництва, Луцький національний технічний університет; e-mail: [pcb@lntu.edu.ua](mailto:pcb@lntu.edu.ua)

*КЛАК Юрій Володимирович*, асистент кафедри інженерної та комп'ютерної графіки, Луцький національний технічний університет; e-mail: [uklak@i.ua](mailto:uklak@i.ua)

**AUTHORS:**

*S. PUSTIULGA*, Doctor of Science in Technology, Professor, Dean of Mechanical Engineering Faculty, Lutsk National Technical University; e-mail: [mbf@lntu.edu.ua](mailto:mbf@lntu.edu.ua)

*V. SAMCHUK*, PhD., Assoc. Professor of Industrial and Civil Construction Department, Lutsk National Technical University; e-mail: [pcb@lntu.edu.ua](mailto:pcb@lntu.edu.ua)

*Yu. KLAК*, Assistant Prof. of Engineering and Computer Graphics Department, Lutsk National Technical University; e-mail: [uklak@i.ua](mailto:uklak@i.ua)

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ПЛОСКИЙ Віталій Олексійович*, д.т.н., професор, проректор з наукової роботи та міжнародних зв'язків, Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ПЛОСКИЙ Віталій Алексеевич*, д.т.н., професор, проректор по научной работе и международных отношениях, Киевский национальный университет строительства и архитектуры, Киев, Украина.

**REVIEWER:**

*V. PLOSKYI*, Doctor of Science in Technology, Professor, Vice-Rector for Scientific Research and International Relations, Kyiv National University of Construction and Architecture, Kyiv, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 28.08.2014р.



Ройко О.Ю.

*Волинський технікум Національного університету харчових технологій***ВИКОРИСТАННЯ КВАДРОДЕРЕВ ПРИ ЗАГУЩЕННІ СІТКИ  
З ТРИКУТНИМИ КОМІРКАМИ**

В роботі запропоновано алгоритм загушення сітки із трикутними комірками з використанням квадродререва. Також представлено допоміжний алгоритм побудови квадродререва для довільної множини трикутних комірок, описано ряд особливостей його роботи.

**Ключові слова:** квадродререво, трикутні комірки, загушення, алгоритм, швидке прототипування, STL.

**Постановка проблеми.** Значного поширення на даний час у різних сферах людської діяльності набуло швидке прототипування. Особливу увагу на нього звернули при появі масових та недорогих пристроїв для тривимірного друку, що зробило швидке прототипування відносно доступним. Це в свою чергу спричинило появу значного інтересу до алгоритмів та методів побудови геометричних моделей, пристосованих для тривимірного друку. Оскільки швидке прототипування зародилося у 80-х роках, то багато методів та алгоритмів, які були розроблені в той час, на сьогоднішній день є досить застарілими [1]. Тому проблема розробки ефективних алгоритмів для побудови геометричних моделей об'єктів, які можуть потім використовуватися у швидкому прототипуванні є досить актуальною.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** У роботах [2, 3] було запропоновано підхід до управління загушенням сітки геометричної моделі із використанням квадродререва. Даний підхід може бути використаний для генерації файлів формату STL [4], який найчастіше використовується у тривимірному друці. Так як результатом роботи алгоритму є сітка з трикутними комірками, то він відповідає специфікації і вимогам до формату STL. Однак оскільки описаний в [3] алгоритм працює «зверху-вниз» [5] його важко застосувати для вже готових геометричних об'єктів.

**Постановка завдання.** Завданням даної роботи є розробка алгоритму загушення сітки з трикутними комірками (відповідно специфікації формату STL) з використанням квадродререва. Необхідно, щоб алгоритм був готовий для роботи із вже існуючими геометричними образами, так і для генерації нових.

**Основна частина.** Розглянемо схему загушення сітки із використанням квадродререва, запропоновану у [3] (рис. 1). Як видно із рисунку процес загушення базується на послідовному поділі чотирикутних комірок. На останньому етапі здійснюється триангуляція сітки. Така схема загушення є прийнятною при генерації нових геометричних образів, однак її дуже важко адаптувати під існуючі об'єкти, що отримані, наприклад, шляхом сканування. Як правило, такі моделі утворені із трикутних комірок, тому використання схеми, що базується на поділі чотирикутних елементів є неприйнятним.

З іншого боку, квадродререво можна адаптувати для опису послідовних поділів трикутної області (рис. 2). В цьому варіанті схема оперує трикутними комірками. Як бачимо, при послідовних поділах трикутних областей з'являються чотири нові комірки і паралельно генерується новий рівень квадродререва. Важливою перевагою даного методу є те, що відсутній завершальний етап триангуляції, оскільки готова сітка вже складається з трикутних комірок. Відповідно кожен листовий вузол дерева містить координати вершин відповідної комірки  $N\{V_1, V_2, V_3\}$ .

Значною проблемою алгоритму загушення, який оперував чотирикутними комірками, була поява розривів та щілин в сітці на контактних областях із різною густиною сітки. Для подолання цієї проблеми крім триангуляції сітки необхідно було також стежити за збалансованістю дерева і при цьому з'являлося багато надлишкових елементів сітки. У випадку, коли алгоритм працює безпосередньо з трикутними комірками, кількість надлишкових елементів є мінімальною (рис. 3). Для уникнення розривів в сітці достатньо розбити суміжну комірку на дві частини. Але для того, щоб сітка була однорідною, необхідно слідкувати за збалансованістю квадродререва.



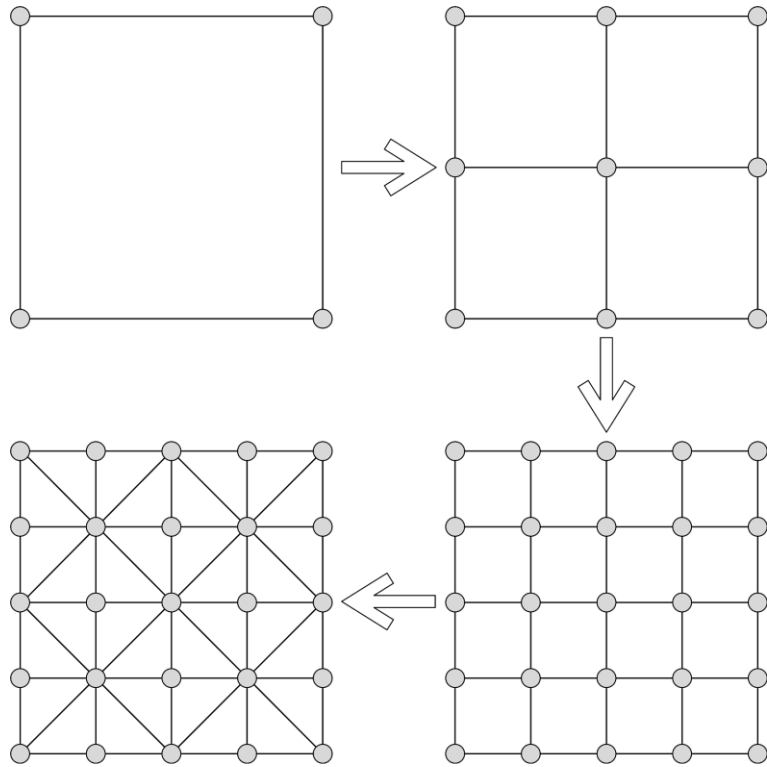


Рисунок 1. Схема утворення сітки з використанням квадродерева

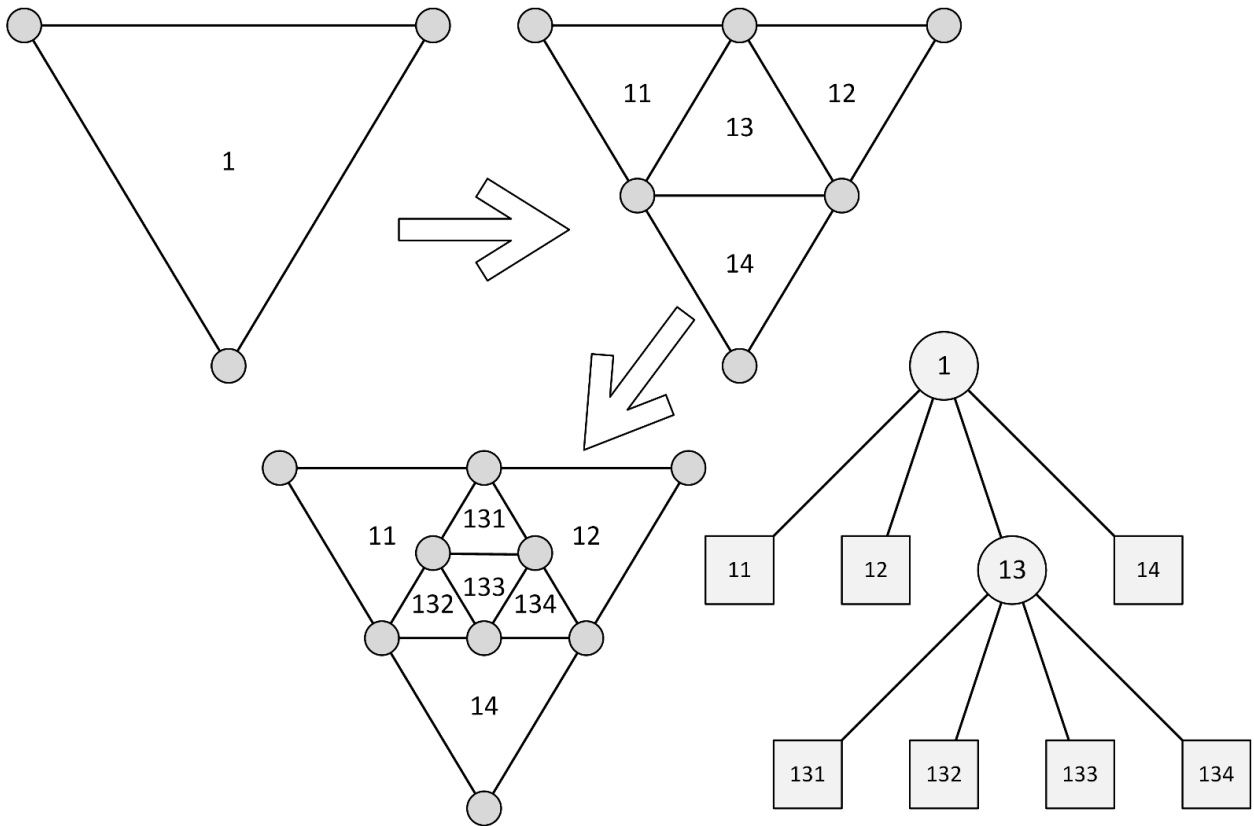


Рисунок 2. Схема утворення сітки із застосуванням трикутних елементів

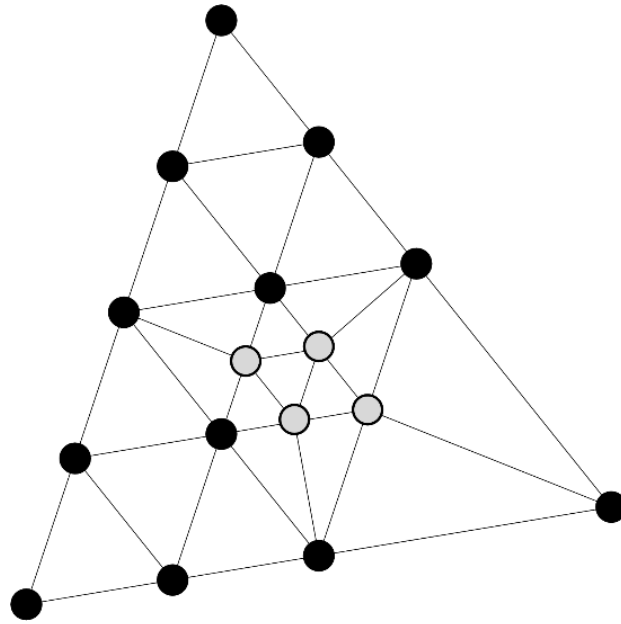


Рисунок 3. Уникнення розривів в сітці

Іншою важливою особливістю запропонованої методики є здатність працювати із вже готовими сітками з трикутними комірками, одержаними шляхом сканування або в результаті роботи іншого алгоритму. Для цього в першу чергу необхідно вибудувати квадродерево, у якому зберігаються координати елементів вже існуючої моделі. Це можна зробити, послідовно вибираючи чотири суміжні трикутні комірки і заносючи координати їх вершин у вузли квадродерева. Даний процес необхідно рекурсивно повторити до тих пір, поки в квадродереві не залишиться один вузол, який і буде коренем. Приклад побудови дерева для довільної множини комірок показаний на рис. 4.

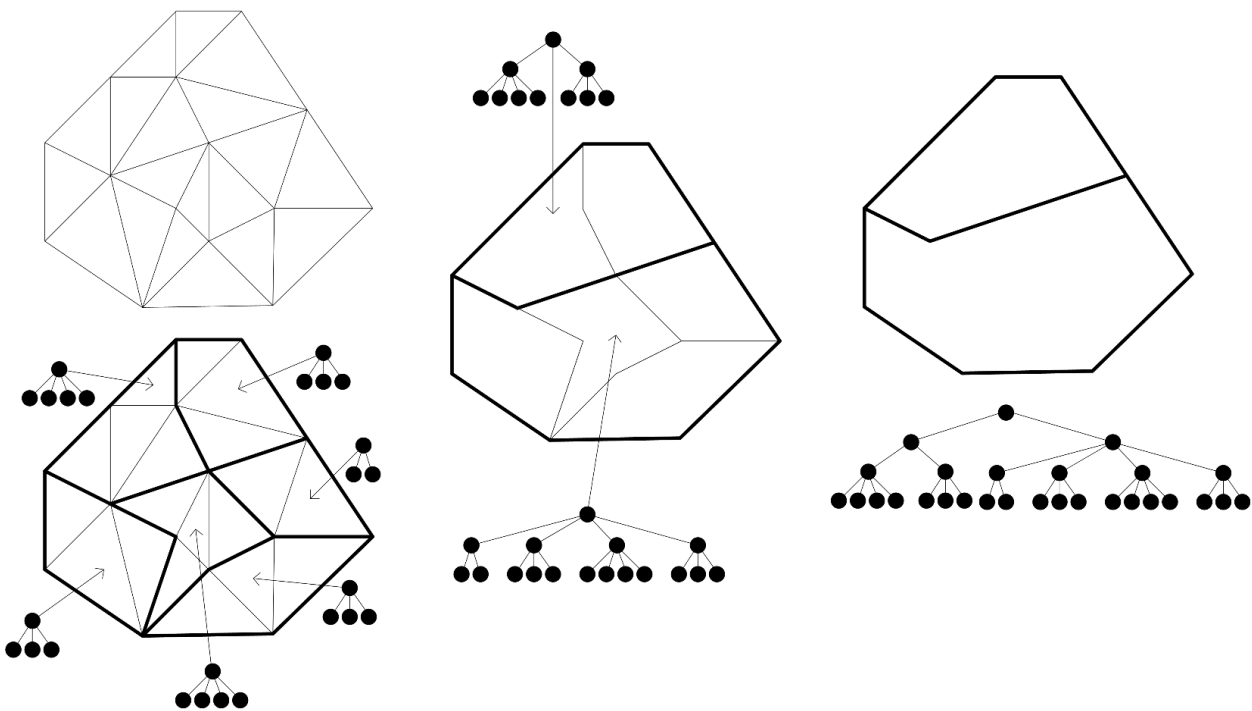


Рисунок 4. Побудова квадродерева для довільної множини комірок

Побудоване таким чином дерево має ряд особливостей, які необхідно відзначити:

- дерево є не строго квадродеревом, оскільки не всі вузли мають по чотири нащадки. Кількість дочірніх вузлів залежить від багатьох факторів, таких як топологія сітки, початкова комірка для побудови, тощо;
- побудоване дерево є збалансованим, оскільки у кожному етапі побудови приймають участь всі існуючі на даний момент вузли дерева;
- алгоритм побудови є неоднозначним, тобто залежно від обраних початкових умов можливі різні варіанти отриманого дерева.

Одержане таким чином дерево може зберігати координати вершин трикутних комірок, зокрема для файлів формату STL. Відповідно до нього може бути застосована попередньо описана схема загушення для трикутних комірок.

**Висновки та перспективи.** Результатом даної роботи є алгоритм загушення сітки з трикутними комірками з використанням квадродерева. Також розглянуто допоміжний алгоритм побудови квадродерева для існуючої множини трикутних комірок. Відкритим залишається питання обчислювальної складності запропонованих алгоритмів. Також подальших досліджень потребує питання вибору початкових умов для алгоритму побудови квадродерева для готової множини комірок.

1. Chua, C. K., Leong, K. F., Lim, C. S. (2003). Rapid Prototyping: Principles and Applications (2nd ed.). World Scientific Publishing Co, ISBN 981-238-117-1 Chapter 6, 237.
2. Ройко О.Ю. Застосування квадродерев при моделюванні складних поверхонь числовими послідовностями / О.Ю. Ройко. // Прикладна геометрія та інженерна графіка. – 2011. – Вип. 88. – с. 111-115.
3. Бурчак І.Н. Особливості застосування квадродерев при моделюванні двовимірних образів / І.Н. Бурчак, О.Ю. Ройко. // Комп'ютерно-інтегровані технології: освіта, наука, виробництво. – 2011. – Вип. 6.
4. 3D Systems, Inc. (1989). Stereolithography interface specification.
5. Sivan, R., Samet, H. (1992). Algorithms for constructing quadtree surface maps. Proceedings of the 5th International Symposium on Spatial Data Handling.

#### REFERENCES

1. Chua, C. K., Leong, K. F., Lim, C. S. (2003). Rapid Prototyping: Principles and Applications (2nd ed.). World Scientific Publishing Co, ISBN 981-238-117-1 Chapter 6, 237.
2. Royko, O. Y. (2011). Zastosuvannya kvadroderev pry modelyuvanni skladnykh poverkhon' chyslovyimy poslidovnostyamy. Prykladna heometriya ta inzhenerna hrafika, 88, 111-115.
3. Burchak, I. N., Royko, O. Y. (2011). Osoblyvosti zastosuvannya kvadroderev pry modelyuvanni dvovymirnykh obraziv. Komp'yuterno-intehrovani tekhnolohiyi: osvita, nauka, vyrobnytstvo, 6.
4. 3D Systems, Inc. (1989). Stereolithography interface specification.
5. Sivan, R., Samet, H. (1992). Algorithms for constructing quadtree surface maps. Proceedings of the 5th International Symposium on Spatial Data Handling.

#### **Royko A.Y. Usage of quadtrees for condensing mesh with triangular cells.**

A large spread is currently in various spheres of human activity has taken rapid prototyping . Particular attention is paid to it by the mass and inexpensive device for three-dimensional printing , making rapid prototyping relatively affordable. This in turn led to growing interest in algorithms and methods for constructing geometric models adapted for three-dimensional printing. Since rapid prototyping was born in the 80s , many techniques and algorithms that have been developed at the time , today is pretty outdated. Therefore the problem of developing efficient algorithms for constructing geometric models of objects that can then be used in rapid prototyping is actual. Since rapid prototyping models represent mainly used as a triangular mesh cells , the same cell with a given topology are interesting for the development of new algorithms.

The paper proposes an algorithm of triangular mesh condensing using quadtree. The proposed algorithm avoids gaps in the mesh without generating a large number of redundant elements. Another important feature of the proposed methodology is the ability to work with ready-made meshes with triangular cells obtained by scanning or as a result of a different algorithm.

Also developed an algorithm for constructing quadtree for an arbitrary set of triangular elements.

**Keywords:** quadtree, triangular cells, condensing, algorithm, rapid prototyping, STL.

#### **Ройко А.Ю. Использование квадродеревьев при сгущении сети с треугольными ячейками.**

В работе предложен алгоритм сгущения сети с треугольными ячейками с использованием квадродерева. Также представлен вспомогательный алгоритм построения квадродерева для произвольного множества треугольных ячеек, описан ряд особенностей его работы.

**Ключевые слова:** квадродерево, треугольные ячейки, сгущение, алгоритм, быстрое прототипирование, STL.

АВТОР:

*РОЙКО Олександр Юрійович*, викладач Волинського технікуму Національного університету харчових технологій, e-mail:

АВТОР:

*РОЙКО Александр Юриевич*, преподаватель Волынского техникума Национального университета пищевых технологий, e-mail:

AUTHOR:

*Oleksandr ROYKO*, Lecturer in Volyn College of National University of Food Technology, e-mail:

РЕЦЕНЗЕНТ:

*ПУСТЮЛЬГА С.І.*, доктор технічних наук, професор, Луцький національний технічний університет, декан машинобудівного факультету, Луцьк, Україна.

РЕЦЕНЗЕНТ:

*ПУСТЮЛЬГА С.И.*, доктор технических наук, профессор, Луцкий национальный технический университет, декан машиностроительного факультета, Луцк, Украина.

REVIEWER:

*S. PUSTIULHA*, Doctor of Science in Technology, Professor, Lutsk National Technical University, dean of Mechanical Engineering Faculty, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 12.06.2014р.

УДК 629.3.027  
UDC 629.3.027

Рудзінський В.В., Мельничук С.В., Рафальський О.І., Шумляківський В.П.  
*Житомирський державний технологічний університет*

## ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ ПАСАЖИРОПЕРЕВЕЗЕНЬ В МІСТІ ЖИТОМИРІ, АНАЛІЗ ПРОБЛЕМИ

Проаналізовано стан перевезення пасажирів та організацію дорожнього руху у м. Житомирі. Проведено дослідження пасажиропотоків автобусних маршрутів та представлено попередні висновки і рекомендації щодо покращення якості пасажироперевезень та безпеки руху.

**Ключові слова:** пасажиропотоки, безпека руху, завантаженість вулиць, автобусний маршрут, рухомий склад, середня технічна швидкість, пасажироперевезення.

**Вступ.** В останній час у м. Житомирі склалася напружена ситуація з організацією дорожнього руху та пасажироперевезень. Значно зросла кількість транспортних засобів, при тому що вулиці та розв'язки міста не розраховані на сьогоднішній потік машин. По-друге, поглиблює цю ж проблему велика кількість автобусних маршрутів, на яких працюють автобуси переважно малої місткості. До семидесяти процентів маршрутів проходить центральною магістраллю Житомира - по вул. Київській. Відсутність заїздних зупиночних «карманів» фактично звужує вулиці практично на одну сугу руху в кожному напрямку.

Все це призводить до частих заторів та тисняви на дорогах. Значно знизилась середня технічна швидкість маршрутних транспортних засобів до 13 км/год (для порівняння в м. Вінниця середня технічна швидкість становить більше 20 км/год). Як наслідок, погіршились якість пасажироперевезень, безпека руху та екологічність міста.

До основних причин даних проблем можна віднести наступне:

- з 80-х років минулого століття взагалі не проводились дослідження пасажиропотоків, не обґрунтовано відкрито десятки нових міських автобусних маршрутів, з використанням великої кількості малих автобусів; автобусні маршрути, на яких працювали великі автобуси взагалі зникли з вулиць міста;

- не проводились дії, направлені на підвищення пропускнуої здатності вулиць міста

- випадковим чином сформована маршрутна мережа штучно поставила пасажирський електротранспорт в невідгідне положення порівняно з маршрутними таксі (які, по суті, працюють як автобусні маршрути з суворо визначеними зупинками).

Така ж ситуація спостерігається в багатьох містах України.

В останні роки деякими обласними центрами впроваджуються реформи пасажирського транспорту направлені на забезпечення якості пасажирських перевезень та покращення дорожнього руху. Проведені системні дослідження та запропоновані (а містах Вінниця, Кіровоград та Львів впроваджено) вдосконалені маршрутні мережі, що краще забезпечують потреби населення в переміщенні, вирішують проблему дисорганізації в організації дорожнього руху, та підвищують безпеку руху та екологічність міст.

**Метою** данної роботи є забезпечення належного рівня пасажирських перевезень та покращення організації дорожнього руху в м. Житомирі.

Для вирішення проблеми організації пасажироперевезень і дорожнього руху в м. Житомирі та досягнення поставленої мети було проведено протягом 2014 року ряд досліджень:

- силуетним методом комплексно досліджено пасажиропотік по всій існуючій маршрутній мережі;

- обстежено транспортний потік на магістральних вулицях та розв'язках.

Дані дослідження проводились окремо в два етапи на протязі двох діб в години «пікових» навантажень з 7:00 до 9:00 та з 17:00 до 18:30. Пасажиропотоки та завантаженість вулиць оцінювались в характерних точках показаних на рис. 1. Вказані на картограмі міста відповідають найбільшому тяготінню населення, проходженню великої кількості маршрутів, розгалуженню маршрутів та з найбільшою інтенсивністю дорожнього руху.



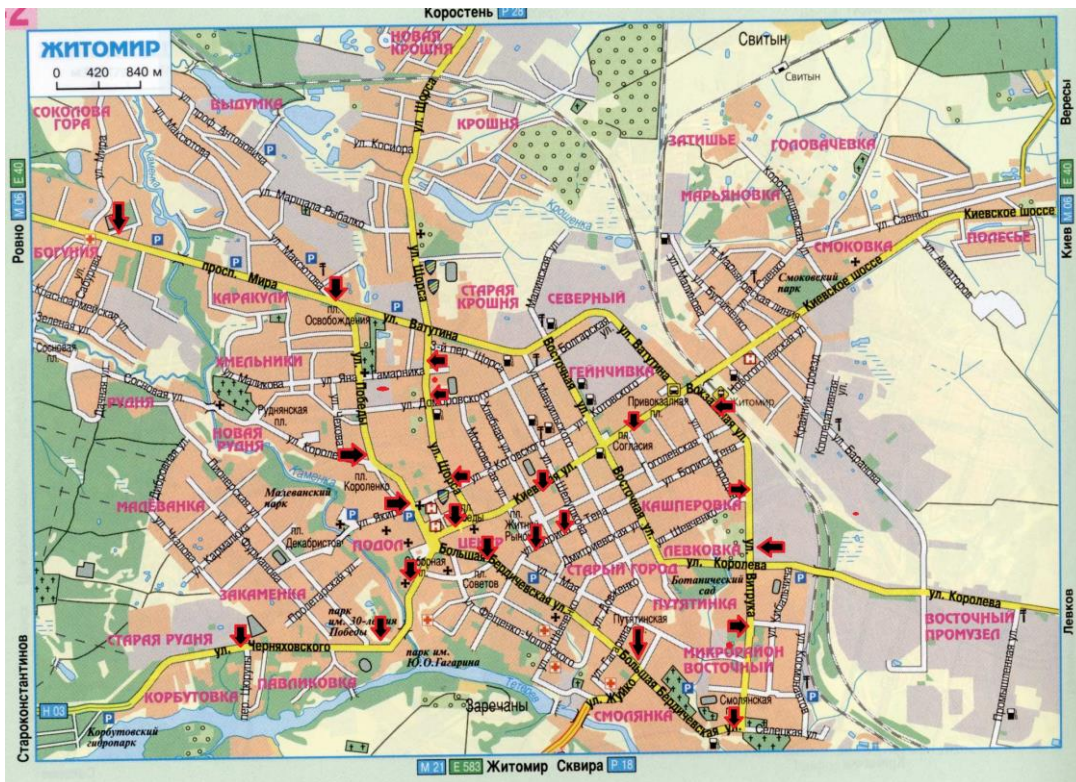


Рис.1 Картограма точок зняття даних при обстеженні пасажирських та транспортних потоків в м. Житомирі

Аналіз даних досліджень приводимо на прикладі центральної, найбільш проблематичної магістралі міста Житомира – вулиці Київської.

В таблиці 1 представлені результати пасажирообігу по вулиці Київській в прямому і зворотному напрямку з 7:00 до 8:00 та 17:00 до 18:30 з урахуванням всіх видів громадського пасажирського транспорту.

Таблиця 1. Кількість перевезених пасажирів в напрямку: «Вокзал → Центр» та «Центр → Вокзал»

Зупинка	21.05.2014р.	22.05.2014р.	Зупинка	21.05.2014р.	22.05.2014р.
Глобал			вул. Східна		
7:00-8:00	3837	3697	7:00-8:00	3556	3459
8:00-9:00	3971	3905	8:00-9:00	4261	3931
17:00-18:00	3211	3230	17:00-18:00	3689	3856
18:00-19:00	3437	3431	18:00-19:00	3399	3236
Зупинка 17 школа			Зупинка ЦУМ		
7:00-8:00	3529	3058	7:00-8:00	2793	2566
8:00-9:00	4012	3677	8:00-9:00	3062	3066
17:00-18:00	3218	3039	17:00-18:00	3005	3207
18:00-19:00	3055	2728	18:00-19:00	2489	2601
Зупинка к-тр. Україна			Зупинка Михайлівська		
7:00-8:00	2464	2535	7:00-8:00	2351	2112
8:00-9:00	2974	3182	8:00-9:00	2625	2605
17:00-18:00	2504	2717	17:00-18:00	2724	2775
18:00-19:00	2305	2474	18:00-19:00	2432	2322

Дослідженнями було встановлено, що в годину «пік» з 7:00 до 8:00 по вулиці Київській було перевезено 4260 пасажирів з них 870 пасажирів за допомогою 32 тролейбусів, а 3390 пасажирів 122 маршрутними ТЗ.

Після оцінки завантаженості тролейбусів було підраховано, що пасажиромісткість тролейбусів не використовувалась навіть на 50%. Номінальна пасажиромісткість тролейбуса становить 60 пасажирів. При такій завантаженості тролейбуси можуть перевозити при збереженні того ж інтервалу до 1920 пасажирів. Тому кількість маршрутних автобусів можна скоротити, оскільки кількість пасажирів, яких необхідно перевезти, скоротиться до 2260 (порівняно з 3390 пасажирів, при умові, що тролейбуси не використовують свою номінальну пасажиромісткість повністю). Запропоновано замінити середні та малі маршрутні ТЗ на великі автобуси CityLAZ-10LE Львівського автобусного заводу, які мають номінальну пасажиромісткість 60 чоловік та відповідають вимогам міського транспорту та європейським стандартам екології.

Для задоволення потреб в перевезенні пасажирів основною магістраллю м. Житомир в годину «пік» необхідно 32 автобуси та 18 тролейбусів.

Дослідження транспортних потоків дозволило отримати наступний розподіл за видами транспорту (рис.2) та визначити чинники перешкод сталому дорожньому руху.

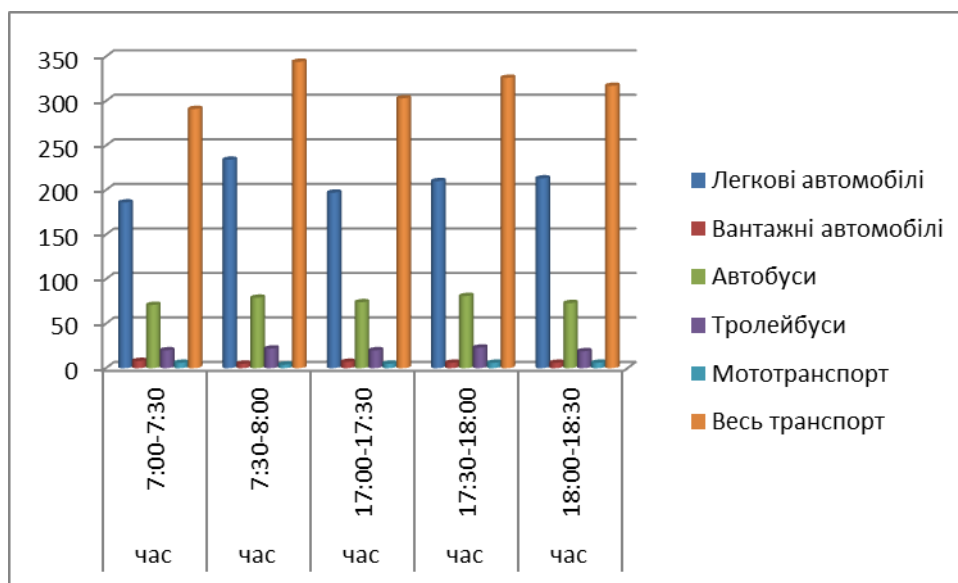


Рис.2. Розподіл транспортних потоків за видами ТЗ по вул. Київській в напрямку центра міста (7:00-8:00 та 17:00-18:30)

В результаті обстеження встановлено, що середня технічна швидкість міського автомобільного транспорту по центральній вулиці Київській в правій смузі дорожнього руху складає 12,6 км/год, що спричинено припаркованими автомобілями, тисняві на зупинках маршрутних транспортних засобів (одночасно більше 3 транспортних засобів на зупинці) та 14,38 км/год в лівій смузі. Кількість проїжджаючих транспортних засобів за 30 хвилин в один бік з 7:30 до 8:00 становить 344 одиниці, з яких більше 100 одиниць пасажирського транспорту (рис.2). Це в свою чергу призводить до утворення заторів як на протязі усього руху, так і, особливо, в місцях зупиночних пунктів.

Встановлено, що автобуси та тролейбуси не можуть вільно пересуватись тримаючись правої смуги, це спричинено хаотично припаркованими автомобілями та розташуванням самих зупиночних пунктів на правій смузі.

Маршрутні транспортні засоби, виїжджаючи з місць зупинки, змушені перестроюватись в ліву смугу руху, тим самим заважають іншим автомобілям на дорозі (рис. 3).

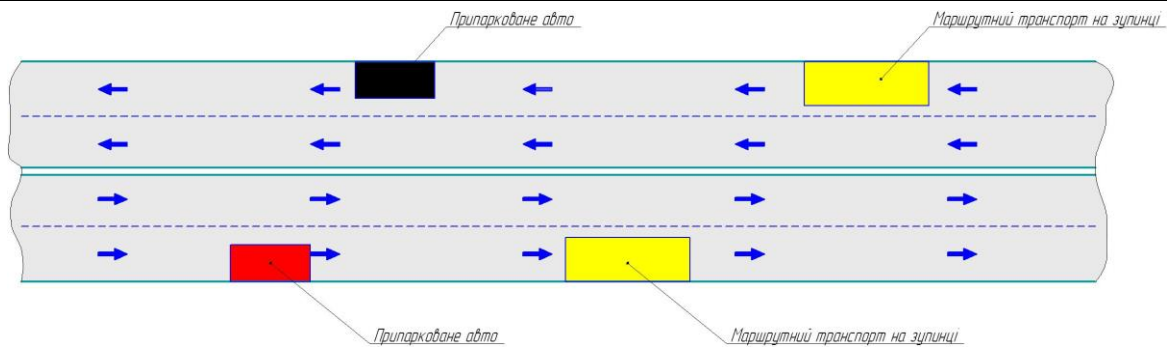


Рис. 3 Існуюча схема дорожнього руху на вулиці Київській

Під час проведення дослідів було виявлено, що маршрутні транспортні засоби в ранковий час з 7:00 до 7:30 години пересувалися головною магістраллю міста із мінімальною кількістю переставок зі зміною полоси руху, тобто їм не заважали інші транспортні засоби, що переважували вул. Київську в години «пік».

Пропонуємо замінити існуючу схему руху на схему з одностороннім рухом у напрямку вокзалів із смугою для маршрутних ТЗ у напрямку «Центра» (рис.4).

Одностороння схема дорожнього руху в напрямку Вокзалу передбачає:

- створення 2-х смуг для легкових автомобілів, на які не мають права виїжджати маршрутні транспортні засоби;
- запропонування правої смуги лише для курсування пасажирських маршрутів та електротранспорту, з заборонаю паркування та зупинки;
- використовувати смугу в зворотному напрямку для пасажирського маршрутного та електротранспорту;
- використання зупиночних карманів для пасажирського транспорту.
- відповідно швидкість сполучення та середня технічна швидкість за підрахунками збільшаться в 1,5 рази і буде становити 22 км/год.

В свою чергу це дозволить поліпшити стан пасажироперевезень, та задовольнить потреби не тільки пасажирів, але й інших учасників руху.

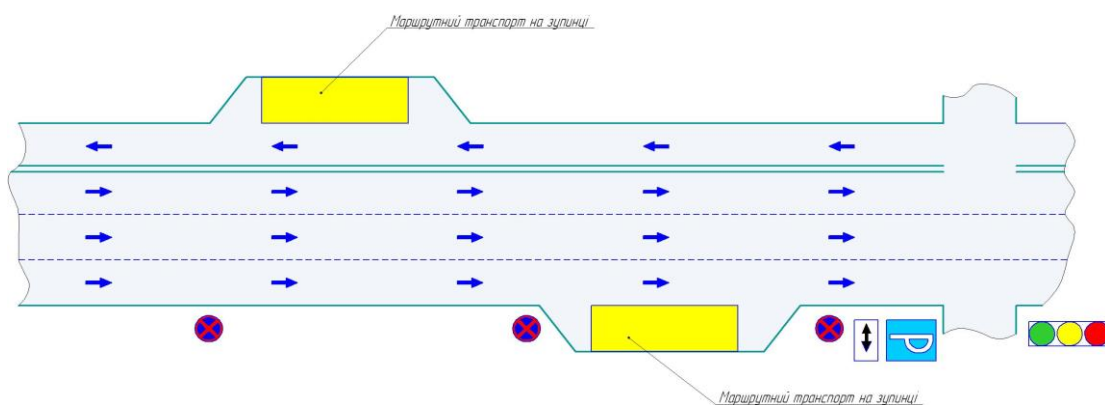


Рис. 4. Рекомендована схема дорожнього руху на вулиці Київській

Отже, дані отримані силуетним методом та характеристики дорожнього руху попередньо можна використати для планування пасажирських перевезень по вулиці Київська, вибору рухомого складу та організації дорожнього руху.

#### Висновки:

1. В результаті проведеного аналізу дорожнього руху та пасажирських перевезень головною магістраллю м. Житомира вулицею Київською виявлено проблеми в організації пасажирських автобусних маршрутів, а саме: використання малих автобусів і надто рідких інтервалів руху; проходження великої кількості маршрутів через центр міста; проходження приміських маршрутів по

лініях міських зі спільним використанням зупиночних пунктів. В наслідок даної ситуації, що склалася, виникла гостра проблема дезорганізації дорожнього руху.

2. Відсутність наукового аналізу та обґрунтування маршрутів пасажирського транспорту призвело до зниження ефективності пасажироперевезень та до порушення організації вуличного руху (утворення заторів, підвищення аварійності, погіршення екології).

3. З метою покращення організації пасажирських перевезень в м. Житомирі необхідно провести всебічне дослідження пасажиропотоків в місті

4. Запропоновано наступні шляхи вирішення проблем перевезення пасажирів в місті:

- приміські маршрути на території міста зробити експресними та пустити їх по другорядним вулицям, перевести схеми приміських маршрутів з вул. Київської на паралельні вулиці Котовського, Гоголівську та Б. Тена;

- по вул. Київській залишити лише необхідну кількість автобусних маршрутів, що будуть доповнювати маршрути електротранспорту до забезпечення об'єму пасажиропотоку;

- створити, за можливістю, заїзні «кармани» для маршрутних транспортних засобів;

- по всій протяжності вул. Київської заборонити зупинку немаршрутних транспортних засобів та організувати паркування транспортних засобів по вулицях, що перетинають вул. Київську.

5. Розробити концепцію міської транспортно-пасажирської мережі, що враховує реальну картину потреб населення в переміщенні та організацію дорожнього руху.

1. Блатнов М.Д. Пассажи́рские автомоби́льные перево́зы / М.Д. Блатнов. – М. : Транспорт, 1981. – 198 с.

2. Порядок класифікації автобусів за комфортністю та визначення сфери їхнього використання : Наказ № 285 від 12.04.2007 : офіц. вид. – К. : ГРІФНЕ : Міністерство транспорту та зв'язку України, 2007. – 32 с.

3. Рудзінський В.В. Інтелектуальні транспортні системи автомобільного транспорту (функціональні основи) / Рудзінський В.В. – Житомир : ЖДТУ, 2012. – 96 с.

4. Рудзінський В.В., Шумляківський В.П. Дослідження роботи міських маршрутних транспортних засобів, як передумова впровадження технології інтелектуальних транспортних систем / Вісник СевНТУ №142 Севастополь, 2013, С. 195-198.

5. Біліченко В.В., Цимбал С.В. Методика визначення базових параметрів автобусних маршрутів загального користування / Вісник СевНТУ №134 Севастополь, 2012, С. 230-233

6. Біліченко В.В. Удосконалення роботи міських маршрутів шляхом вибору раціональної кількості та пасажиромісткості автобусів / В.В. Біліченко // Вісник ЖДТУ. – Житомир, 2012. – № 1.

7. Рафальський О.І. Дослідження стану пасажирських перевезень у м. Житомир/О.І.Рафальський// Вісник ЖДТУ. – Житомир, 2012. -№3,С.164-164.

## REFERENCES

1. Blatnov M.D. Passazhirskie avtomobil'nye perevozki [Passenger automobile transportation]. Moscow, Transport. 1981. 198p.

2. Procedure for the classification of buses for comfort and defining the scope of their use: Decree № 285. 12.04.2007. Ministry of Transport and Communications of Ukraine, 2007. 32 p.

3. Rudzinskyi V.V. Intelktualni transportni systemy avtomobilnoho transportu (funktsionalni osnovy) [Intelligent Transport Systems of Road Transport]. Zhytomyr, ZhDTU Publ., 2012. 96 p.

4. Rudzinskyi V.V., Shumliakivskyi V.P. Doslidzhennia roboty miskykh marshrutnykh transportnykh zasobiv, yak peredumova vprovadzhenia tekhnolohii intelektualnykh transportnykh system [Study of urban route vehicles, the introduction of technology as a prerequisite for intelligent transportation systems]. *Visnyk SevNTU*. Vol. 142. Sevastopol, 2013, pp. 195-198.

5. Bilichenko V.V., Tsybmal S.V. Metodyka vyznachennia bazovykh parametriv avtobusnykh marshrutiv zahalnoho korystuvannia [Method of determining the basic parameters of bus routes of general use]. *Visnyk SevNTU*. Vol. 134. Sevastopol, 2012. pp. 230-233.

6. Bilichenko V.V. Udoskonalennia roboty miskykh marshrutiv shliakhom vyboru ratsionalnoi kilkosti ta pasazhyromistkosti avtobusiv [Improvement of urban routes by choosing buses of rational quantity and passenger capacity]. *Visnyk ZhDTU*. Vol. 1. Zhytomyr, 2012.

7. Rafalski O.O. Research of passenger traffic in the Zhytomyr. *Zhytomyr State Technological University Bulletin*. Zhitomir, 2012. Vol. 3, pp.164-164.

**В.В. Рудзинский, С.В. Мельничук, А.И. Рафальський, В.П. Шумляковский. Исследование состояния пассажироперевозок в г. Житомире, анализ проблем.**

Проанализировано состояние перевозки пассажиров и организацию дорожного движения в г. Житомире. Проведено исследование пассажиропотоков автобусных маршрутов и представлены предварительные выводы и рекомендации по улучшению качества пассажироперевозок и безопасности движения.

**Ключевые слова:** пассажироперевозки, пассажиропоток, безопасность движения, загруженность.



**V.V. Rudzinskyi, S.V. Melnychuk, O.I. Rafalsky, V.P. Shumliakivskyi. Research of a condition of passenger transportation in Zhytomyr, problem analysis.**

Analyzed the condition of passenger and traffic organization in Zhytomyr. Survey conducted of passenger bus and presented preliminary findings and recommendations for improving the quality and passenger safety.

**Keywords:** passenger traffic, traffic safety, traffic congestion.

**АВТОРИ:**

*РУДЗИНСЬКИЙ Володимир Васильович*, д.т.н., професор, завідувач кафедри „Автомобілі і механіка технічних систем”, Житомирський державний технологічний університет;

*МЕЛЬНИЧУК Сергій Володимирович*, к.т.н., доцент кафедри „Автомобілі і механіка технічних систем”, Житомирський державний технологічний університет; e-mail: s.v.melnichuk@ztu.edu.ua

*ШУМЛЯКІВСЬКИЙ Володимир Петрович*, старший викладач, Житомирський державний технологічний університет.

**АВТОРЫ:**

*РУДЗИНСКИЙ Владимир Васильевич*, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой „Автомобили и механика технических систем”, Житомирский государственный технологический университет;

*МЕЛЬНИЧУК Сергей Владимирович*, к.т.н., доцент кафедры „Автомобили и механика технических систем”, Житомирский государственный технологический университет; e-mail: s.v.melnichuk@ztu.edu.ua

*ШУМЛЯКИВСКИЙ Владимир Петрович*, старший преподаватель, Житомирский государственный технологический университет.

**AUTHORS:**

*V. RUDZINSKYI*, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of the Department of Automobiles and Technical System Mechanics, Zhytomyr State Technological University;

*S. MELNYCHUK*, PhD., Assoc. Professor of the Department of Automobiles and Technical System Mechanics, Zhytomyr State Technological University; e-mail: s.v.melnichuk@ztu.edu.ua

*V. SHUMLIKIVSKYI*, Senior Lecturer, Zhytomyr State Technological University.

**REVIEWER:**

*Alexander KRAVCHENKO*, Doctor of Science in Technology, Professor, East Ukrainian National University named after Volodymyr Dahl, Head of Avtonika and Transport Management Department, Lugansk, Ukraine.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*КРАВЧЕНКО О.П.*, доктор технічних наук, професор, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, завідувач кафедри автоніки та управління на транспорті, Луганськ, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*КРАВЧЕНКО А.П.*, доктор технических наук, профессор, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, заведующий кафедрой автоник и управления на транспорте, Луганск, Украина.

Стаття надійшла в редакцію 09.09.2014р.



Сахно<sup>1</sup> В.П., Кузнєцов<sup>2</sup> Р.М., Стельмашук<sup>2</sup> В.В., Козачук<sup>2</sup> Л.С.

<sup>1</sup> Національний транспортний університет,

<sup>2</sup> Луцький національний технічний університет

## ДО ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ СТІЙКОСТІ АВТОПОЇЗДА КАТЕГОРІЇ М1 У ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ РУХУ

Встановлено, що бічні прискорення, що діють у центрі мас тягового автомобіля і причепа при виконанні маневрів „ривок рульового колеса” і „переставка” за швидкості автопоїзда 5 м/с майже однакові, тобто про стійкість автопоїзда при виконанні цих маневрів слід судити по величині бічних прискорень, що діють у центрі мас будь-якої ланки автопоїзда.

**Ключові слова:** автопоїзд, стійкість, режим, рух, тягово-зчіпний пристрій, навантаження, швидкість

**Вступ.** Безпечний рух автомобіля багато в чому визначається його динамічними властивостями і, значною мірою, стійкістю і керованістю транспортного засобу. В даний час завдання визначення умов стійкості одиночних автомобілів достатньо вивчене, проте, як показує практика, визначення характеру поведінки автопоїздів донині не втратило свою актуальність. Успіх у вирішенні подібних завдань залежить від того, наскільки вдало вибрана математична модель і її істотні параметри, які описують поведінку динамічної системи, у нашому випадку автопоїзда.

Питання стійкості і керованості автомобілів і автопоїздів через їхню практичну важливість вивчалися багатьма дослідниками. До цього часу розроблена теорія стійкості руху двохвісних автомобілів. Так як результати досліджень стійкості і керованості двохвісних автомобілів не можна механічно поширювати на багатівісні автомобілі й автопоїзди, то при їхньому створенні приходиться керуватися в основному практичним досвідом, а теорію робочого процесу розробляти на результатах досліджень дослідного зразка [1]. Такий експеримент потребує великих витрат коштів і часу. Є ряд досліджень [1-8], спрямованих на розробку теоретичних проблем проектування і створення загальної теорії автомобілів і автопоїздів, розкриваючих сутність фізичних явищ, що супроводжують втрати стійкості і керованості, результати яких дозволяють закладати задані властивості вже на стадії проектування.

Установлено [1], що практично всі параметри автомобіля і причіпних ланок впливають на керованість і стійкість руху автопоїзда. Цей вплив пов'язаний з геометричними параметрами й положенням центру мас автомобіля, характеристиками шин [2,3,6,8], числом осей і розміщенням їх по базі [2], прийнятою схемою системи управління автопоїзда [1].

У відповідності зі структурою системи взаємозв'язку загальних конструктивних рішень з експлуатаційними властивостями й зовнішніми умовами руху при дослідженні керованості й стійкості руху автопоїзда повинна вирішуватися задача визначення числа осей і місця їх розташування.

При дослідженні стійкості автомобілів і автопоїздів основними режимами руху були: прямолінійний; круговий; вхід в поворот, а також об'їзд несподіваної перешкоди по траєкторії близькій до синусоїдальної.

У якості основного оціночного параметра, що характеризує стійкість руху автомобіля, вибирається значення граничної швидкості, з якою автомобіль може рухатися в заданих умовах. В значно меншій мірі досліджені питання керованості і стійкості криволінійного руху автопоїздів.

Одиночний автомобіль, кваліфіковано керований у нормальних, неаварійних обставинах, здійснює цілком визначені, передбачені і контрольованими водієм, рухи. Автопоїзду навіть при самому кваліфікованому керуванні властива деяка нестійкість його руху, що характеризується наявністю горизонтальних коливань (вилянь) причіпної ланки при виконанні ним різних маневрів. **Метою роботи** є дослідження стійкості автопоїзда категорії М1 при виконанні ним різних маневрів.

**Результати досліджень.** У роботі [9] отримана система рівнянь, що описує рух автопоїзда категорії М1. За допомогою отриманої системи рівнянь проаналізована стійкість прямолінійного

руху автопоїзда. Ця ж система рівнянь була використана при дослідженні стійкості руху автопоїзда при виконанні ним різних маневрів.

На рис. 1 наведені результати розрахунку параметрів руху автопоїзда при виконанні маневру ISO за різних швидкостей руху автопоїзда і за різного навантаження на тягово-зчіпний пристрій.

Як слідує з наведених рисунків, урахування навантаження на тягово-зчіпний пристрій суттєво впливає на стійкість руху автопоїзда при виконанні цього маневру. Уже за швидкості 15 м/с і навантаженні на тягово-зчіпний пристрій в межах 1000 Н спостерігаються значні коливання причепа, які посилюються з підвищенням швидкості руху. Так, якщо за швидкості 20 м/с автопоїзд за навантаження на тягово-зчіпний пристрій в межах 500 Н залишається стійким, то при збільшенні навантаження до 1000 Н ця швидкість зменшується до 10 м/с.

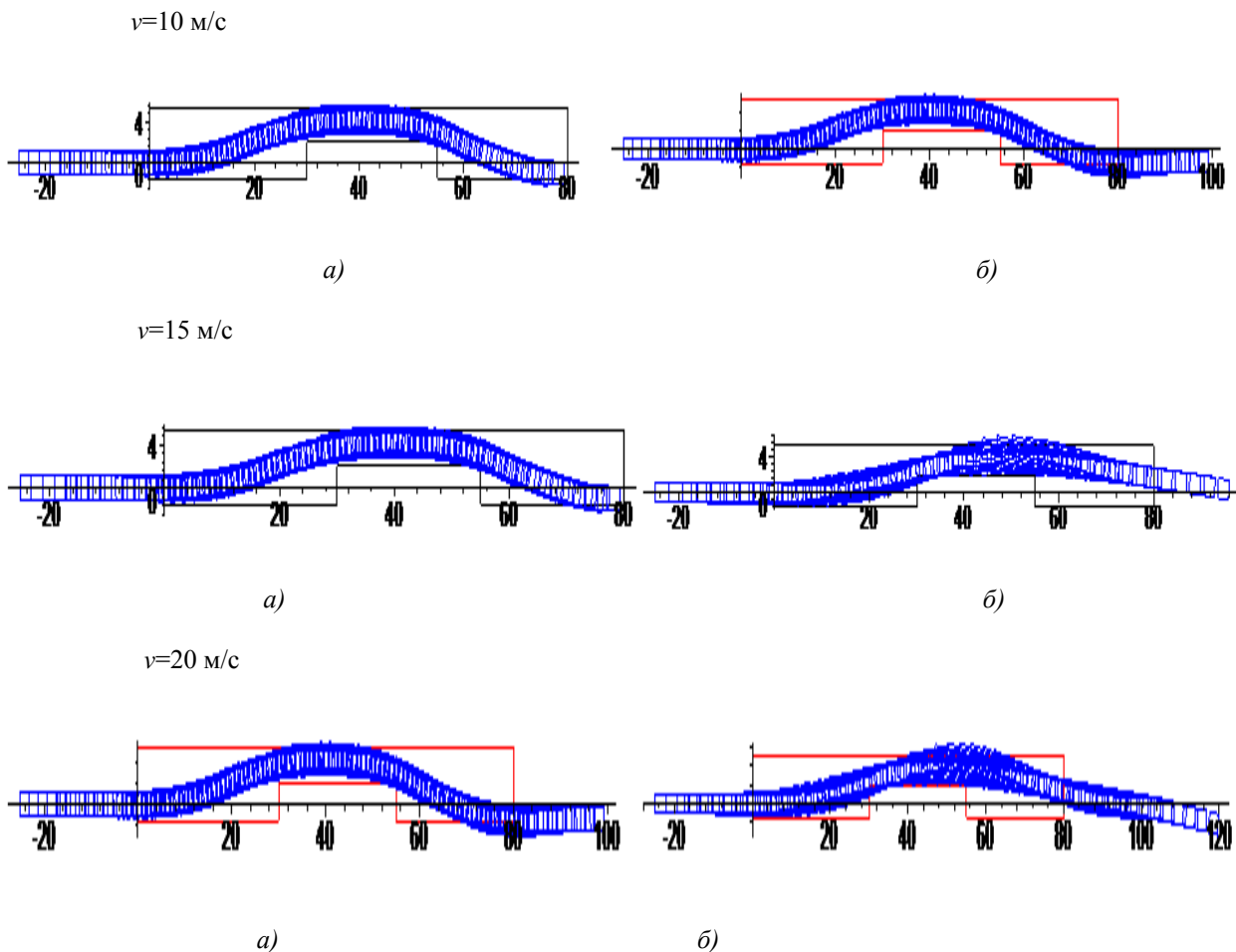


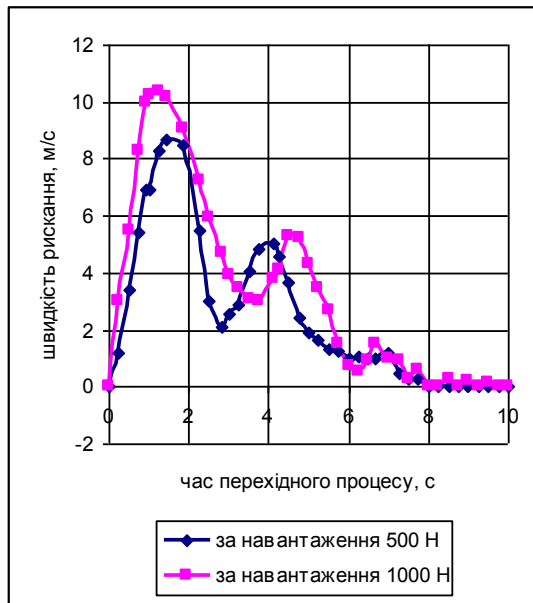
Рисунок 1— До визначення стійкості руху автопоїзда при виконанні маневру ISO:

(а) – за навантаження на тягово-зчіпний пристрій в межах 500 Н,

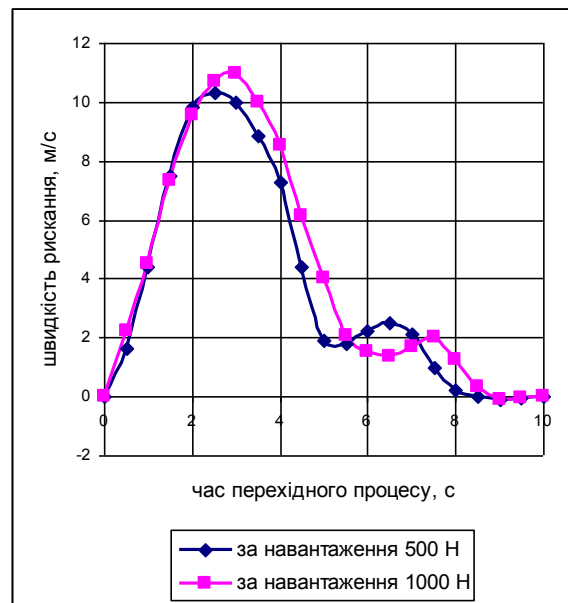
(б) – за навантаження 1000 Н

Окрім маневру ISO розглядалися також і маневри „ривок рульового колеса” і „переставка”. На рис. 2 наведені результати розрахунку швидкості ривання ланок автопоїзда за швидкості 10 м/с. Характерним є те, що при виконанні маневру „ривок рульового колеса” найбільша швидкість ривання притаманна тяговому автомобілю, а при виконанні маневру „переставка” – причепу, тобто обмежуючим фактором при виконанні цих маневрів є як тяговий автомобіль, так і причіп.

На рис. 3 наведені результати розрахунку бічних прискорень, що діють у центрі мас тягового автомобіля і причепа при виконанні тих же маневрів за швидкості автопоїзда 10 м/с. Цікавим є те, що прискорення, що діють у центрі мас тягового автомобіля і причепа за одного і того ж навантаження на тягово-зчіпний пристрій, майже однакові як при виконанні маневру „переставка”, так і при виконанні маневру „ривок рульового колеса”, тобто про стійкість автопоїзда при виконанні цих маневрів слід судити по величині бічних прискорень, що діють у центрі мас будь-якої ланки автопоїзда.

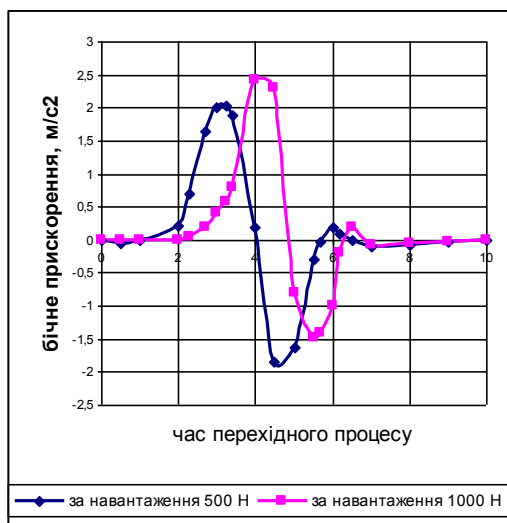


а)

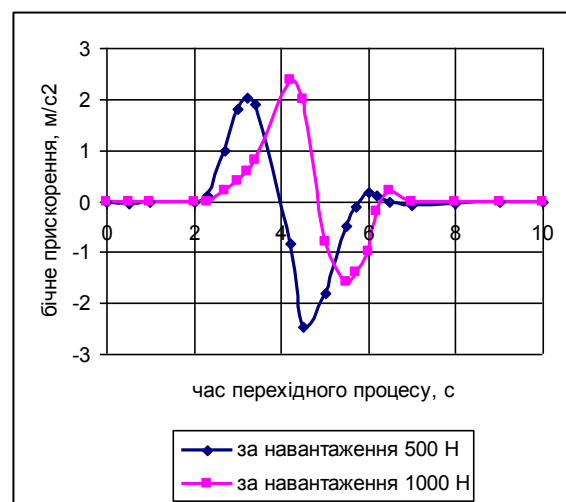


б)

Рисунок 2 – Швидкість рискання причепа у часі перехідного процесу під час виконання маневру: (а)- „ривок рульового колеса”; (б) - „переставка”



а)



б)

Рисунок 3 – Бічне прискорення причепа у часі перехідного процесу при виконанні маневру: (а)- „ривок рульового колеса”; (б) - „переставка”

При цьому для обох маневрів залишається спільним збільшення прискорення ланок автопоїзда (на 17,6% при виконанні маневру «ривок рульового колеса і на 20,5% - при виконанні маневру «переставка») при збільшенні навантаження на тягово-зчіпний пристрій від 500 н до 1000 Н. При збільшенні швидкості виконання маневру різниця у максимальних прискореннях, що діють на окремі ланки автопоїзда, збільшується як при урахуванні крену, так і за його відсутності.

Порівняння розрахункових схем автопоїзда за різного навантаження на тягово-зчіпний пристрій і різного значення відносного коефіцієнта опору бічному відведенню коліс причепа при обїзді перешкоди можна виконати за допомогою коефіцієнта посилення бічного прискорення напівпричепа, рис. 4.

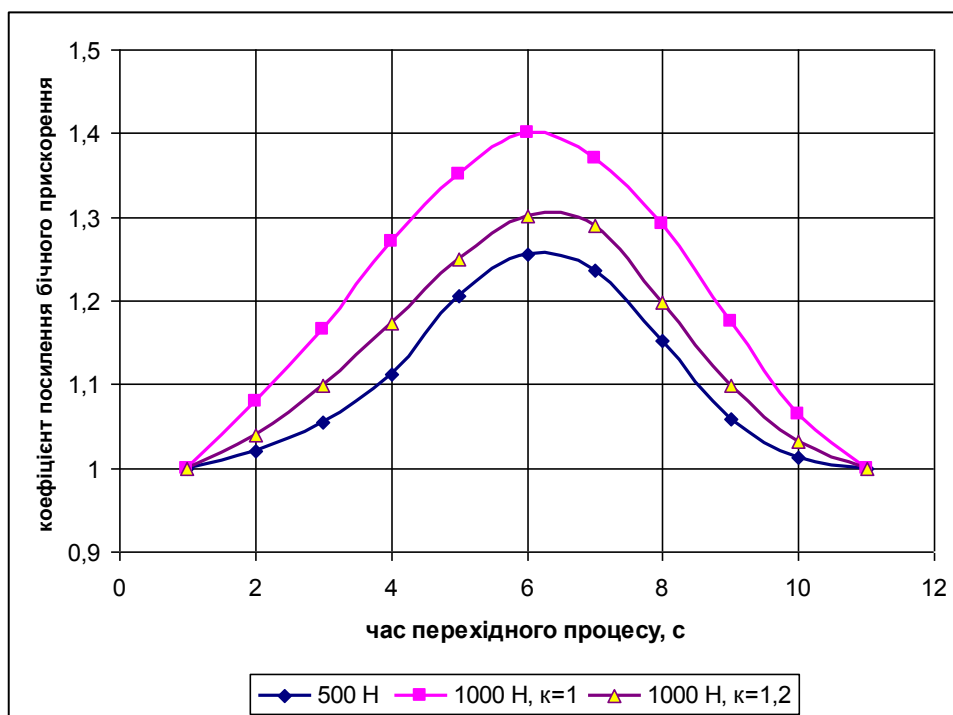


Рисунок 4 – Коефіцієнт посилення бічного прискорення напівпричепа у часі перехідного процесу за швидкості автопоїзда 10 м/с

Як слідує з наведеного графіка, коефіцієнт посилення бічного прискорення залежить від навантаження на тягово-зчпний пристрій і відносного коефіцієнта опору бічному відведенню коліс причепа. Максимальне значення цього коефіцієнта за навантаження на тягово-зчпний пристрій в межах 1000 Н і значення відносного коефіцієнта опору бічному відведенню коліс причепа  $k=1,0$  майже на 10,3% перевищує його значення за навантаження 500 Н, тобто збільшення навантаження на тягово-зчпний пристрій призводить до зменшення швидкості виконання будь-яких маневрів автопоїзда. Проте при збільшенні значення відносного коефіцієнта опору бічному відведенню коліс причепа до  $k=1,2$  коефіцієнт посилення бічного прискорення збільшується тільки на 3,7%, тобто збільшенням коефіцієнта опору бічному відведенню коліс причепа (наприклад, за рахунок збільшення тиску повітря в шинах його коліс) можна суттєво поліпшити показники стійкості руху автопоїзда.

**Висновки.** Встановлено, що бічні прискорення, що діють у центрі мас тягового автомобіля і причепа при виконанні маневрів „ривок рульового колеса” і „переставка” за швидкості автопоїзда 5 м/с майже однакові, тобто про стійкість автопоїзда при виконанні цих маневрів слід судити по величині бічних прискорень, що діють у центрі мас будь-якої ланки автопоїзда. Коефіцієнт посилення бічного прискорення залежить від навантаження на тягово-зчпний пристрій і відносного коефіцієнта опору бічному відведенню коліс причепа. Максимальне значення цього коефіцієнта за навантаження на тягово-зчпний пристрій в межах 1000 Н і значення відносного коефіцієнта опору бічному відведенню коліс причепа  $k=1,0$  майже на 10,3% перевищує його значення за навантаження 500 Н, тобто збільшення навантаження на тягово-зчпний пристрій призводить до зменшення швидкості виконання будь-яких маневрів автопоїзда. Проте при збільшенні значення відносного коефіцієнта опору бічному відведенню коліс причепа до  $k=1,2$  коефіцієнт посилення бічного прискорення збільшується тільки на 3,7%, тобто збільшенням коефіцієнта опору бічному відведенню коліс причепа (наприклад, за рахунок збільшення тиску повітря в шинах його коліс) можна суттєво поліпшити показники стійкості руху автопоїзда.

1. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей /Д.А.Антонов. М.: Машиностроение, 1978. - 216с.
2. Аксенов П.В. Многоосные автомобили /П.В. Аксенов. М.: Машиностроение, 1989. -279с.
3. Антонов Д.А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей Д.А.Антонов. - М.: Машиностроение, 1984. - 164 с.
4. Власко Ю.М., Хачатуров А.А. Исследование управляемости автопоезда /Ю.М.Власко, А.А. Хачатуров.– М.: Транспорт, 1970. - 57 с.
5. Управляемость и устойчивость автомобиля /Сб.статей. Пер. с англ. – М.: Машгиз, 1963.-276 с.

6. Добрин А.С. Устойчивость и управляемость автомобиля при неустановившемся движении / А.С. Добрин. - М., 1968. - 18 с.
7. Хачатуров А.А. Динамика системы "Дорога - шина - автомобиль - водитель" /А.А.Хачатуров - М.: Машиностроение, 1976. - 530 с.
8. Рокар И. Неустойчивость в механике /И. Рокар. – М.: изд-во иностр. лит., 1959. - 317 с.
9. Козачук Л.С. До визначення стійкості руху автопоїзда категорії М1/Л.С.Козачук //Вісник Житомирського державного технологічного університету. - № – 2014. -С. 87-94.

## REFERENCES

1. Antonov D.A. *Teoriya ustoychivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobiley* [The theory of motion stability of multiaxial vehicles]. Moscow. Mashinostroenie, 1978. 216p.
2. Aksenov P.V. *Mногоосные автомобили* [Multiaxial Vehicles]. Moscow. Mashinostroenie, 1989. 279p.
3. Antonov D.A. *Raschet ustoychivosti dvizheniya mnogoosnykh avtomobiley* [Calculation of motion stability of multiaxial vehicles]. Moscow. Mashinostroenie, 1984. 164p.
4. Vlasko Yu.M., Khachaturov A.A. *Issledovanie upravlyaemosti avtopoezda* [Research of controllability of lorry convoy]. Moscow. Transport, 1970. 57p.
5. Dobrin A.S. *Stability and control of the car at the transient motion*. Moscow. 1968. 18p.
6. *Vehicle handling and stability*. Moscow. Mashgiz, 1963. 276p.
7. Hachaturov A.A. *Dynamics of the system "Road - Tire - Vehicle - Driver"*. Moscow. Mashinostroenie, 1976. 530p.
8. Rokar I. *Instability in mechanics*. Moscow. 1959. 317p.
9. Kozachuk L.S. Do vyznachennia stiikosti rukhu avtopoizda katehorii M1 [Model of definition of motion stability of vehicle-trailer combination of M1 category]. *Visnyk of Zhytomyr State Technological University*. 2014. pp. 87-94.

### **Сахно В.П., Кузнецов Р.М., Стельмашук В.В., Козачук Л.С. К определению показателей стойкости автопоезда категории М1 в переходящих режимах движения.**

Установлено, что боковые ускорения, которые действуют в центре масс тягового автомобиля и прицепа при выполнении маневров „рывок рулевого колеса” и „переставка” при скорости автопоезда 5 м/с почти одинаковые, то есть об устойчивости автопоезда при выполнении этих маневров следует судить по величине боковых ускорений, которые действуют в центре масс любого звена автопоезда.

**Ключевые слова:** автопоезд, устойчивость, режим, движение, тягово-сцепное устройство, нагрузка, скорость.

### **V. Sakhno, R. Kuznietsov, V. Stelmashchuk, L. Kozachuk. To defining stability indicators for lorry convoy of M1 category in transient modes of its motion.**

It is set that lateral accelerations which operate in a center the masses of hauling car and trailer at implementation of manoeuvres „jerk of steering wheel” and „reconstruct” at speed of lorry convoy 5 m/s almost identical, that about stability of lorry convoy at implementation of these manoeuvres it is necessary to judge on the size of lateral accelerations which operate in a center the masses of any link of lorry convoy.

**Keywords:** lorry convoy, stability, mode, motion, hauling-coupling device, loading, speed.

### **АВТОРИ:**

*САХНО Володимир Прохорович*, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

*КУЗНЕЦОВ Руслан Михайлович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі і транспортні технології» Луцький НТУ, e-mail: knit@lntu.edu.ua

*СТЕЛЬМАЩУК Валерій Віталійович*, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі і транспортні технології» Луцький НТУ, e-mail: cdp@lntu.edu.ua

*КОЗАЧУК Любомир Святославович*, аспірант кафедри «Автомобілі і транспортні технології» Луцький НТУ, e-mail: lubaxxa@yandex.ru

### **АВТОРЫ:**

*САХНО Владимир Прохорович*, д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Автомобили», Национальный транспортный университет, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

*КУЗНЕЦОВ Руслан Михайлович*, к.т.н., доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: knit@lntu.edu.ua

*СТЕЛЬМАЩУК Валерий Витальевич*, к.т.н., доцент кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: cdp@lntu.edu.ua

*КОЗАЧУК Любомир Святославович*, аспирант кафедры автомобилей и транспортных технологий, Луцкий НТУ, e-mail: lubaxxa@yandex.ru



**AUTHORS:**

*Volodymyr SAKHNO*, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: sakhno@ntu.edu.ua

*Ruslan KUZNIETSOV*, PhD., Assoc. Professor of Automobiles and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: knit@lntu.edu.ua

*Valeriy STELMASHCHUK*, PhD., Assoc. Professor of Automobiles and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: cdp@lntu.edu.ua

*Liubomir KOZACHUK*, Postgraduate Student of Automobiles and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: lubaxxa@yandex.ru

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*МАТЕЙЧИК В.П.*, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, декан автомеханічного факультету, м. Київ, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*МАТЕЙЧИК В.П.*, доктор технических наук, профессор, Национальный транспортный университет, декан автомеханического факультета, г. Киев, Украина.

**REVIEWER:**

*V. MATEICHYK*, Doctor of Science in Technology, Professor, National Transport University, Dean of Automobile Mechanic Faculty, Kiev, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 28.08.2014р.

УДК 629.113  
UDC 629.113

Сахно<sup>1</sup> В.П., Тімков<sup>1</sup> О.М., Мойся<sup>1</sup> Д.М., Сайчук<sup>1</sup> М.І., Кузнєцов<sup>2</sup> Р.М., Гуменюк<sup>2</sup> П.О.  
<sup>1</sup>Національний транспортний університет  
<sup>2</sup>Луцький національний технічний університет

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МАНЕВРНОСТІ АВТОПОЇЗДА З КЕРОВАНИМ НАПІВПРИЧЕПОМ

Визначені показники маневреності сідельного автопоїзда загальною довжиною 17,5 м як з некерованим напівприцепом, так і напівприцепом із самоустановлювальною віссю. Експериментально підтверджена адекватність розроблених моделей щодо маневреності автопоїзда. Максимальні розбіжності у визначенні траєкторії автомобіля-тягача і напівпричепи для обох автопоїздів не перевищували 9%.

**Ключові слова:** маневреність, автопоїзд, закон управління, відхилення, привод, траєкторія, поворот.

**Постановка проблеми.** За останні роки підприємствами та приватними виробниками України освоєно виробництво широкої гами причіпної техніки. До них відносяться причепа та напівпричепа з тентами та бортовими платформами, напівпричепа з жорсткими та ізотермічними кузовами, напівпричепа контейнеровози, зерновози, самоскиди, причепа-розпуски, причепа сортиментовози та інші. За період з 1983 року по 2010 рік органами Держспоживстандарту України (Держстандарту України) зареєстровано 158 моделей причепів вітчизняного виробництва.

Виробництво причіпної техніки обумовлено значним різновидом та специфічністю вантажів, необхідністю відповідати міжнародним вимогам по розмірам та масовим параметрам, по забезпеченню безпечних умов експлуатації. Організація цих вимог в комплексі визначає конструктивні особливості того чи іншого транспортного засобу. Розробка нових конструкцій причепів та оновлення уже освоєних конструкцій ведеться на високому технічному рівні, що досягається за рахунок модернізації та створення нових вузлів, агрегатів і систем, використання зарубіжних та вітчизняних комплектуючих і матеріалів.

На-сьогодні у країнах ЄС існують обмеження на величину радіусів повороту і ширину коридору, що займає автотransпортний засіб при здійсненні повороту. Ці обмеження впливають з вимог маневреності до автопоїздів і складають: зовнішній радіус повороту – не більш 12,5м ; внутрішній радіус повороту – не менш 5,3м при діючих обмеженнях габаритної довжини одиночного транспортного засобу – 12м, зчленованого автобуса – 18м, автопоїзда «автомобіль - причіп» - 18,35м, автопоїзда «автомобіль - напівпричіп» -16,5м [1]. Зазначені вимоги змушують виготовляти причепа (напівпричепа) і розробляти конструкції, що мають керовані чи самоустановлювальні колеса або осі [2]. У роботах [3-7] показники маневреності автопоїзда з керованим напівприцепом за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепи визначалися аналітичним шляхом. Для доведення адекватності розроблених математичних моделей для визначення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда з керованим напівприцепом потрібна його експериментальна перевірка. Тому **метою роботи** є перевірка адекватності розробленої математичної моделі і вихідних положень, покладених в основу розрахунку показників маневреності і стійкості руху автопоїздів з керованим напівприцепом.

**Результати досліджень.** Зважаючи на те, що автопоїзди з керованим напівприцепом за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепи на-сьогодні в Україні відсутні, експериментальні дослідження були проведені на автопоїзді з некерованим напівприцепом та напівприцепом із самоустановлювальною задньою віссю, що є стандартним обладнанням напівпричепів фірми Krone. При цьому зверталася увага на оснащення автопоїзда, програму і методику проведення вимірювань.

В задачі експериментальних досліджень автопоїзда входило визначення показників маневреності і стійкості руху автопоїзда за прямолінійного руху, а також при виконанні різних маневрів.

Відповідно до мети і задач експериментальних досліджень групою здобувачів Національного транспортного університету був створений експериментальний автопоїзд у складі сідельного тягача DAF XF 95.430 та напівпричепи KRONE – SDP 24 як з некерованими осями, так і з напівприцепом з самоустановлювальною віссю [8 ], рис. 1.



Рисунок 1 – Експериментальний автопоїзд

Для виконання програми експериментальних досліджень необхідно було реєструвати наступні параметри:

- кути повороту передніх керованих коліс тягача, складання автопоїзда і повороту самоустановлювальної осі напівпричепа;
- кутові швидкості тягача, напівпричепа і самоустановлювальної осі;
- шлях, час і швидкість руху автопоїзда;
- бічне прискорення центрів мас автомобіля-тягача і напівпричепа.

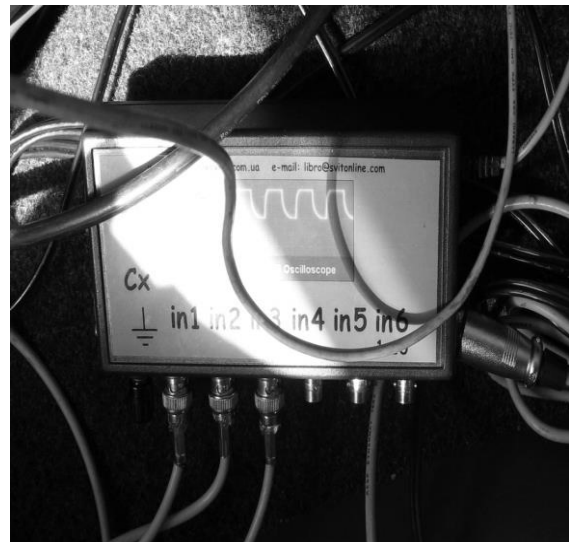
Реєструюча апаратура та місце оператора, який контролював роботу вимірювально-реєструючого комплексу, було організовано в кабіні сидельного тягача. Використовувалась як стандартна, так і універсальна апаратура, розроблена кафедрою «Автомобілі» НТУ.

Універсальне вимірювальне обладнання було створено на базі ПЕОМ (рис. 2) та електронного осцилографа USB Oscilloscope, рис. 3, з використанням вищенаведених датчиків різних типів.

Характеристику приладів щодо точності вимірювань наведено у табл. 1, 2.



а)



б)

Рисунок 2 – Реєструючий комплекс на базі ПЕОМ (а) і аналого-цифровий перетворювач USB Oscilloscope (б).

Таблиця 1 - Межі похибок приладів і обладнання при проведенні експериментальних досліджень

Вимірювальні параметри	Діапазон вимірювання	Похибка, не більше
Кути складання, град	±90	±0,5
Кут повороту рульового колеса, град	±180	±0,50
Швидкість АТЗ, км/год	5 – 150	±0,5
Кутова швидкість ланок АТЗ, град/с	±45	±0,5
Крен кузова напівпричепа, мм	0...55	±0,01
Бічне прискорення, м/с <sup>2</sup>	±7,0	±0,15

Таблиця 2 – Вимірювальне обладнання

Величина, що реєструється	Розміщення на об'єкті дослідження		Тип приладу НТУ/Scania
	НТУ	Scania	
Кут повороту рульового колеса	Сошка рульового механізму	Кабіна	Потенціометр
Швидкість рискання тягача	Рама, поблизу центра мас тягача		ВИ6-6ТН/ RMS FEP27
Швидкість рискання напівпричепа	Напівпричіп, поблизу центра мас напівпричепа		ВИ6-6ТН/Murata GyroStar
Бічне прискорення тягача	Рама, поблизу центра мас	На балці передньої осі	ВИ6-6ТН/ Setra
Бічне прискорення напівпричепа	Рама, поблизу центра мас	На балці 3-ої осі напівпричепа	ВИ6-6ТН/ Setra
Швидкість АТЗ, км/год	П'яте колесо	На передньому колесі тягача	НТУ/ Setra
Кут складання і повороту осі	На тягачі і на поперечній тязі рульової трапеції напівпричепа		Потенціометри
Траєкторії габаритних точок	На бампері тягача, на кузові напівпричепа біля середньої осі		Гідровідчики/ пневмопістолети

Вимірювання відображалося на моніторі ноутбука в реальному часі за допомогою спеціальної програми та зберігались у вигляді файлу з даними для проведення обробки і аналізу, рис. 4.

У кабіні водія також розташовувались додаткова акумуляторна батарея для живлення приладів, щоб виключити вплив на вимірювальну апаратуру коливань напруги.

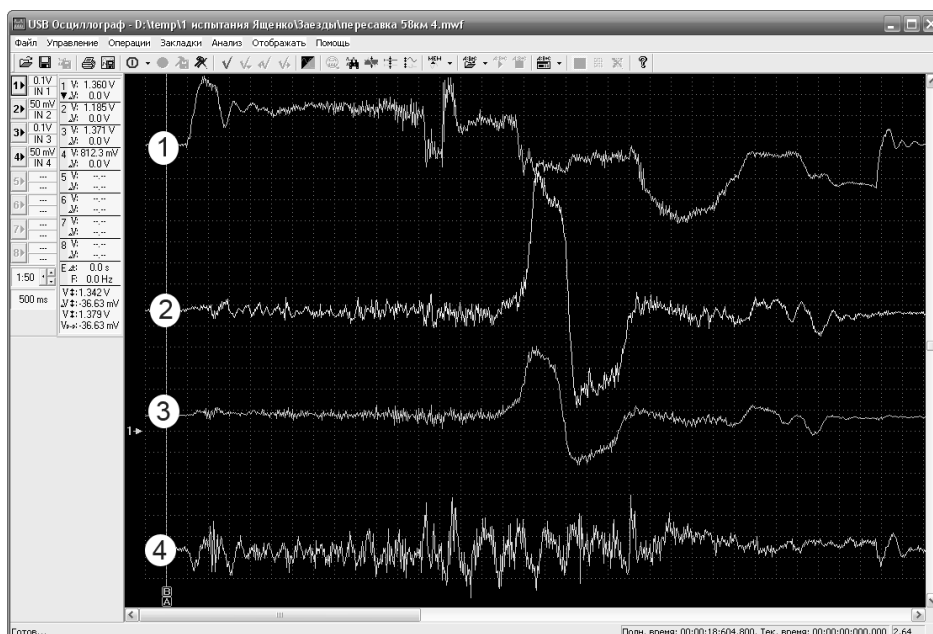


Рисунок 3 – Зразок осцилограм із записом параметрів руху автопоїзда:



- 1 – запис кута повороту рульового колеса;
- 2 – запис датчика бічного прискорення автомобіля-тягача;
- 3 – запис датчика бічного прискорення напівпричепа;
- 4 – запис датчика кута складання автопоїзда.

При проведенні випробувань автопоїзда програма досліджень включала:

- поворот за зовнішнього габаритного радіусу повороту 12,5 м;
- поворот радіусом 25м;
- поворот радіусом 35м;
- маневр ISO;
- рух по прямій зі швидкістю 90 км/год;
- маневр „переставка”;

Методика виконання усіх робіт програми детально описана у роботі [9].

Випробування проводилися на рівній сухій асфальтованій площадці злітно-посадкової смуги аеродрому м.Житомир (рис. 4). Заїзди відбувалися на двох ділянках – прямій та полосі для розворотів, де виконувались маневри із стійкості прямолінійного руху, повороту на 90° та виконання маневру “переставка”.



Рисунок 4 – Розмітка дороги при виконанні маневру „поворот” на 90°

Радіуси кривизни вибиралися від 15 до 50 м. Необхідні траєкторії розмічалися крейдою на дорожньому покритті, по яким водій зобов'язаний був направляти рух автопоїзда. Для підвищення впевненості водія в правильному керуванні автопоїздом уздовж ліній, нанесених крейдою, були розставлені яскраво червоні фішки. Цими фішками користувався й оператор, визначаючи момент включення й виключення апаратури для реєстрації та гідровідмітчиків. Рух на ділянках виконувалося із встановленою швидкістю (від 5 до 70 км/год).

Виконання випробувань передбачало три повторності у кожному з режимів, згідно вимог ДСТУ 3310–96. За результат вимірювань приймалося середнє значення за всіма повторностями. Протягом одного заїзду швидкість руху підтримувалася, по можливості, постійною. Повороти рульового колеса виконувалися плавно, без затримок та ривків, в зворотному напрямку не допускалися.

Для виключення впливу випадкових збурень випробування проводилися на сухій горизонтальній асфальтованій площадці з високим коефіцієнтом зчеплення при температурі повітря +20...+24 °С. Реєстрація траєкторій ланок автопоїзда проводилася за допомогою системи гідровідмітчиків.

Для оцінки характеристики руху автопоїзда прийняте середнє значення відхилення  $\Delta_i$  траєкторії причіпної ланки від траєкторії автомобіля-тягача на мірних ділянках. Відхилення траєкторії причіпної ланки визначалося по трьох контрольних точках на мірних ділянках. Перед початком випробувань виконувалися заїзди для калібрування, що визначали можливе відхилення траєкторії руху на мірних ділянках. Перед контрольними заїздами водій виконував кілька пробних заїздів.



Відхилення траєкторії причіпної ланки визначалися за допомогою мірної лінійки та рулетки, базування яких здійснювалося по сліду гідровідмітчиків. При цьому вимір проводився посередині слідів траєкторії тягача й напівпричепа в місці найбільшої розбіжності траєкторій. Погрішність виміру з урахуванням висихання сліду становила  $\Delta_c = 1\text{мм}$ , що підтверджено серією послідовних замірів, виконаних у контрольних точках траєкторії руху автопоїзда. У якості результату приймалось середнє значення на підставі трьох заїздів. На підставі отриманих даних побудовані відповідні графічні залежності відхилення траєкторії руху від різних факторів.

Круговий рух автопоїзда починався з положення, коли керовані колеса вже повернені на максимальний кут, тобто режимний коефіцієнт складав  $K_f \rightarrow \infty$ . Надалі рух автопоїзда здійснювався при незмінному положенні керованих коліс автомобіля-тягача. За кожне повне коло визначалися величини дійсних габаритних радіусів автопоїзда.

Окрім кругового руху виконувалися також маневри «поворот» на  $90^\circ$  і маневр ISO 3888-1.

Стійкість прямолінійного руху автопоїзда визначалася по вилянню напівпричепа.

При досягненні певної швидкості руху виникають поперечні коливання причіпної ланки. Внаслідок цього збільшується габаритна смуга руху автопоїзда та погіршується безпека руху. Виляння виникає внаслідок початкового відхилення напівпричепа, причинами якого можуть бути перекося мостів, поперечний поштовх від нерівностей дороги, коливання коліс самоустановлювальної осі, бічний вітер, відведення шин та інші фактори. Критичною швидкістю вважають швидкість, при досягненні якої виляння причепа в кожену сторону складають 3% його габаритної ширини.

Кутів відхилення напівпричепа при прямолінійному русі сідельного тягача характеризують курсову стійкість автопоїзда. Оціночними параметрами курсової стійкості є максимальні відхилення траєкторії руху напівпричепа від траєкторії тягача і середня швидкість бічного зсуву напівпричепа, розглянуті як функція

$$v_\varphi = \overline{\varphi} v_a,$$

де  $v_a$  – швидкість руху сідельного тягача уздовж заданого напрямку, м/с;

$\overline{\varphi}$  – середній інтегральний кут відхилень подовжньої осі візка напівпричепа від прямолінійного руху тягача, град;

$$\overline{\varphi} = \frac{1}{(t_n - t_0)} \int_{t_0}^{t_n} f(\varphi) d\varphi,$$

де  $(t_n - t_0)$  – час руху на ділянці.

Для забезпечення прямолінійного руху тягача на дорозі по осьовій лінії були встановлені створні знаки, добре видні водієві. Відхилення траєкторії руху тягача від прямолінійної враховувалися при наступній обробці осцилограм, яка здійснювалась методами математичної статистики.

Окрім прямолінійного руху визначалися показники стійкості автопоїзда при русі з переставкою”.

Маневр “переставка” є типовим для руху автопоїзда в реальних дорожніх умовах і полягає у зміні однієї смуги руху на іншу. При підготовці експериментальної ділянки для виконання маневру “переставка” на додаток до раніше перерахованих робіт на поверхню дороги наносилися дві паралельні осьові лінії на відстані 3,5 м одна від іншої. Довжина “переставки” складала 24 м. Рух при цьому маневрі здійснюється з постійною швидкістю, показники стійкості визначаються у відповідності до ГОСТ Р 52302-2004.

Перед контрольними заїздами водій здійснював пробні заїзди з метою відпрацювання маневру і виявлення можливостей автомобіля до руху з різною швидкістю. При цьому підбиралася оптимальна кривизна траєкторій, необхідна для виконання маневру з заданою швидкістю. Інтенсивність маневрів обмежувалася можливостями водія.

Послідовність проведення контрольних заїздів містила в собі розгін автопоїзда до обраної швидкості по правій смузі. Потім після включення апаратури, водій, не змінюючи швидкості руху, виконував маневр “переставка” відповідно до обраної раніше інтенсивності. Заїзди, за яких

автомобіль після зміни смуги руху не укладався в ширину проїзної частини дороги, бракувалися.

У результаті експериментальних досліджень руху автопоїзда були отримані осцилограми з записами кутів повороту керованих коліс сідельного тягача, дані про прискорення центрів мас ланок та кута складання автопоїзда.

Обробка експериментальних даних дозволила отримати параметри, що характеризують маневреність і стійкість руху автопоїзда, а саме швидкість, прискорення та пройдений шлях, кутові та лінійні відхилення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача. Значення усіх параметрів визначалися по величинах відхилень ліній на осцилограмі від відповідних базових ліній з урахуванням масштабних коефіцієнтів, отриманих за тарувальними графіками датчиків відповідних параметрів.

Експериментальні дослідження проведені для автопоїзда як з некерованим напівприцепом (автопоїзд №1), так і напівприцепом з самоустановлювальною віссю (автопоїзд №2).

При повороті автопоїзда з ходу за кута повороту керованих коліс тягача для автопоїзда з некерованим напівприцепом (автопоїзд №1) і напівприцепом із самоустановлювальною віссю (автопоїзд №2) відповідно  $\theta=34,4^{\circ}$  і  $\theta=31,2^{\circ}$  зовнішній габаритний радіус (по сліду гідровідмітчика) за колового руху склав відповідно 12,49 м, 12,54 м. Дані про габаритну смугу руху наведені у табл. 3.

Таблиця 3 - Габаритна смуга руху при випробуваннях автопоїздів „рух по колу”

Тип автопоїзда	Експеримент	Розрахунок за кінематичною моделлю [6]	Розрахунок за динамічною моделлю [6]
Автопоїзд №1	7,340	6,917	7,094
Автопоїзд №2	7,070	6,711	6,813

Аналіз даних табл. 3 показує, що при експериментальних дослідженнях ГСР обох автопоїздів дещо більша у порівнянні з розрахунковими значеннями як за кінематичною, так і динамічною моделлю, проте максимальна розбіжність експериментальних і розрахункових даних не перевищує 5,8 і 3,6% - для автопоїзда №1 і 5,1 та 3,7% - для автопоїзда №2, тобто можна вважати цілком задовільними результати випробувань колового руху автопоїздів.

У табл. 4 наведені результати визначення ГСР при повороті автопоїзда на  $90^{\circ}$  як у процесі експерименту, так і при розрахунках за кінематичною і динамічною моделями.

Характерним для цього етапу експериментальних досліджень є те, що розбіжність у визначенні ГСР у процесі експерименту і при розрахунках за кінематичною моделлю та динамічною моделлю у порівнянні з коловим рухом автопоїзда, дещо зросла і склала відповідно 8,3 і 6,7% та 7,5 і 6,4% відповідно для автопоїздів №№1 і 2.

Таблиця 4 - ГСР випробуваннях автопоїздів при повороті на  $90^{\circ}$

Тип автопоїзда	Експеримент	Розрахунок за кінематичною моделлю [6]	Розрахунок за динамічною моделлю [6]
Автопоїзд №1	7,020	6,436	6,549
Автопоїзд №2	6,730	6,224	6,302

Пояснюється це, з одного боку, невизначеністю кривої руху автомобіля-тягача при його повороті на  $90^{\circ}$  і несталими процесами відведення коліс автопоїзда. Із цього можна зробити важливий практичний висновок: при визначенні показників маневреності автопоїзда за основу слід приймати рух по колу.

При проведенні етапу експерименту «Поворот радіусом 25 м» і «Поворот радіусом 35 м» було встановлено, що автопоїзди №№1,2 вписуються у визначену смугу (4,5 м). При цьому визначалася і критична швидкість виконання маневру, виходячи з умов безпеки проведення випробувань за величиною бічних прискорень, що діють у центрі мас автомобіля-тягача і напівпричепа.

У табл. 5 наведені результати розрахунку критичної швидкості руху автопоїздів, що розглядаються, у порівнянні з результатами експериментальних досліджень.

Аналіз даних табл. 5 показує на задовільну збіжність результатів. Максимальна розбіжність

у визначенні критичної швидкості руху (за величиною бічного прискорення, що діє у центрі мас ланки) не перевищує 7,4 і 9,0% - для автопоїзда №1; 8,1 і 9,3% - для автопоїзда №2.

Прискорення останньої ланки усіх автопоїздів знаходяться на межі допустимих (0,45 g), що свідчить також про стійкість їх руху при виконанні цього маневру.

Таблиця 5 - Критичні швидкості руху автопоїздів, що розглядаються

Тип автопоїзда	Бічне прискорення, м/с <sup>2</sup>		Критична швидкість, м/с	
	R <sub>п</sub> =25 м	R <sub>п</sub> =35 м	R <sub>п</sub> =25 м	R <sub>п</sub> =35 м
Автопоїзд №1	4,03/4,20	4,05/4,30	12,74/11,80	16,92/15,40
Автопоїзд №2	4,10/4,30	4,10/4,45	10,87/10,00	12,15/11,02

Примітка. У чисельнику - розрахунок, у знаменнику – експеримент.

При виконанні маневру ISO фіксувалися максимальна швидкість виконання цього маневру і бічні прискорення, що діють у центрі мас автомобіля-тягача і напівпричепа. Для визначення максимальної швидкості виконання цього маневру швидкість автопоїзда від заїзду до заїзду збільшувалася на 5 км/год. При цьому за максимальну приймалася швидкість, за якої автопоїзд не збивав жодного з конусів, якими був розмічений маневр ISO.

У табл. 6 наведені результати виконання маневру ISO, а також розрахункові значення максимальних швидкостей  $v_{\max}$  автопоїздів і бічних прискорень  $j_b$  у центрі мас напівпричепа.

Таблиця 6 - Максимальні швидкості руху і бічні прискорення у центрі мас напівпричепа

Тип автопоїзда	$v_{\max}$ , м/с	$j_b$ , м/с <sup>2</sup>
Автопоїзд №1	11,45/10,40	4,29/4,01
Автопоїзд №2	10,02/9,15	4,33/4,12

Примітка. У чисельнику - розрахунок, у знаменнику – експеримент.

Як слідує із табл. 6, розбіжність між розрахунковими даними максимальних швидкостей та бічних прискорень у центрі мас напівпричепа при виконання маневру ISO і даними експерименту складає для автопоїзда №1 відповідно 9,2 і 8,7% та для автопоїзда №2 – 6,5 і 7,3%, причому і максимальні швидкості, і бічні прискорення при розрахунках дещо більші за їх експериментальні значення. Пояснюється це тим, на прикладі автопоїзду №2, що виконання цього маневру було на межі можливості водія, а не на межі можливості автопоїзда.

При русі по прямій для зручності досліджень осцилограми були дискретизовані та зведені до табличного формату даних, на основі яких були побудовані відповідні графіки. Методами математичної статистики був визначений закон розподілу кута складання і встановлені характеристики цього закону. В результаті обробки осцилограм отримані залежності математичного очікування кутових відхилень напівпричепа від швидкості автопоїзда. При прямолінійному русі визначені кутові відхилення ланок автопоїздів №№1,2. Враховуючи те, що при прямолінійному русі кутові відхилення ланок автопоїзда мають коливальний характер, кут складання  $\varphi$  є стаціонарна випадкова величина. Як приклад, у табл. 7 наведені значення параметрів розподілу кутових відхилень  $\varphi$ , а на рис. 5 – гістограма розподілу ймовірностей кута складання автопоїзда (тобто, кутових відхилень напівпричепа).

Таблиця 7 – Результати статистичної обробки відхилень кута складання автопоїзда при русі зі швидкістю 80 км/год

Параметри компоновки автопоїзда	Закон розподілу	Параметри закону розподілу		Критерій згоди	
		$M_\varphi$ , град	$\sigma$ , град	Пірсона $P(\chi^2, q) > 0,01$	Романовського $R < 3$
Автопоїзд №1	норм.	-0,7012	0,7453	0,432	1,65
Автопоїзд №2	норм.	-0,9709	0,8643	0,701	1,43

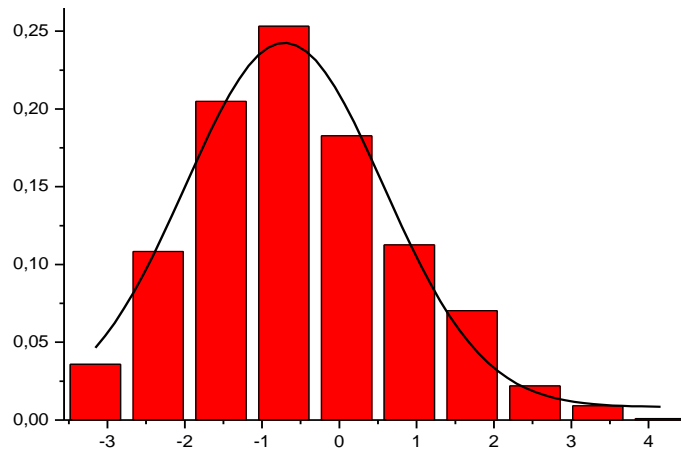


Рисунок 5 – Гістограма розподілу ймовірностей кутових відхилень напівпричепа

При прямолінійному русі автопоїзда №1 величини відхилень некерованого напівпричепа відповідають пружним деформаціям шин і не є впливанням ланки. Це ж відноситься і для автопоїзда №2 за умови блокування самоустановлювальної осі. При цьому зміщення траєкторії напівпричепа щодо траєкторії тягача для автопоїзда №1 не перевищувало 15 мм, а для автопоїзда №2 – 23 мм, тобто рух обох автопоїздів був стійким (допустиме максимальне зміщення  $\Delta_{\max} = \pm 0,03B = \pm 75$  мм).

**Висновки.** Підтверджена адекватність розробленої математичної моделі для визначення показників маневреності та стійкості руху автопоїзда з керованим напівприцепом. Розбіжність результатів не перевищує 9,2...8,7 % у всіх режимах руху. Причинами зазначеної розбіжності є бічне відведення коліс осей автопоїзда, математичний опис якого надзвичайно складний.

1. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities. – 2002. – No L67/47-49.

2. Мурованый И.С. К вопросу использования большегрузных автопоездов для перевозки грузов в междугородном и международном сообщении /И.С.Мурованый, А.Е.Бондаренко, В.М.Глинчук, О.А. Энглезі //Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип. 3. – К.: НТУ, 2006. – С. 94-100.

3.Сахно В.П. Обоснование систем управления специализированных автотранспортных средств для перевозки строительных конструкций. Дис. .. соиск. уч. степ. д.т.н. – Киев, 1991. – 480 с.

4. Сахно В.П. Аналіз стійкості і маневреності автопоїзда з системою управління кутами складання його ланок /В.П.Сахно, В.Г.Вербицький, О.А.Енглезі, В.М.Сондак В.М. //Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ПНЦ ТАУ. –2006. Випуск 9. С.85-88

5. Сахно В.П. До визначення показників стійкості руху автопоїзда з комбінованою системою управління напівприцепом /В.П.Сахно, В.М.Сондак, О.А.Енглезі, О.А.Веремчук // Вісник Національного транспортного університету: В 2-х частинах: Ч.1.–К., НТУ, 2006. – Вип.13.С.–81-85.

6. Сахно В.П. Аналіз криволінійного руху автопоїзда за подвійного приводу управління на передню вісь напівпричепа /В.П.Сахно, В.М.Поляков, В.М.Босенко, Д.Л.Мойся // Вісник Національного транспортного університету. – К.: НТУ, 2014. – Випуск 30. – С. 330-338.

7. Сахно В.П. До застосування подвійного приводу управління поворотними осями напівпричепа триланкового автопоїзда /В.П.Сахно, В.М.Глинчук, О.А.Енглезі, В.П.Онищук //Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип. 6. – К.: НТУ. – 2009. – С. 219-224.

8. Файчук М.І. Експериментальні дослідження маневреності автопоїзда з порушенням установки осей напівпричепа /М.І.Файчук, В.М. Поляков, Г.М. Борисенко//Вісник Житомирського державного технологічного університету, – Вип. 3(58), – Житомир, 2011, – С.86–90

9. Онищук В.П. Автоматизований комплекс для дослідження показників руху експериментального автопоїзда-контейнеровоза /В.П.Онищук//Луцький національний технічний університет: Наукові нотатки. – Луцьк. – 2011. – С. 210-216.

## REFERENCES

1. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities. – 2002. – No L67/47-49.

2. Murovanyu I.S., Bondarenko A.E., Glinchuk V.M., Englezi O.A. K voprosu ispol'zovaniya bol'shegruznykh avtopoezdov dlya perevozki tovarov v mezhdugorodnom i mezhdunarodnom soobshchenii. *Upravlinnia proektamy, systemnyi analiz i lohistyka*. Naukovyi zhurnal. Vol. 3. Kyiv, NTU Publ., 2006. pp. 94-100.

3. Sakhno V.P. Obosnovanie sistem upravleniya spetsializirovannykh avtotransportnykh sredstv dlya perevozki stroitel'nykh konstruksiy. Dokt. Diss. [Substantiation of management systems specialized vehicles for

transportation of building constructions. Dokt. Diss.J. Kiev, 1991. 480 p.

4. Sakhno V.P., Verbytskyi V.H., Enhlezi O.A., Sondak V.M. Analiz stiikosti i manevrenosti avtopoizda z systemoiu upravlinnia kutamy skladannia yoho lanok. *Avtoshliakhovyk Ukrainy. Okremyi vypusk. Visnyk PNTs TAU*. 2006. Vol. 9. pp.85-88.

5. Sakhno V.P., Sondak V.M., Enhlezi O.A., Veremchuk O.A. Do vyznachennia pokaznykiv stiikosti rukhu avtopoizda z kombinovanoi systemoiu upravlinnia napivprychepom. *Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu*: Part.1. Kyiv, NTU Publ., 2006. Vol. 13. pp.81-85

6. Sakhno V.P., Poliakov V.M., Bosenko V.M., Moisia D.L. Analiz kryvoliniinoho rukhu avtopoizda za podviinoho pryvodu upravlinnia na peredniu vis napivprychepa. *Visnyk Natsionalnoho transportnoho universytetu*. Kyiv, NTU Publ., 2014. Vol. 30. pp.330-338.

7. Sakhno V.P., Hlinchuk V.M., Enhlezi O.A., Onyshchuk V.P. Do zastosuvannia podviinoho pryvodu upravlinnia povrotnymy osiamy napivprychepa trylankovoho avtopoizda. *Upravlinnia proektamy, systemnyi analiz i lohistyka: Naukovyi zhurnal*. Vol. 6. Kyiv, NTU Publ. 2009. pp. 219-224.

8. Faichuk M.I., Poliakov V.M., Borysenko H.M. Eksperymentalni doslidzhennia manevrenosti avtopoizda z porushenniam ustanovky osei napivprychepa. *Visnyk Zhytomyrskoho derzhavnogo tekhnolohichnoho universytetu*, Vol. 3 (58), Zhytomyr, 2011, pp.86-90.

9. Onyshchuk V.P. Avtomatyzovanyi kompleks dlia doslidzhennia pokaznykiv rukhu eksperymentalnoho avtopoizda-konteinerovoza. *Lutskiy natsionalnyi tekhnichnyi universytet: Naukovi notatky*. Lutsk. 2011. pp. 210-216.

**Сахно В.П., Тімков О.М., Мойся Д.М., Сайчук М.І., Кузнецов Р.М., Гуменюк П.О. Экспериментальные исследования маневренности автопоезда с управляемым полуприцепом.**

Определены показатели маневренности седельного автопоезда общей длиной 17,5 м как с неуправляемым полуприцепом. так и полуприцепом с самоустанавливающей осью. Экспериментально подтверждена адекватность разработанных моделей относительно маневренности автопоезда. Максимальные отклонения траектории автомобиля-тягача и полуприцепа для обоих автопоездов не превышали 9%.

**Ключевые слова:** маневренность, автопоезд, закон управления, отклонения, привод, траектория, поворот

**V. Sakhno, O. Timkov, D. Moisia, M. Saichuk, R. Kuznietsov, P. Gumeniuk. Experimental research of maneuverability of lorry convoy with controlled semi-trailer.**

The indexes of manoeuvrability of saddle lorry convoy are certain by general length 17,5 m codes as with an out of control semitrailer. so by a semitrailer with a selfmounting ax. Adequacy of the developed models is experimentally confirmed in relation to manoeuvrability of lorry convoy. The maximal rejections of trajectory of car-tractor and semitrailer for both lorry convoys did not exceed 9%.

**Keywords:** manoeuvrability, lorry convoy, management law, rejections, drive, trajectory, turn

**АВТОРИ:**

**САХНО Володимир Прохорович**, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет, e-mail: [sakhno@ntu.edu.ua](mailto:sakhno@ntu.edu.ua)

**ТІМКОВ О.М.**, к.т.н., доцент кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет;

**САЙЧУК Микола Іванович**, к.т.н., доцент, Національний транспортний університет;

**МОЙСЯ Д.М.**, аспірант кафедри «Автомобілі», Національний транспортний університет;

**КУЗНЕЦОВ Руслан Михайлович**, кандидат технічних наук, доцент кафедри «Автомобілі і транспортні технології» Луцький НТУ, e-mail: [knit@lntu.edu.ua](mailto:knit@lntu.edu.ua)

**ГУМЕНЮК Павло**, аспірант, Луцький національний технічний університет; e-mail: [aupv@lntu.edu.ua](mailto:aupv@lntu.edu.ua)

**AUTHORS:**

**Volodymyr SAKHNO**, Doctor of Science in Technology, Professor, Head of Automobiles Department, National Transport University, e-mail: [sakhno@ntu.edu.ua](mailto:sakhno@ntu.edu.ua)

**O. TIMKOV**, PhD., Assoc. Professor of Automobiles Department, National Transport University;

**Mykola SAICHUK**, PhD., Assoc. Professor, National Transport University;

**D. MOISIA**, Postgraduate Student of Automobiles Department, National Transport University;

**Ruslan KUZNIETSOV**, PhD., Assoc. Professor of Automobiles and Transport Technologies Department, Lutsk National Technical University, e-mail: [knit@lntu.edu.ua](mailto:knit@lntu.edu.ua)

**Pavlo GUMENIUK**, Postgraduate Student, Lutsk National Technical University, e-mail: [aupv@lntu.edu.ua](mailto:aupv@lntu.edu.ua)

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

**КРАВЧЕНКО О.П.**, доктор технічних наук, професор, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, завідувач кафедри автоніки та управління на транспорті, Луганськ, Україна.

**REVIEWER:**

**Alexander KRAVCHENKO**, Doctor of Science in Technology, Professor, East Ukrainian National University named after Volodymyr Dahl, Head of Avtonika and Transport Management Department, Lugansk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 05.09.2014р.



Цизь І.Є., Хомич С.М.  
Луцький національний технічний університет

## МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ В СЕРЕДОВИЩІ САПРОПЕЛЮ

У статті наведена модель руху бульбашки повітря в середовищі сапропелю у вигляді системи диференційних рівнянь. На основі розв'язку системи числовим методом побудовано межі повітряного потоку у в'язких рідинах та сапропелі.

**Ключові слова:** сапропель, повітря, пристрій, добування, траєкторія.

**Постановка проблеми.** Використання засобу для добування сапропелю із пневматичним (ерліфтним) забірним пристроєм [1] значно спрощує та здешевлює технологічний процес розробки родовищ. Даний пристрій має ряд переваг в порівнянні з іншими, які забезпечують добування сапропелю природної вологості. Основною з них є розрихлення сапропелевих покладів потоком стиснутого повітря за рахунок чого відбувається зменшення енергетичних та матеріальних витрат на отримання сільськогосподарського матеріалу – органічного сапропелю. Але серед відомих досліджень відсутні математичні моделі процесів, що відбуваються у забірній частині пневматичного пристрою для добування сапропелю

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Більшість теоретичних досліджень, що спрямовані на вивчення руху потоку стиснутого повітря в рідині обмежуються вивченням руху одиначної бульбашки.

У відповідності до [6] процес виходу стиснутого повітря через отвори кільцевого напірного трубопроводу супроводжується формуванням струменю, який в процесі руху подрібнюється на окремі бульбашки різного об'єму, що піднімаються у висхідному напрямку. Дана сапропелєповітряна суміш утворює бульбашкову структуру руху двофазного середовища у середині змішувача тобто, забірної частини пристрою.

Вивчення бульбашкового процесу, як початкового в пневматичному (ерліфтному) пристрої дозволяє сформулювати достовірну базу для подальшого теоретичного дослідження та моделювання структури і режиму руху, що формується всередині транспортуючого трубопроводу, та являється основою при дослідженні динаміки газорідних сумішей.

Авторами [2, 3, 4, 5], встановлено, що на бульбашку газу чи пари, що спливають в рідині діють підйомна сила викликана градієнтом тиску в напрямку руху бульбашки, сила опору рідини оточуючої бульбашку та сила поверхневого натягу. Дані дослідження описували умови піднімання бульбашки в рідині лише у вертикальній площині.

**Метою роботи** є розробка моделі руху повітряного потоку, який виходить з сопла розташованого під довільним кутом до горизонту, у середовищі в'язкої рідини

**Результати досліджень.** Вважаючи, що повітряний потік складається із окремих бульбашок кулястої форми, розглянемо рух довільної бульбашки масою  $m$  яка рухається у середовищі в'язкої рідини з глибини  $H$ . Початкова швидкість бульбашки задана її проекціями  $v_{ox}$  та  $v_{oy}$  на осі  $Ox$  і  $Oy$  двомірної декартової системи координат  $XOy$  (рис. 1).

З врахуванням вище наведеного на бульбашку діють наступні сили:

- сила ваги  $mg$ ;
- виштовхувальна сила Архімеда  $F_{Арх}$ ;
- сила лобового опору (сила Стокса)  $F_{Сток}$ .

Відповідно до формули Бернуллі тиск повітря в бульбашці становить:

$$P = P_{атм} + \rho \cdot g \cdot (H - y) + \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (1)$$

де  $P_{атм}$  – атмосферний тиск, Па;

$\rho$  – густина сапропелю,  $\text{кг/м}^3$ ;

$y$  – біжуче значення координати центра мас бульбашки вздовж осі  $OY$ , м;  
 $v^2 = \dot{x}^2 + \dot{y}^2 = v_{ox}^2 + v_{oy}^2$  – квадрат швидкості руху бульбашки, м/с;  
 $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

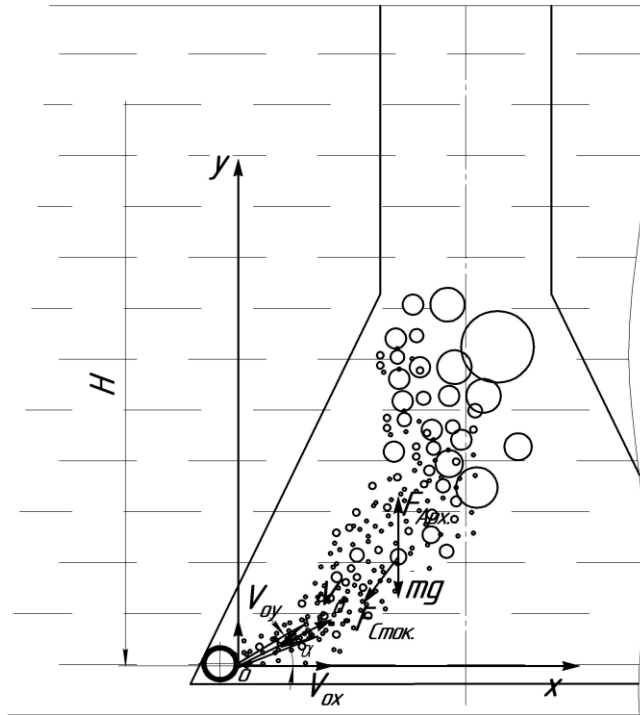


Рис. 1. Розрахункова схема руху бульбашок повітря у середовищі в'язкої рідини

Відповідно до формули Менделєєва-Клапейрона об'єм бульбашки становить

$$V = \frac{m}{\mu \cdot P} \cdot R \cdot T, \quad (2)$$

де  $m$  – вага повітря у бульбашці кг;  
 $\mu$  – молярна маса повітря  $\mu=0,029$  кг/моль;  
 $R$  – універсальна газова стала  $R=8,31$  Дж/моль·К;  
 $T$  – абсолютна температура бульбашки, К.

Підставивши (1) в (2) отримаємо

$$V = \frac{2 \cdot m \cdot R \cdot T}{\mu \cdot (2 \cdot P_{атм} + 2 \cdot \rho \cdot g \cdot (H - y) + \rho \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}. \quad (3)$$

Виштовхувальна сила Архімеда дорівнює

$$F_{Арх} = \rho \cdot g \cdot V. \quad (4)$$

З урахуванням (3) формула (4) набуде вигляду

$$F_{Арх} = \frac{2 \cdot m \cdot g \cdot \rho \cdot R \cdot T}{\mu \cdot (2 \cdot P_{атм} + 2 \cdot \rho \cdot g \cdot (H - y) + \rho \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}. \quad (5)$$

Для обчислення сили лобового опору Стокса, що діє на бульбашку, наближено вважатимемо останню кулькою радіусом  $r_0$ . Тоді можна записати

$$F_{\text{Сток}} = -6 \cdot \pi \cdot \eta \cdot r_0 \cdot v, \quad (6)$$

де  $\eta$  – динамічний коефіцієнт в'язкості сапропелю, Па·с;

$v$  – швидкості руху бульбашки, м/с.

Коефіцієнт в'язкості для ньютонівських рідин не залежить від швидкості деформації зсуву середовища, що у розглядуваному випадку відповідає швидкості руху бульбашки  $v$ , а для більшості реальних рідин швидкість зсуву суттєво впливає на коефіцієнт в'язкості. Тому коефіцієнт в'язкості у формулі (6) слід вважати функцією від швидкості бульбашки  $\eta(v)$ . Наприклад, для сапропелю у результаті експериментальних досліджень встановлено, що така функція має вигляд степеневі залежності.

$$\eta = q \cdot v^{-b}, \quad (7)$$

де  $q$  та  $b$  – коефіцієнти значення яких залежить від вологості сапропелю.

Проте, залежність (7) можна використовувати і для ньютонівських рідин (наприклад води) вважаючи, що  $q = \eta = \text{const}$ , а  $b = 0$ . Тому вважаючи на викладене із (6) з урахуванням (7) отримаємо

$$F_{\text{Сток}} = -6 \cdot \pi \cdot q \cdot v^{1-b} \cdot r_0. \quad (8)$$

Радіус  $r_0$  повітряної кульки з урахуванням (3) дорівнює

$$r_0 = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot V}{4 \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot m \cdot R \cdot T}{2 \cdot \pi \cdot \mu (2 \cdot P_{\text{атм}} + 2 \cdot \rho \cdot g \cdot (H - y) + \rho \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}} \quad (9)$$

У такому випадку сила лобового опору Стокса дорівнює

$$F_{\text{Сток}} = -6 \cdot \pi \cdot \eta \cdot q \cdot v^{1-b} \times \sqrt[3]{\frac{3 \cdot m \cdot R \cdot T}{2 \cdot \pi \cdot \mu (2 \cdot P_{\text{атм}} + 2 \cdot \rho \cdot g \cdot (H - y) + \rho \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}}. \quad (10)$$

Відповідно до II закону Ньютона запишемо

$$m\vec{a} = m\vec{g} + \vec{F}_{\text{Арх}} + \vec{F}_{\text{Сток}}. \quad (11)$$

З урахуванням (5) та (10) формула (11) у проєкціях на осі координат набуде вигляду

$$\begin{cases} m\ddot{x} = -6 \cdot \pi \cdot q \cdot \dot{x}^{1-b} \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot m \cdot R \cdot T}{2 \cdot \pi \cdot \mu (2 \cdot P_{\text{атм}} + 2 \cdot \rho \cdot g \cdot (H - y) + \rho \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}}; \\ m\ddot{y} = -m \cdot g + \frac{2 \cdot m \cdot g \cdot \rho \cdot R \cdot T}{\mu (2 \cdot P_{\text{атм}} + 2 \cdot \rho \cdot g \cdot (H - y) + \rho \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2))} - \\ -6 \cdot \pi \cdot q \cdot \dot{x}^{1-b} \cdot \sqrt[3]{\frac{3 \cdot m \cdot R \cdot T}{2 \cdot \pi \cdot \mu (2 \cdot P_{\text{атм}} + 2 \cdot \rho \cdot g \cdot (H - y) + \rho \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}}. \end{cases} \quad (12)$$

Виразимо із (2) масу бульбашки через її об'єм  $V_0$  при абсолютному тиску  $P_{атм}$

$$m = \frac{\mu P_{атм} V_0}{RT} \quad (13)$$

Розділивши праву та ліву частину рівнянь системи (12) на  $m$  з урахуванням (13) та після перетворень отримаємо

$$\begin{cases} \ddot{x} = -6 \cdot \pi \cdot \frac{R \cdot T}{\mu} \cdot q \cdot \dot{x}^{1-b} \times \\ \times_3 \sqrt{\frac{3}{2 \cdot \pi \cdot P_{атм} \cdot V_0 (2 \cdot P_{атм} + 2 \cdot \rho \cdot g \cdot (H - y) + \rho \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}}; \\ \ddot{y} = -g + \frac{2 \cdot g \cdot \rho \cdot R \cdot T}{\mu \cdot (2 \cdot P_{атм} + 2 \cdot \rho \cdot g \cdot (H - y) + \rho \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2))} - \\ -6 \cdot \pi \cdot \frac{R \cdot T}{\mu} \cdot q \cdot \dot{y}^{1-b} \times \\ \times_3 \sqrt{\frac{3}{2 \cdot \pi \cdot P_{атм} \cdot V_0 (2 \cdot P_{атм} + 2 \cdot \rho \cdot g \cdot (H - y) + \rho \cdot (\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}}. \end{cases} \quad (14)$$

Розв'язок даної системи неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку здійснювали числовим методом Розенброка у середовищі Maple. Для цього були визначені наступні початкові умови

$$\begin{cases} x_0 = 0; \\ y_0 = 0; \\ \dot{x}_0 = v_{ox}; \\ \dot{y}_0 = v_{oy}. \end{cases} \quad (15)$$

За початкову швидкість повітряної бульбашки  $v_0$  вважатимемо швидкість у найменшому перерізі струменю повітря під час його виходу крізь отвори напірного трубопроводу. Дану швидкість для адіабатного процесу можна розрахувати за формулою [7].

$$v_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot P_n}{(k-1) \cdot \rho_{нов.}} \left[ 1 - \left( \frac{P_c}{P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (16)$$

де  $k$  – показник адіабати,  $k=1,4$ ;

$P_n$  – тиск повітря у напірному трубопроводі, Па;

$\rho_{нов.}$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$P_c$  – тиск у середовищі в яке виходить повітряний потік, Па.

У розглядуваному випадку повітряний потік виходить у середовище в'язкої рідини, що знаходиться на глибині  $H$  та перебуває під тиском

$$P_c = P_{атм} + \rho \cdot g \cdot H. \quad (17)$$

Тому формула (16) набуде вигляду

$$v_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot k \cdot P_n}{(k-1) \cdot \rho_{нов.}} \left[ 1 - \left( \frac{P_{атм} + \rho \cdot g \cdot H}{P_n} \right)^{\left( \frac{k-1}{k} \right)} \right]} \quad (18)$$

Проте, швидкість газу зростає зі зростанням різниці тисків  $P_c$  і  $P_n$  лише до тих пір поки дана швидкість не досягне межі швидкості звуку для даного середовища. Для повітря така різниця тисків визначається відношенням

$$\beta_{кр} = P_c / P_n = 0,528, \quad (19)$$

а досліджуваний процес відбувається за тиску  $P_n = 200...500$  кПа та за  $P_c = 120...160$  кПа. Тому швидкість у найменшому перерізі струменю слід розраховувати за формулою

$$v_0 = v_{кр} = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \cdot R \cdot T_n}, \quad (20)$$

де  $T_n$  – температура за якої знаходиться стиснуте повітря, що нагнітається, К.

Проекції початкової швидкості  $v_0$  на осі координат визначатимуться залежностями

$$v_{ox} = v_e \cos \alpha; \quad (21)$$

$$v_{oy} = v_e \sin \alpha, \quad (22)$$

де  $\alpha$  – кут відхилення осі вихідного отвору напірного трубопроводу від горизонталі, град.

Для перевірки адекватності теоретичних залежностей в середовищі Марпле в двомірній системі координат побудовано графічні залежності траєкторії руху бульбашки повітря у воді (рис. 2, 3), у індустріальному маслі SAE 40 (рис. 4, 5) та у концентрованому миючому засобі (ТУ У 24.5 23731918-010-2003) (рис. 6, 7). Траєкторії будувались попарно для максимального та мінімального діаметрів бульбашок повітря, що забезпечувало формування контуру повітряного.

Порівняння побудованих за математичною моделлю (14) та отриманих у результаті експериментальних досліджень графічних залежностей, що обмежують форму повітряного потоку у воді, маслі індустріальному та концентрованому миючому засобі вказують на достатню адекватність моделі. Оскільки відхилення між розрахунковими та експериментальними значеннями координат в діапазоні віддалей від вихідного отвору 0,05...0,20 м не перевищує 10 – 12 %. Хоча відхилення між цими значеннями у діапазоні віддалей від вихідного отвору 0...0,05 м є вищими і досягають 20...25 %.

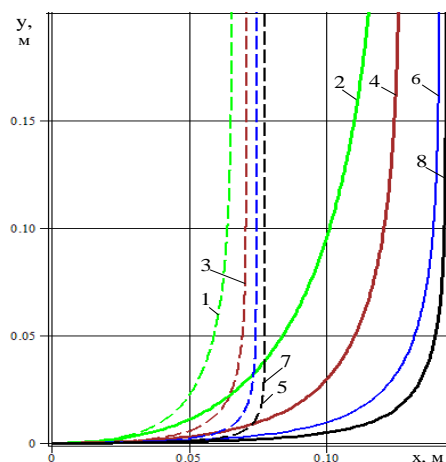


Рис. 2. Форма меж повітряного потоку під час його руху у воді після виходу із горизонтального отвору діаметром 1,0 мм за тиску подачі: 1-2 – 200 кПа; 3-4 – 300 кПа; 5-6 – 400 кПа; 7-8 – 500 кПа

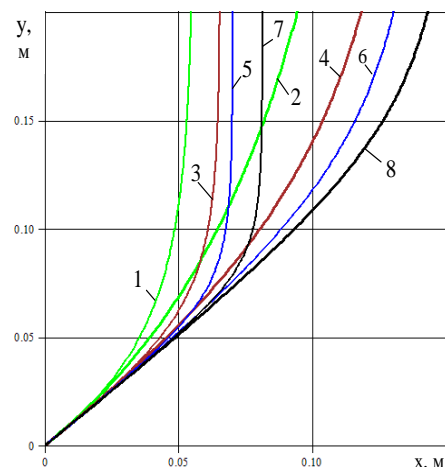


Рис. 3. Форма меж повітряного потоку під час його руху у воді після виходу із отвору діаметром 1,0 мм відхиленого від горизонту на  $45^\circ$  за тиску подачі: 1-2 – 200 кПа; 3-4 – 300 кПа; 5-6 – 400 кПа; 7-8 – 500 кПа



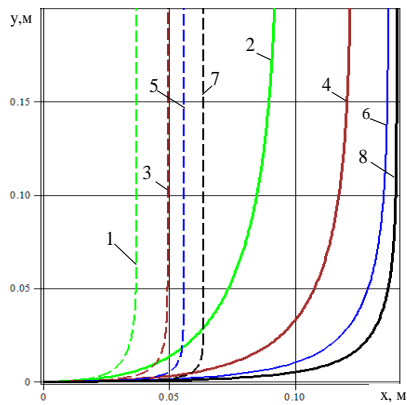


Рис. 4. Форма меж повітряного потоку під час його руху у маслі індустріальному після виходу із горизонтального отвору діаметром 1,0 мм за тиску подачі: 1-2 – 200кПа; 3-4 – 300кПа; 5-6 – 400кПа; 7-8 – 500кПа

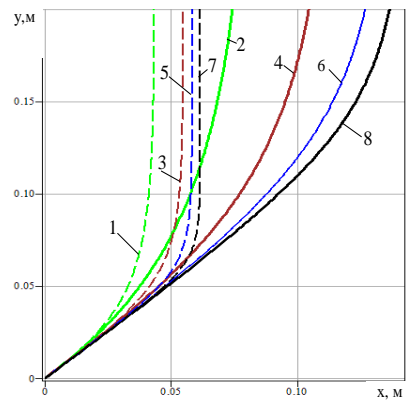


Рис. 5. Форма меж повітряного потоку під час його руху у маслі індустріальному після виходу із отвору діаметром 1,0мм відхиленого від горизонту на  $45^0$  за тиску подачі: 1-2 – 200кПа; 3-4 – 300кПа; 5-6 – 400кПа; 7-8 – 500кПа

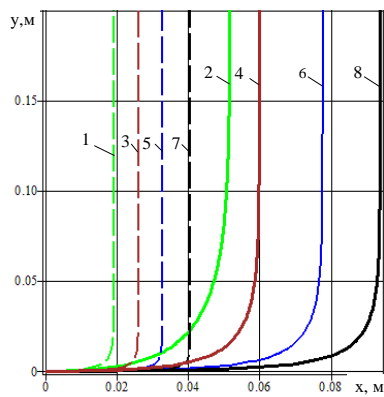


Рис. 6. Форма меж повітряного потоку під час його руху у миючому засобі після виходу із горизонтального отвору діаметром 1,0мм за тиску подачі: 1-2 – 200кПа; 3-4 – 300кПа; 5-6 – 400кПа; 7-8 – 500кПа

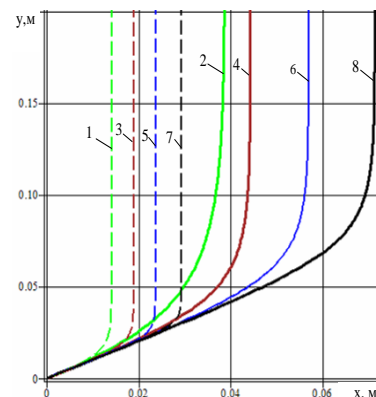


Рис. 7. Форма меж повітряного потоку під час його руху у миючому засобі після виходу із отвору діаметром 1,0мм відхиленого від горизонту на  $45^0$  за тиску подачі: 1-2 – 200кПа; 3-4 – 300кПа; 5-6 – 400кПа; 7-8 – 500кПа

Оскільки адекватність математичної моделі у вигляді системи диференціальних рівнянь (14) підтверджується то дана модель використана для побудови форми повітряного потоку у сапропелі вологістю  $W = 95 \pm 1\%$  (рис. 8, 9),  $W = 90 \pm 1\%$  (рис. 10, 11),  $W = 85 \pm 1\%$  (рис. 12, 13) за сталої глибини занурення забірною пристрою  $H = 4$  м.

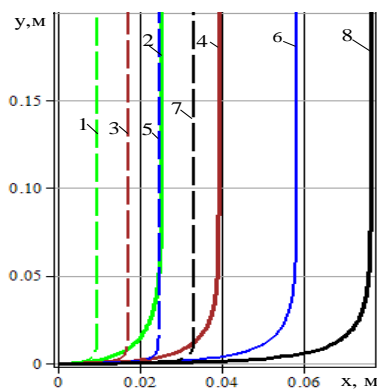


Рис. 8. Форма меж повітряного потоку під час його руху у сапропелі вологістю  $W_1 = 95 \pm 1\%$  після виходу із горизонтального отвору діаметром 1,0мм заглибленого на 4м за тиску подачі: 1-2 – 200 кПа; 3-4 – 300 кПа; 5-6 – 400 кПа; 7-8 – 500 кПа

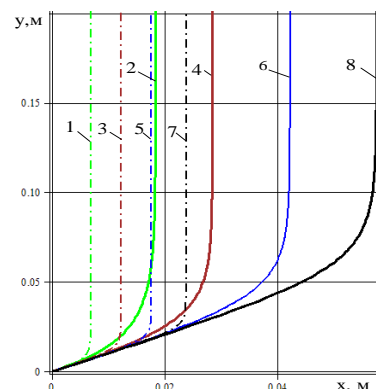


Рис. 9. Форма меж повітряного потоку під час його руху у сапропелі вологістю  $W_1 = 95 \pm 1\%$  після виходу із отвору діаметром 1,0мм заглибленого на 4м та відхиленого від горизонту на  $45^0$  за тиску подачі: 1-2 – 200 кПа; 3-4 – 300 кПа; 5-6 – 400 кПа; 7-8 – 500 кПа

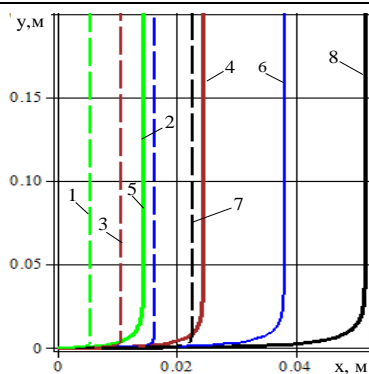


Рис. 10. Форма меж повітряного потоку під час його руху у сапропелі вологістю  $W_1 = 90 \pm 1\%$  після виходу із горизонтального отвору діаметром 1,0мм заглибленого на 4м за тиску подачі: 1-2 – 200кПа; 3-4 – 300кПа; 5-6 – 400кПа; 7-8 – 500кПа.

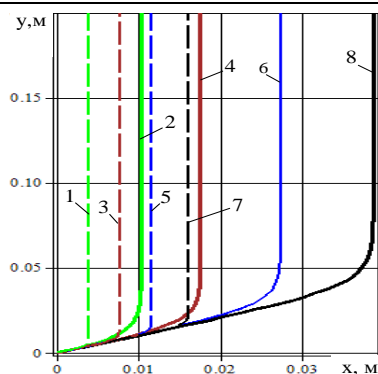


Рис. 11. Форма меж повітряного потоку під час його руху у сапропелі вологістю  $W_1 = 90 \pm 1\%$  після виходу із отвору діаметром 1,0мм заглибленого на 4м та відхиленого від горизонту на  $45^\circ$  за тиску подачі: 1-2 – 200кПа; 3-4 – 300кПа; 5-6 – 400кПа; 7-8 – 500кПа

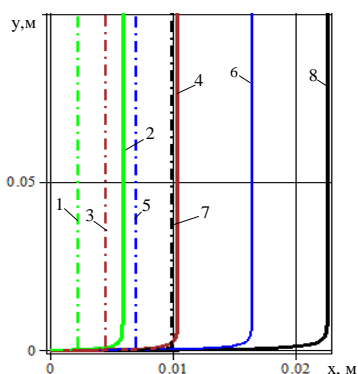


Рис. 12. Форма меж повітряного потоку під час його руху у сапропелі вологістю  $W_1 = 85 \pm 1\%$  після виходу із горизонтального отвору діаметром 1,0мм заглибленого на 4м за тиску подачі: 1-2 – 200кПа; 3-4 – 300кПа; 5-6 – 400кПа; 7-8 – 500кПа

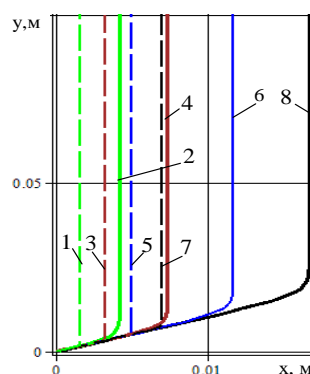


Рис. 13. Форма меж повітряного потоку під час його руху у сапропелі вологістю  $W_1 = 85 \pm 1\%$  після виходу із отвору діаметром 1,0мм заглибленого на 4м та відхиленого від горизонту на  $45^\circ$  за тиску подачі: 1-2 – 200кПа; 3-4 – 300кПа; 5-6 – 400кПа; 7-8 – 500кПа

Також для аналізу впливу глибини занурення забірною пристроєм на форму повітряного потоку побудовані аналогічні графічні залежності для сапропелю вологістю  $W = 95 \pm 1\%$  за  $H = 2$  м (рис. 14) та сапропелю із  $W = 90 \pm 1\%$  за  $H = 6$  м (рис. 15)

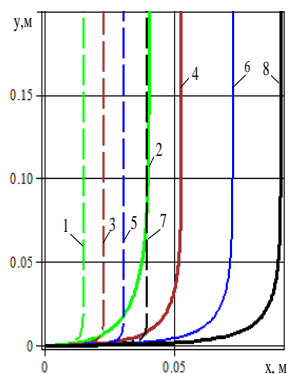


Рис. 14. Форма меж повітряного потоку під час його руху у сапропелі вологістю  $W_1 = 95 \pm 1\%$  після виходу із горизонтального отвору діаметром 1,0мм заглибленого на 2м за тиску подачі: 1-2 – 200кПа; 3-4 – 300кПа; 5-6 – 400кПа; 7-8 – 500кПа

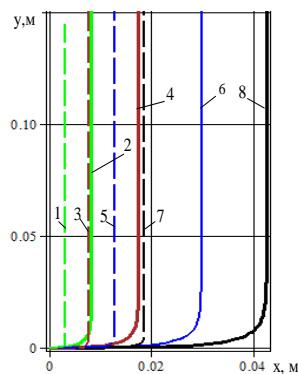


Рис. 15. Форма меж повітряного потоку під час його руху у сапропелі вологістю  $W_1 = 90 \pm 1\%$  після виходу із горизонтального отвору діаметром 1,0мм заглибленого на 6м за тиску подачі: 1-2 – 200кПа; 3-4 – 300кПа; 5-6 – 400кПа; 7-8 – 500кПа

**Висновки.** Аналіз побудованих графічних залежностей вказує на те, що зміна кута нахилу осі вихідного отвору із  $0^{\circ}$  до  $45^{\circ}$  в усьому досліджуваному діапазоні решти факторів забезпечує зниження проникнення повітряного потоку в сапрпель в межах  $0,002...0,01$  м, що є недоцільним.

Також встановлено, що проникнення повітряного потоку у сапрпель в горизонтальному напрямку для сапрпелю вологістю  $W = 95 \pm 1$  % за тиску подачі повітря  $P_n = 300$  кПа становить  $0,04$  м, а для тиску  $P_n = 500$  кПа досягає  $0,08$  м (рис. 8). Для сапрпелю вологістю  $W = 90 \pm 1$  % за тих же тисків даний параметр становить  $\approx 0,022$  м та  $\approx 0,055$  м (рис. 10). А для сапрпелю вологістю  $W = 85 \pm 1$  % за тиску  $P_n = 500$  кПа максимальне значення координати  $x$  не перевищує  $\approx 0,012$  м (рис. 12).

Порівняння форми графічних залежностей на рис. 8 і рис. 14 та рис. 10 і рис. 15 вказує на те, що зростання глибини занурення забірної пристрою на  $2$  м призводить до зменшення координати  $x$  поширення повітряного потоку у межах  $0,005...0,012$  мм.

За допомогою додаткових графічних побудов встановлено, що охоплення повітряного потоку конічним корпусом забірної пристрою буде забезпечуватись за кута нахилу твірної конуса, який знаходиться у межах  $\alpha_k = 20^{\circ}...30^{\circ}$ .

1. Пат. 51535 України, МПК E02F3/08. Забірний пристрій / Цизь І.Є., Хомич С.М. - № u200913475; Заявл. 24.12.2009; Опубл. 26.07.2010. Бюл. №14. - 3 с.
2. Кутателадзе С.С. Гидродинамика газожидкостных систем.- М.: Энергия, 1976
3. Соу С. Гидродинамика многофазных систем. -М.: Мир, 1971. - 539 с.
4. Островский Г.М. Прикладная механика неоднородных сред. М.: Наука, 2000. 359 с.
5. Энциклопедия эрлифтов / Папаяни Ф.А., Кононенко А.П., Козыряцкий Л.Н. и др. - Донецк, Москва: Информсвязьиздат, 1995.
6. Хомич С.М., Цизь І.Є. Дослідження продуктивності пневматичного забірної пристрою для добування сапрпелю / Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. - Вип. 20. - Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2010. - с. 355-361.
7. Христианович С.А. Прикладная газовая динамика [Христианович С.А., Гальперин В.Г., Миллионщиков М.Д., Симонов Л.А.]. - М., 1948. - 148 с.

## REFERENCES

1. Pat. 51535 Ukraine, MPK E02F3/08. Zabirnui pristrii. [Fence device] / Tsiz' I., Homich S./ - № u200913475; Stated 24.12.2009; Published. 26.07.2010. Bul. №14. - 3 p.
2. Kytateladze, S. (1976). Gidrodinamika gazozhukostnyuh system. [Hydrodynamics of gas-liquid systems]. Moscow, Energia. 296 p.
3. Sou S. (1971). Gidrodinamika mnogofaznyuh sistem. [Gidrodinamika multiphase systems] Гидродинамика многофазных систем. Moscow, Mir. 536 p.
4. Ostrovskii, G. (2000). Prikladnaia mehanika neodnorodnykh sred. [Applied mechanics of heterogeneous media]. Moscow. 359 p.
5. Papaiani, F. Kononenko, A. Kozuriatskii, L. (1995) Entsiklopediia erliftov. [Encyclopedia airlifts]. Donetsk, Mosco, Informsviaz'izdat. 592 p.
6. Homich, S., Tsiz', I. (2010). Doslidzhennia produktyvnosti pnevmatichnogo zabirnogo prustroyu dlia dobyvannia sapropelyu [Research productivity pneumatic intake device for extraction of sapropel]. Дослідження продуктивності пневматичного забірної пристрою для добування сапрпелю / Sil's'kogospodars'ki mshinu: zb. nauk. statei. Vol. 20. Luck. P. 355-361.
7. Hristianovich, S. Gal'perin, V., Millionschukov, M. Simonov L. (1948). Prikladnaia gazovaia dinamika. [Applied gas dynamics]. Moscow. 148 p.

### Цизь І.Є., Хомич С.М. Моделирование движения воздушного потока в среде сапрпелю.

В статье приведена модель движения пузырьки воздуха в среде сапрпелю в виде системы дифференциальных уравнений. На основе решения системы числовым методом построено пределы воздушного потока в вязких жидкостях и сапрпели.

**Ключевые слова:** сапрпель, воздуха, устройство, добыча, траектория.

### I. Tsyz', S. Khomych. Simulation of the air flow in the environment of sapropel.

The aim is to develop models of motion of the air flow, which comes from a nozzle located at an arbitrary angle to the horizon, among viscous fluid.

It was believed that the air flow is composed of individual spherical bubbles. We consider the motion of arbitrary bubbles, which moves in an environment with a viscous fluid depth. According to Newton's second law of motion equation contains an arbitrary bubbles.

Solution obtained system of inhomogeneous differential equations of second order numerical method performed Rozenbrok among Maple.

In a two-dimensional coordinate system built graphical dependencies trajectory of air bubbles in the water, industrial oil SAE 40, concentrated detergent (TU 23731918-010-2003 24.5) and sapropel.

**Keywords:** sapropel, air, device, extraction, trajectory.

**АВТОРИ:**

*ЦИЗЬ Ігор Євгенович*, кандидат технічних наук, доцент, Луцький національний технічний університет, завідувач кафедри інженерного та комп'ютерного забезпечення АПК, e-mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)

*ХОМИЧ Сергій Миколайович*, Луцький національний технічний університет, асистент кафедри інженерного та комп'ютерного забезпечення АПК, e-mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)

**АВТОРЫ:**

*ЦЫЗЬ Игорь Евгеньевич*, кандидат технических наук, доцент, Луцкий национальный технический университет, заведующий кафедры инженерного и компьютерного обеспечения АПК, e-mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)

*ХОМИЧ Сергей Николаевич*, Луцкий национальный технический университет, ассистент кафедры инженерного и компьютерного обеспечения АПК, e-mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)

**AUTHORS:**

*TSYZ' Igor*, Ph.D., associate professor, Lutsk national technical university, head of Engineering and Computer Support of Agriculture Department, e-mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)

*KNOMYCH Sergey*, Lutsk national technical university, assistant of Engineering and Computer Support of Agriculture Department, e-mail: [lab-amb@ukr.net](mailto:lab-amb@ukr.net)

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ГЕВКО Богдан Матвійович*, доктор технічних наук, професор, Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя, завідуючий кафедрою технології машинобудування та автомобілів, Тернопіль, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*ГЕВКО Богдан Матвеевич*, доктор технических наук, профессор, Тернопольский национальный технический университет им. Ивана Пулюя, заведующий кафедрой технологии машиностроения и автомобилей, Тернополь, Украина.

**REVIEWER:**

*ГЕВКО Богдан*, DSc.-Eng., Professor, Ternopil National Technical University named after Ivana Pulyuya, Head of the Department of Manufacturing Engineering and Cars, Ternopil, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 04.09.2014р.

В.І. Шваб'юк, С.В. Ротко, В.В. Шваб'юк  
Луцький національний технічний університет

## КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ КОМПОЗИТНОЇ БАЛКИ-СМУГИ З ЖОРСТКИМ ШТАМПОМ

Отримано розв'язок контактної задачі для смуги з композитного матеріалу за теорією згину коротких ортотропних балок-смуг. Точність розв'язку цієї задачі перевіряється за допомогою рівнянь плоскої задачі теорії пружності для ізотропного матеріалу. Отримано вирази для контактної тиску під штампом та залежності між безрозмірною силою  $\bar{P}$ , величиною області контакту та осадкою штампа.

**Ключові слова:** контактний тиск, жорсткий штамп, уточнена теорія балок, композитний матеріал, величина області контакту.

**Постановка проблеми. Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Контактним задачам для ізотропних смуг (стрижнів) і пластинок під дією штампів присвячена велика кількість досліджень, достатньо повна бібліографія яких міститься у роботах [1-4]. Вказані задачі розв'язувались як у постановці плоскої задачі теорії пружності, так і шляхом безпосереднього інтегрування рівнянь згину пластинок і стрижнів. На даний час користуються двома найбільш поширеними теоріями стрижнів: класичною теорією Бернуллі-Ейлера та уточненими теоріями типу Тимошенка [5,6]. Названі теорії дають більш-менш задовільні результати для гладких навантажень, але жодна з цих теорій не може бути використана для розрахунку коротких смуг (балок-стінок) або для розв'язку задач про контактну взаємодію стрижнів із жорсткими штампами.

Вперше найбільш послідовно та досить ґрунтовно періодична задача згину нескінченної смуги штампами на базі рівнянь плоскої теорії пружності розглядалась Кіром і Сільвою [7]. Розв'язок будувався у тригонометричних рядах і зводився до парних інтегральних рівнянь, які розв'язувались чисельно. Зведення контактної задачі для ізотропної смуги до сингулярного інтегрального рівняння здійснено в роботі [8]. Інформація про використання цих методів для композитних смуг відсутня.

Ця ж задача, але вже в постановці плоскої деформації, майже одночасно розглядалась С.Н. Карасєвим і Ю.Н. Артюхіним [9], Е.І. Григолюком і В.М. Толкачовим [1] та ін. Згадані автори різними методами зводили задачу до розв'язку інтегрального рівняння Фредгольма II роду, яке розв'язувалось чисельно. У постановці рівнянь уточненої теорії згину трансверсально-ізотропних плит середньої товщини, що враховує деформації поперечного зсуву та обтиснення, названа контактна задача була розв'язана Б.Л. Пелехом і В.І. Шваб'юком [10].

У статті отримано розв'язок контактної задачі для смуги з композитного матеріалу за теорією згину коротких ортотропних балок-смуг. Точність розв'язку цієї задачі перевіряється за допомогою розв'язку плоскої задачі теорії пружності для ізотропного матеріалу.

**Гіпотези для переміщень.** На сьогодні розроблена низка уточнених теорій згину коротких балок-смуг [11, 12, 13], що враховують деформації поперечного зсуву та обтиснення і можуть бути застосовані в таких задачах. Для розв'язання названих вище проблем скористаємось гіпотезами уточненої теорії композитних балок-стрижнів [4, 12].

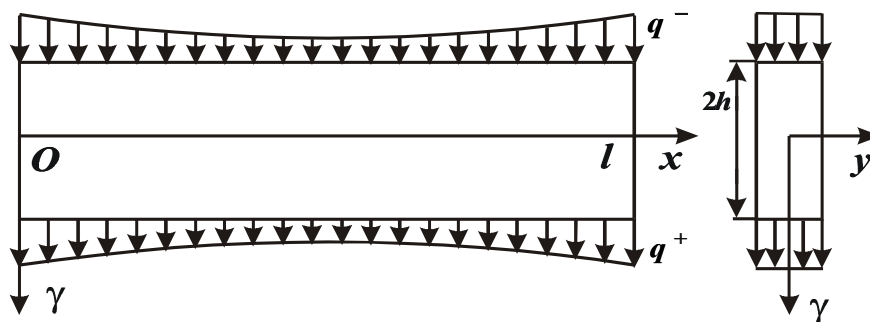


Рис. 1. Схема навантаження балки-смуги



Згідно з цими гіпотезами напруження та переміщення балки в напрямку координатних осей  $Ox$  і  $Oy$ , котрі співпадають із середньою лінією смуги та нормаллю до неї (рис. 1), записуються у вигляді:

$$\sigma_x = \frac{N}{2h} + \frac{M}{I} \cdot \gamma + \frac{q_2}{I} \left( \frac{E}{2G'} - \nu'' \right) \left( \frac{\gamma^3}{3} - \frac{\gamma h^2}{5} \right) - \frac{1}{4} \frac{h^2}{I} \left( \frac{E}{E'} - \nu'' \frac{G'}{E'} \right) \left( \frac{\gamma^3}{3} - \frac{\gamma h^2}{5} \right) \cdot \frac{d^2 q_2}{dx^2};$$

$$\sigma_\gamma = q_1 + \frac{q_2}{6I} (3h^2 - \gamma^2) \gamma; \quad \tau_{xy} = \frac{3Q}{4h} (1 - \gamma^2/h^2);$$

(1)

$$U(x, \gamma) = u(x) + \gamma \cdot \gamma_x(x) + \gamma \left( \gamma^2 - \frac{3}{5} h^2 \right) u_3(x);$$

$$W(x, \gamma) = w(x) + \left( q_1 - \frac{\nu' N}{2h} \right) \cdot \frac{\gamma}{E'} + \frac{\nu''}{2} \frac{d^2 w}{dx^2} \cdot \gamma^2 + \gamma^2 (C_1 - C_2 \gamma^2/h^2) \cdot \frac{q_2}{E' h} + \frac{5\nu'' \varepsilon_2}{32hE'} \cdot \frac{d^2 q_2}{dx^2} \cdot \gamma^4.$$

Тут  $\alpha_0 = \frac{1}{2}(1 - \nu' \nu'')$ ;  $\tilde{w} = w + \frac{3q_2}{8E'} \cdot h$ ;  $\alpha^2 = \frac{E}{2G'} - \nu''$ ;  $C_1 = \frac{3}{8} \left( 2\alpha_0 + \frac{\nu' E}{G'} \right)$ ;

$q_1 = \frac{1}{2}(q^+ - q^-)$ ;  $q_2 = q^+ + q^-$ ;  $u(x)$ ,  $w(x)$  – переміщення середньої лінії смуги.

Вважається, що смуга одиничної ширини знаходиться у плоскому напруженому стані ( $\sigma_y \equiv 0$ ), а на верхній і нижній гранях смуги задовольняються граничні умови:

$$\sigma_\gamma = \pm q^\pm, \quad \tau_{xy} = 0 \quad \text{при} \quad \gamma = \pm h. \quad (2)$$

Використовуючи співвідношення узагальненого закону Гука, а також залежності (1), (2), знаходимо вирази для усереднених силових і деформаційних факторів:

$$N = \int_{-h}^h \sigma_x d\gamma = 2Eh \left( \frac{du}{dx} + \nu' \cdot \frac{q_1}{E'} \right); \quad Q = \int_{-h}^h \tau_{xy} d\gamma = \Lambda' \left( \frac{d\tilde{w}}{dx} + \gamma_x \right);$$

(3)

$$M = \int_{-h}^h \gamma \sigma_x \cdot d\gamma = -EI \frac{d\tilde{w}}{dx^2} - \varepsilon_1 h^2 q_2; \quad \gamma_x = \frac{3}{2h^3} \cdot \int_{-h}^h \gamma \cdot u d\gamma = u_1 - \varepsilon_2 \left( u_1 + \frac{d\tilde{w}}{dx} \right),$$

де  $\tilde{w} = w + \varepsilon_2 \cdot \frac{3q_2}{8E'} \cdot h$ ;  $I = \frac{2}{3} h^3$ ;  $\kappa_0 = \frac{3\nu' G'}{5\varepsilon_2 E'}$ ,  $k' = \frac{6}{5} \left( 1 + \frac{\nu'}{4} \cdot \frac{G'}{E'} \right)$ ;

$$\varepsilon_1 = 0,1 \left( 4 \frac{E}{G'} - 3\nu'' \right); \quad \varepsilon_2 = 0,2(1 - \nu' G'/E').$$

Задача про вимушений згин стрижня по наперед заданій поверхні вперше розглядалася С.П. Тимошенком [5] у постановці класичної теорії згину стрижнів Бернуллі-Ейлера. В уточненій постановці, з урахуванням деформацій поперечного зсуву, названа задача вперше була розв'язана М.М. Філоненко-Бородичем [6] (1949р.). Розв'язки, знайдені цим автором, ведуть до того, що контактний тиск на межі області контакту відмінний від нуля навіть для жорстких поверхонь без кутових точок. Цей факт протирічить фізичному змістові задачі, а також результатам, одержаним на базі рівнянь теорії пружності [7, 8].

Для усунення згаданого недоліку при розв'язанні цієї задачі раніше авторами [4,12] була використана уточнена теорія, яка, крім деформацій поперечного зсуву, враховувала ще й

поперечне обтиснення. У зв'язку з цим виникла необхідність дослідити вплив цього уточнення на характер контактних напружень під штампом.

**Постановка задачі.** Нехай смуга прямокутного перерізу (одиночної ширини) знаходиться під дією жорсткого параболічного штамп, який притискується до верхньої грані смуги ( $\gamma = -h$ ) силою  $P$ , направленою вниз. На кінцях  $x = \pm l$  смуга вільно оперта. Прийmemo, що поверхня основи штамп є ідеально гладкою і описується рівнянням  $\gamma = -\omega \cdot f(x)$ . Між смугою і штампом виникає контактний тиск  $q^-(x) = q(x)$ . Силами тертя будемо нехтувати. Основне рівняння згину композитної балки-смуги має вигляд [4]:

$$EIw^{IV} = q(x) - \varepsilon_1 h^2 q'' - \varepsilon_2 h^4 q^{IV} E / 4E', \quad (|x| \leq a);$$

$$w^{IV}(x) = 0, \quad (|x| > a),$$

де  $2a$  – ширина області контакту, зовні якої тиск на верхню грань смуги дорівнює нулю ( $q^-(x) = 0$ ).

Знайдемо розв'язок рівняння (4) окремо в області контакту ( $|x| \leq a$ ), де діє невідомий контактний тиск, і в області, яка вільна від контактної взаємодії ( $a \leq |x| \leq l$ ). Прийmemo, що при  $\gamma = -h$  верхня грань смуги щільно прилягає до нижньої основи штамп, тобто

$$W(x, -h) = \delta - \omega f(x),$$

де  $\delta$  – осадка штамп;  $\omega$  – довільна стала, яку можна прийняти кратною кривині основи штамп.

Ліву частину рівності для  $W(x, -h)$  отримаємо з відповідного співвідношення (1) для  $W$ . Враховуючи перше рівняння рівноваги (4) і використавши в останньому члені наближену заміну

$$q''(x) \approx -\frac{16 E'}{13 h} w''(x),$$

будемо мати

$$W(x, -h) = w(x) + \frac{6}{13} \nu'' h^2 \frac{d^2 w}{dx^2} + A_0 q. \quad (5)$$

$$\text{де } A_0 = \frac{h}{16E'} \left( 13 + 5\nu' \frac{E}{G'} - 4\nu' \nu'' \right).$$

Тоді, враховуючи (5), одержимо ще одну залежність між тиском під штампом  $q(x)$  і прогином середньої лінії смуги

$$A_0 q(x) = \delta - \omega f(x) - w(x) - \frac{6}{13} \nu'' h^2 \frac{d^2 w}{dx^2}. \quad (6)$$

Підставивши вираз (6) у рівняння (4), одержимо таке диференціальне рівняння стосовно прогину середньої лінії смуги

$$-D_3 w^{VI} + D_2 w^{IV} - D_1 w'' + w = \delta - \omega f(x) + \omega \left[ \varepsilon_1 h^2 f''(x) + \frac{1}{4} \varepsilon_2 h^4 \frac{E}{E'} f^{IV}(x) \right]. \quad (7)$$

$$\text{Тут } D_1 = (\varepsilon_1 - 0,46\nu'')h^2, \quad D_2 = A_0 EI - \frac{6\nu''}{13} \varepsilon_1 h^4 - \frac{1}{4} \varepsilon_2 h^4 \frac{E}{E'}, \quad D_3 = \frac{3}{28} \frac{E}{E'} \nu'' \varepsilon_2 h^6.$$

Неважко підрахувати, що коефіцієнт  $D_3$  при старшій похідній є величиною другого порядку мализни в порівнянні з іншими коефіцієнтами рівняння (7). Тому, поклавши його рівним нулю, будемо вважати, що отриманий таким чином розв'язок не змінить загальної картини розподілу вертикальних переміщень не тільки в якісному плані, а й у кількісному.

У результаті, прийнявши  $f(x) = x^2$ , рівняння (7) зводиться до відомого канонічного вигляду

$$w^{IV} - 2g^2 w'' + \lambda^4 w = \lambda^4 (\delta + 2\omega \varepsilon_1 h^2 - \omega x^2), \quad (8)$$

$$\text{де } g^2 = 0,2 \left( \frac{E}{G'} - 1,9\nu'' \right) \cdot h^2 \lambda^4, \lambda^4 = \left\{ \left[ 5,9 - 0,3\nu'\nu'' + 0,3\nu' \left( \frac{E}{G'} + 2 \frac{G'}{E'} \right) \right] \frac{h^4 E}{12 E'} \right\}^{-1}.$$

Розв'язок однорідного рівняння (8) запишемо у вигляді:  $w = \sum_{i=1}^4 A_i^* e^{\omega_i x}$ .

Тут  $\omega_i$  – корені характеристичного рівняння, що відповідає диференціальному рівнянню (8):

$$\omega^4 - 2g^2 \omega^2 + \lambda^4 = 0. \quad (9)$$

Розв'язок рівняння (9) має вигляд

$$\omega_{1,2,3,4} = \pm \alpha \pm i\beta, \quad (10)$$

$$\text{де } \alpha = \sqrt{\frac{\lambda^2 + g^2}{2}}; \quad \beta = \sqrt{\frac{\lambda^2 - g^2}{2}}.$$

Тоді загальний розв'язок рівняння (8) можна записати так:

при  $g^2 < \lambda^2$

$$w^j = e^{-\alpha x} (A_1^* \cos \beta x + A_2^* \sin \beta x) + e^{\alpha x} (A_3^* \cos \beta x + A_4^* \sin \beta x) + w^*; \quad (11)$$

при  $g^2 > \lambda^2$

$$w^j = e^{-\alpha x} (A_1^* \operatorname{ch} \beta x + A_2^* \operatorname{sh} \beta x) + e^{\alpha x} (A_3^* \operatorname{ch} \beta x + A_4^* \operatorname{sh} \beta x) + w^*; \quad (12)$$

при  $g^2 = \lambda^2$

$$w^j = A_1^* e^{-\alpha x} + A_2^* x e^{-\alpha x} + A_3^* e^{\alpha x} + A_4^* x e^{\alpha x} + w^*. \quad (13)$$

Тут  $w^* = \delta + \nu'' \omega h^2 - \omega x^2$  – частковий розв'язок неоднорідного рівняння (8);  $A_i^*$ , ( $i=1-4$ ) – довільні сталі, які визначаються із граничних умов на краях смуги та умов спряження на границі контакту смуги зі штампом.

Вибір того чи іншого розв'язку рівняння (8) залежить від відношень модулів пружності  $E/G'$ ,  $E/E'$  та значень коефіцієнтів Пуассона  $\nu$  і  $\nu''$ , тобто від характеристик матеріалу смуги.

Для даної задачі співвідношення  $g^2 \begin{cases} < \\ > \end{cases} \lambda^2$  означають такі залежності

$$\frac{E}{G'} - 2\nu'' \begin{cases} < \\ > \end{cases} 2,5 \sqrt{\frac{1}{3} \left( 5,9 - 0,3\nu'\nu'' + 0,3\nu' \left( \frac{E}{G'} + 2 \frac{G'}{E'} \right) \right) \frac{E}{E'}}. \quad (14)$$

Прийmemo надалі, без втрати загальності, що  $g^2 < \lambda^2$ . Тоді розв'язок (11), з урахуванням симетричності задачі, можна перетворити до вигляду

$$w^j = A_1 K_1(x) + A_2 K_2(x) + w^*, \quad (15)$$

де  $K_1(x) = \operatorname{ch} \alpha x \cdot \cos \beta x$ ;  $K_2(x) = \operatorname{sh} \alpha x \cdot \sin \beta x$ ;  $K_3(x) = \operatorname{sh} \alpha x \cdot \cos \beta x$ ;  
 $K_4(x) = \operatorname{ch} \alpha x \cdot \sin \beta x$  – фундаментальні функції В.З. Власова [14].

Похідні та невизначені інтеграли цих функцій визначаються за формулами

$$\begin{aligned} K_1'(x) &= \alpha K_3(x) - \beta K_4(x), & K_2'(x) &= \alpha K_4(x) - \beta K_3(x), \\ K_3'(x) &= \alpha K_1(x) - \beta K_2(x), & K_4'(x) &= \alpha K_2(x) - \beta K_1(x), \\ K_1''(x) &= (\alpha^2 - \beta^2) K_1(x) - 2\alpha\beta K_2(x), & K_2''(x) &= (\alpha^2 - \beta^2) K_2(x) - 2\alpha\beta K_1(x), \\ K_3''(x) &= (\alpha^2 - \beta^2) K_3(x) - 2\alpha\beta K_4(x), & K_4''(x) &= (\alpha^2 - \beta^2) K_4(x) - 2\alpha\beta K_3(x), \end{aligned} \quad (16)$$

$$(\alpha^2 - \beta^2) \int K_1(x) dx = \alpha K_3(x) + \beta K_4(x) + c,$$

$$(\alpha^2 - \beta^2) \int K_2(x) dx = \alpha K_4(x) + \beta K_3(x) + c,$$

$$(\alpha^2 - \beta^2) \int K_3(x) dx = \beta K_2(x) + \alpha K_1(x) + c,$$

$$(\alpha^2 - \beta^2) \int K_4(x) dx = \alpha K_2(x) + \beta K_1(x) + c.$$

Приймаючи до уваги, що на границі області контакту повинна виконуватись умова

$$q(a) = q(-a) = 0 \quad (17)$$

і враховуючи вираз (16), знаходимо

$$A_2 = -\omega_0 A_1, \quad (18)$$

$$\text{де } \omega_0 = \frac{(1 + 0,46\nu^n h^2 g^2) K_1(a) - 0,9\alpha\beta\nu^n h^2 K_2(a)}{(1 + 0,46\nu^n h^2 g^2) K_2(a) + 0,9\alpha\beta\nu^n h^2 K_1(a)}. \quad (19)$$

**Основні результати дослідження.** Підставивши розв'язок (15) із урахуванням (18) у рівняння (8), отримаємо вирази для контактної тиску під штампом, згинального моменту та поперечної сили в середині області контакту  $S^i$  ( $|x| \leq a$ )

$$\begin{aligned} q^i &= -A_1 (C_1 K_1(x) - C_2 K_2(x)), \\ M^i &= -A_1 (C_3 K_1(x) - C_4 K_2(x)) + 2\omega EI, \\ Q^i &= -A_1 (C_5 K_3(x) - C_6 K_4(x)), \end{aligned} \quad (20)$$

$$\text{Тут } C_1 = [1 + 0,46\nu''h^2(g^2 - 2\omega_0\alpha\beta)]A_0^{-1}, \quad C_2 = [(1 + 0,46\nu''h^2g^2)\omega_0 + 0,9\nu''\alpha\beta h^2]A_0^{-1},$$

$$C_3 = EI(g^2 - 2\alpha\beta\omega_0) - \varepsilon_1 C_1 h^2, \quad C_4 = EI(\omega_0 g^2 + 2\alpha\beta) - \varepsilon_1 C_2 h^2, \quad C_5 = \alpha C_3 - \beta C_4, \quad C_6 = \beta C_3 + \alpha C_4.$$

Розв'язок рівняння (4) для області  $S^e (|x| > a)$ , яка вільна від контакту, має вигляд:

$$w^e = B_1 x^4 + B_2 x^3 + B_3 x + B_4. \quad (21)$$

Тут  $B_j (j=1 \div 4)$  – сталі інтегрування.

Для знаходження шести невідомих коефіцієнтів  $A_j, B_j$ , а також двох залежностей між силою  $P$ , прикладеною до штампа, осадкою штампу  $\delta$  і радіусом “ $a$ ” області контакту, скористаємось трьома граничними умовами вільного опирання на краю смуги ( $x = \pm l, \gamma_0 = h$ ):  $N = 0, M = 0, W|_{\gamma=\gamma_0} = 0$  та п'ятьма умовами спряження на границі контакту ( $x = a, \gamma_0 = -h$ ):

$$w^i = w^e, \gamma^i = \gamma^e, M^i = M^e, Q^i = Q^e, q^i = q^e. \quad (22)$$

Вирази для знайдених коефіцієнтів записують у вигляді

$$B_1 = \frac{P}{12EI}, \quad B_2 = \frac{P}{4EI}, \quad B_3 = -2\omega a - \frac{P\varepsilon_1' h^2}{2EI} + \frac{Pa}{4EI}(2l - a) + \frac{P(C_7 K_3(a) + C_8 K_4(a))}{2(C_5 K_3(a) - C_6 K_4(a))},$$

$$B_4 = -B_3 l + \frac{Pl^3}{6EI}, \quad \varepsilon_1' = \frac{1}{6} \left( 2 \frac{E}{G'} + \nu'' \right), \quad A_1 = \frac{P}{2} (C_5 K_3(a) - C_6 K_4(a))^{-1}, \quad (23)$$

$$A_1 = \frac{P}{2} (C_5 K_3(a) - C_6 K_4(a))^{-1}, \quad C_7 = (\alpha - \omega_0 \beta) (1 + \varepsilon_1' g^2 h^2) - 2\varepsilon_1' \alpha \beta h^2 (\omega_0 \alpha + \beta),$$

$$C_8 = (\omega_0 \alpha + \beta) (1 + \varepsilon_1' g^2 h^2) + 2\varepsilon_1' h^2 \alpha \beta (\alpha - \omega_0 \beta).$$

Залежності між безрозмірною силою  $\bar{P}$ , величиною області контакту та осадкою штампа можна записати таким чином

$$\frac{1}{\bar{P}} = (1 - \theta) + \frac{C_3 K_1(a) - C_4 K_2(a)}{l(C_5 K_3(a) - C_6 K_4(a))}, \quad (24)$$

$$\bar{\delta} = \theta(2 - \theta) + \frac{2}{3} \bar{P}(1 - \theta) \left[ (1 - \theta)^2 + 3(\varepsilon_1' - \nu'') \right] - \frac{(1 - \theta)P}{2\omega l} \cdot \frac{C_7 K_3(a) - C_8 K_4(a)}{C_5 K_3(a) - C_6 K_4(a)},$$

$$\text{де } \bar{P} = \frac{Pl}{4\omega EI}, \quad \bar{\delta} = \frac{\delta}{\beta \omega l^2}, \quad \theta = \frac{a}{l}.$$

В.Я. Адлуцький і Ю.О. Наумов [15] отримали подібний розв'язок шляхом побудови інтегрального рівняння Фредгольма I роду відносно контактної тиску. Але у зв'язку з тим, що отримати числові результати з цього розв'язку дуже важко, автори роботи будують наближення, які зводяться до формул (20). У результаті вони отримали тільки перші члени залежностей (24), що відповідають класичній теорії Бернуллі-Ейлера. Необхідно додати, що у відомій роботі [1] Е.І. Григолюком і В.М. Толкачовим дається детальний аналіз розподілу нормальних напружень у пластині при її циліндричному згині аналогічним контактним навантаженням. Згинальні



напруження під штампом, знайдені на основі рівнянь плоскої задачі теорії пружності порівнюються із відповідними напруженнями, обчисленими за теорією Кірхгофа-Лява, робиться висновок про їх близькість при відношеннях  $l/h=20, 100$ . Разом з тим, їх порівняння при відношеннях  $l/h < 10$  не проводились.

На рис. 2 наведені графіки, що характеризують зміну величини області контакту залежно від діючої сили  $\bar{P} = Pl/4\omega EI$  згідно з формулою (24) та на базі рівнянь плоскої теорії пружності [8] для  $\eta = 0,5$ . Штрихова крива знайдена за теорією типу Тимошенка, а штрих-пунктирна – точного розв’язку [8]. Криві 1 відповідають ізотропному випадку, а крива 2 – трансверсально-ізотропному при таких параметрах анізотропії:  $\frac{E}{E'} = 5, \quad \frac{G}{G'} = 3, \quad \nu = 0, 2 \quad \nu' = 0$ . Подвійною штрих-пунктирною лінією на рисунку позначена крива, яка відповідає моделі тонких стрижнів Бернуллі-Ейлера.

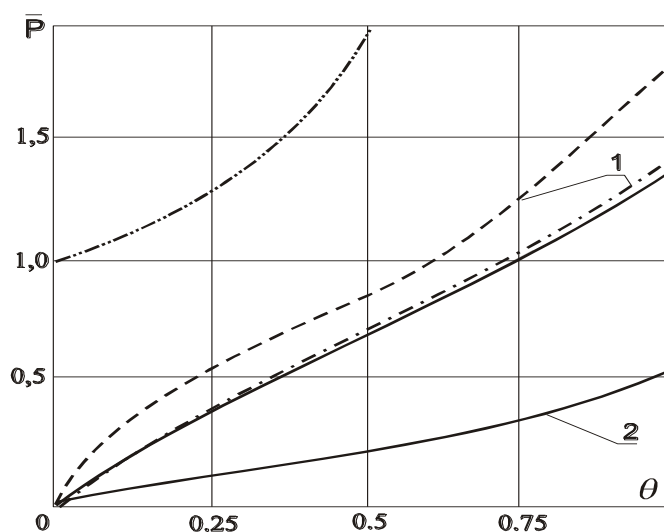


Рис. 2. Залежність величини області контакту від прикладеної до штампа сили

З аналізу графічних даних, представлених на рисунку 2, видно, що залежність (24) між величиною області контакту та силою, що прикладена до штампа у випадку ізотропного матеріалу, дуже близька до точних розв’язків [7,8]. А у випадку тонких смуг ці криві майже співпадають. Задовільні результати для цих залежностей можна одержати і на базі рівнянь “зсувних” теорій стрижнів (штрихова крива).

У той же час, наведена на рис.2 подвійна штрих-пунктирна лінія показує, що теорія Бернуллі-Ейлера в цих залежностях призводить до ряду фізичних невідповідностей. Наприклад, за цією теорією для здійснення повного контакту стрижня зі штампом ( $\theta = 1$ ) необхідно прикласти до останнього нескінченно велику силу  $P$ , яка навіть при нульовому контакті ( $\theta = 0$ ) та невагомому штампі повинна приймати значення, відмінні від нуля. Із аналізу рис. 2 видно також, що для досягнення однієї і тої ж величини області контакту до ізотропної смуги необхідно прикласти значно більшу силу  $P$ , ніж до відповідної ортотропної смуги з відношеннями  $E/E', G/G' > 1$ .

На базі наведених формул неважко показати, що для розв’язку даного типу контактних задач враховувати поперечне обтиснення необхідно навіть у випадку дуже тонких стрижнів ( $l/h = 200$ ) і за великих областей контакту.

М. Філоненко-Бородичем [6] наводиться числовий приклад для сталевий смужки ( $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}, \nu = 1/3$ ) довжиною  $2l = 20 \text{ см}$ , шириною  $t = 1 \text{ см}$  і товщиною  $2h = 0,1 \text{ см}$ , яка притискається до абсолютно жорсткої основи лекала зосередженими силами  $P'$ , прикладеними до її кінців. Радіус кривини основи лекала дорівнював  $R = 1 \text{ м}$ . Потрібно було визначити величину прикладених до смуги сил, щоб зігнути її по даному лекалу, а також дослідити характер розподілу

тиску на смужку. М. Філоненко-Бородич знаходить розв'язок задачі за допомогою теорії, що враховує тільки вплив деформації поперечного зсуву. Згідно з наведеним у роботі розв'язком, величина цих сил дорівнює  $P' = 33,9 \text{ кг}$  кожна. Максимальний тиск досягається на кінцях смужки та дорівнює  $q_{\max} = 656 \text{ кг/см}$ .

Результати, отримані за допомогою відповідних формул (20), (24) дають такі значення для максимальних сил і максимального тиску:

$$P' = 0,5P = 25,2 \text{ кг}, \quad q_{\max} = 237 \text{ кг/см}.$$

Значення відповідних величин, отриманих авторами у [8], коли в рівнянні (4) параметр  $\varepsilon_2 \equiv 0$ , дорівнювали:  $P' = 0,5P = 23,1 \text{ кг}$ ,  $q_{\max} = 215 \text{ кг/см}$ .

Числовий аналіз формул (20) і (24) свідчить про те, що реакція лекала на смужку зосереджена біля її кінців на ділянках розміром біля  $2 \text{ см}$ . Інша ділянка лекала практично вільна від навантаження. Крім того, з числових даних для  $P'$  і  $q_{\max}$  видно, що розв'язок М. Філоненка-Бородича дає дещо завищені значення як для сил, необхідних для утримання смужки в заданому стані, так і для тиску під лекалом. Ці результати ще раз підтверджують висновок про те, що розв'язки, отримані на базі рівнянь, які не враховують обтиснення по товщині стрижня для даного типу контактних задач, можуть призвести до значних похибок.

**Висновок.** Застосований у роботі варіант теорії балок-смуг дозволяє досліджувати контактні задачі для смуги за довільних форм основи штампа та граничних умовах на краях смуги, а також ураховувати явище відлипання штампа від смуги. Розв'язки, отримані на базі рівнянь, які не враховують обтиснення по товщині стрижня для даного типу контактних задач, можуть призвести до значних похибок – як кількісних, так і якісних.

1. Григолюк Э.И., Толкачев В.М. Контактные задачи теории пластин и оболочек. – М.: Машиностроение, 1980. – 416 с.
2. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. – М.: Наука, 1980. – 304 с.
3. Александров В.М., Мхитарян С.М. Контактные задачи для тел с тонкими покрытиями и прослойками. – М.: Наука, 1983. – 488 с.
4. Шваб'юк В.І., Пастернак Я.М., Ротко С.В. Уточнений розв'язок задачі С.П. Тимошенка для ортотропної балки на жорсткій основі // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – Львів. – 2010. – Т.46. – № 1. – С. 51-56.
5. Тимошенко С.П. Соппротивление материалов, т. II. М.: Наука, 1965. – 480с.
6. Філоненко-Бородич М.М. Изгиб тонкого стержня по заданной кривой // Труды Моск.эл.-мех. ин-та инж. транспорта, 1949. В.58. – С. 3-10.
7. Keer L.M., Silva M.A.G. Bending of a cantilever brought gradually into contact with a cylindrical supporting surface // Int.J.Mech. Sci. Pergamon Press. 1970. – Vol.12, № 9. – P. 751-760.
8. Гембара В.М., Максимович Я.В., Шваб'юк В.І. Пружна рівновага смуги, навантаженої штампом і зосередженими силами. // Наукові записки Укр. акад. друк.-ва, наук.-техн. зб. – Львів: УАД. 1999. В. 1. – С.129-133.
9. Карасев С.Н., Артюхин Ю.П. Влияние поперечного сдвига и обжатия на распределение контактных напряжений. // Исслед. по теории пластин и оболочек. – Казань: Изд-во Казан. ун-та, 1976, вып.12. – С. 68-77.
10. Пелех Б.Л., Шваб'юк В.И. Об одном обобщении теории упругих трансверсально-изотропных плит применительно к некоторым контактными задачам. // Соппротивление материалов и теория сооружений. – К.: Будівельник, 1975. В.26. – С.40-45.
11. Тарнопольский Ю.М., Розе А.В. Особенности расчета деталей из армированных пластиков. Рига: Зинатне, 1969. – 276 с.
12. Шваб'юк В.И. К теории изгиба коротких трансверсально-изотропных балок. // Расчет пространственных строительных конструкций. – Куйбышев: КуИСИ, 1981. В.9. – С.86-91.
13. Lo K. N., Christensen R.M., Wu E.M. A High-Order Theory of Plates deformation. Part 1. Homogeneous plates. Part 2. Laminated plates // Trans. ASME. – 1977. – Vol. 44, № 4. – P. 663-676.
14. Власов В.З., Леонтьев Н.Н. Балки, пластины и оболочки на упругом основании. – М.: Госфизматлит, 1960. – 491 с.
15. Адлуцкий В.Я., Наумов Ю.А. Цилиндрический изгиб пластинки штампом // Устойчивость и прочность элементов конструкций. – Днепропетровск, 1973. – С.3-12.

## REFERENCES

1. Grigolyuk E.I., Tolkahev V.M. *Kontaktnye zadachi teorii plastin i obolochek*. Moscow, Mashinostroenie, 1980. 416 p.
2. Galin L.A. *Kontaktnye zadachi teorii uprugosti i vyzkoupugosti*. Moscow, Nauka, 1980. 304 p.
3. Aleksandrov V.M., Mkhitaryan S.M. *Kontaktnye zadachi dlya tel s tonkimi pokrytiyami i prosloykami*. Moscow, Nauka, 1983. – 488 p.
4. Shvab'yuk V.I., Pasternak Ya.M., Rotko S.V. Utochneniy rozv'yazok zadachi S.P. Timoshenka dlya ortotropnoi balki na zhorstkiiy osnovi. *Fiziko-khimichna mekhanika materialiv*. L'viv. 2010. Vol. 46. № 1. pp. 51 56.
5. Timoshenko S.P. *Soprotivlenie materialov*, Vol. II. Moscow, Nauka, 1965. 480p.

6. Filonenko-Borodich M.M. Izgib tonkogo sterzhnya po zadannoy krivoy. *Trudy Mosk.el.-mekh. in-ta inzh. transporta*, 1949. Vol. 58. pp. 3-10.
7. Keer L.M., Silva M.A.G. Bending of a cantilever brought gradually into contact with a cylindrical supporting surface. *Int.J.Mech. Sci. Pergamon Press*. 1970. Vol. 12, № 9. pp. 751-760.
8. Gembara V.M., Maksimovich Ya.V., Shvabyuk V.I. Pruzhna ravnovaga smugi, navantazhenoi shtampom i zoseredzhenimi silami. *Naukovi zapiski Ukr. akad. druk.-va, nauk.-tekh. zb.* L'viv: UAD. 1999. Vol. 1. pp.129-133.
9. Karasev S.N., Artyukhin Yu.P. Vliyanie poperechnogo sdviga i obzhatiya na raspredelenie kontaktnykh napryazheniy. *Issled. po teorii plastin i obolochek*. Kazan', Publ. Kazan. Univ., 1976, Vol. 12. pp. 68-77.
10. Pelekh B.L., Shvabyuk V.I. Ob odnom obobshchenii teorii uprugikh transversal'no-izotropnykh plit primenitel'no k nekotorym kontaktnym zadacham. *Soprotivlenie materialov i teoriya sooruzheniy*. Kyiv, Budivel'nik, 1975. Vol. 26. pp.40-45.
11. Tarnopol'skiy Yu.M., Roze A.V. *Osobennosti rascheta detaley iz armirovannykh plastikov*. Riga: Zinatne, 1969. 276 p.
12. Shvabyuk V.I. K teorii izgiba korotkikh transversal'no-izotropnykh balok. *Raschet prostranstvennykh stroitel'nykh konstruktsiy*. Kuybyshev, KuISI, 1981. Vol. 9. pp. 86-91.
13. Lo K. N., Christensen R.M., Wu E.M. A High-Order Theory of Plates deformation. Part 1. Homogeneous plates. Part 2. Laminated plates. *Trans. ASME*. 1977. Vol. 44, № 4. pp. 663-676.
14. Vlasov V.Z., Leont'ev N.N. *Balki, plastyiny i obolochki na uprugom osnovanii*. – Moscow, Gosfizmatlit, 1960. – 491 p.
15. Adlutskiy V.Ya., Naumov Yu.A. Tsilindricheskii izgib plastinki shtampom // *Ustoychivost' i prochnost' elementov konstruktsiy*. Dnepropetrovsk, 1973. pp.3-12.

**Шваб'юк В.І., Ротко С.В., Шваб'юк В.В. Контактное взаимодействие композитной балки – полосы с жестким штампом.**

Получено решение контактной задачи для полосы из композитного материала по теории изгиба коротких ортотропных балок-полос. Точность решения этой задачи подтверждается полученными результатами плоской задачи теории упругости для изотропного материала. Получены выражения для контактного давления под штампом, а также зависимости между безразмерной силой, величиной области контакта и осадкой штампа.

**Ключевые слова:** контактное давление, жесткий штамп, уточненная теория балок, композитный материал, величина области контакта.

**Shvabyuk V.I., Rotko S.V., Shvabyuk V.V. Contact interaction of composite beams-strip with rigid punch.**

The solution of the contact problem for a strip of composite material on the theory of bending of short orthotropic beams-bands was obtained. The accuracy of the solution of this task is checked using the solution of a plane problem of elasticity theory for an isotropic material. The expressions of the contact pressure under the stamp, the dependences between the dimensionless force, magnitude of the contact area and sediment stamp's were obtained.

**Keywords:** contact pressure, rigid punch, refined theory of beams, composite material, the size of the contact area.

**АВТОРИ:**

*Шваб'юк Василь Іванович*, доктор технічних наук, професор, Луцький національний технічний університет, кафедра технічної механіки, e-mail: shvabyuk@lutsk-ntu.com.ua

*Ротко Світлана Володимирівна*, кандидат технічних наук, доцент, Луцький національний технічний університет, кафедра промислового та цивільного будівництва, e-mail: rotko\_sv@mail.ru

*Шваб'юк Володимир Васильович*, кандидат технічних наук, доцент, Луцький національний технічний університет, кафедра автомобілів і транспортних технологій.

**AUTHORS:**

*Shvabyuk Vasily*, doctor of technical Sciences, Professor, Lutsk national technical University, Department of technical mechanics, e-mail: shvabyuk@lutsk-ntu.com.ua

*Rotko Svetlana*, candidate of technical Sciences, associate Professor, Lutsk national technical University, Department of industrial and civil construction, e-mail: rotko\_sv@mail.ru

*Shvabyuk Vladimir*, candidate of technical Sciences, associate Professor, Lutsk national technical University, Department of vehicles and transportation technologies.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

*Ярошевич М.П.*, доктор технічних наук, професор, Луцький національний технічний університет, кафедра обладнання лісового комплексу та теорії механізмів машин, Луцьк, Україна.

**REVIEWER:**

*Yaroshevich N.P.*, doctor of technical Sciences, Professor, Lutsk national technical University, Department of equipment of forest complex and the theory of machines, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 04.09.2014р.

Петр Шелешовский, Петр Старзицны  
*VVUU, a.s. Острава-Радванице, Чехия*

## ИСПЫТАНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ОЧИСТНЫХ И ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ НА ВОСПЛАМЕНЕНИЕ МЕТАНО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

В помещениях испытательных лабораторий VVUU, a.s., Острава - Радванице проводится испытание исполнительного органа очистных и проходческих комбайнов на воспламенение метано-воздушной смеси. В докладе описаны основные принципы тестирования, обобщены результаты и знания полученные в течение восемнадцати лет опыта, описаны системы орошения тестируемых горных оборудований и представлены последние тенденции развития в этой области.

**Ключевые слова:** горные очистные и проходческие машины, системы пылеподавления, воспламенение метана.

**Введение.** Добыча угля в шахтах сопряжена с опасностью горения и взрыва метано-воздушной смеси и угольной пыли в процессе ведения горных работ. Воспламенения метана при отбойке угля до сих пор являются одной из наиболее серьезных опасностей в угольных шахтах. В последние годы их число в длинных лавах возрастает вследствие увеличения выделений метана. Этот рост обусловлен увеличением производительности лав и глубины отработки угольных пластов. Увеличению числа воспламенений также способствует наличие в угольных пластах включений породных пропластков.

В большинстве случаев воспламенения связаны с выходом рабочего органа комбайна при отбойке угля в известняки кровли или почвы. При этом система орошения не обеспечивает охлаждения режущих зубков рабочего органа комбайна до безопасной температуры.

В 80-х годах прошлого века в шахтах Остравско-Карвинского угольного бассейна было зарегистрировано несколько случаев локального воспламенения метана во время эксплуатации горных проходческих и очистных машин. Общее для данных чрезвычайных происшествий было то, что производилась песчаником с высоким содержанием кремния, а так же интенсивное локальное выделение метана; эффективность применения систем пылеподавления в то время не была проверена. VVUU, a.s., в Остраве-Радванице (в то время – «Научно-исследовательский угольный институт»)

**Цель и задачи.** При вводе в эксплуатацию очистных и проходческих забоев должна определяться степень опасности горных пород и угольных пластов по фрикционному воспламенению пылеметановоздушных смесей. Степень опасности устанавливается институтом по безопасности или экспертными организациями, обладающими правом на проведение экспертизы промышленной безопасности, имеющими в своей структуре аккредитованную испытательную лабораторию и обладающими необходимой аттестованной стендовой, лабораторной базой и средствами измерений.

В 1990-1991 гг. VVUU, a.s., получило задание под названием «Методика определения эффективности применения оборудования для снижения рисков воспламенения метана при эксплуатации горных машин компании ОКД, в том числе разработка концепции измерения запыленности».

С целью проведения испытаний эффективности применения оборудования для снижения рисков воспламенения метана при эксплуатации горных проходческих и очистных машин, в компании VVUU, a.s., была создана испытательная станция, занимающаяся проверкой снижения рисков воспламенения метана опытным путем в соответствии с чешским законодательством. Законодательство предусматривает то, что «Очистные комбайны, добычное оборудование и проходческие машины должны оснащаться устройствами пылеподавления, а в шахтах с выделением метана с опасностью 2-ой степени, данные машины должны оснащаться также устройствами, понижающими возможность воспламенения метана от исполнительного органа машины. На горных машинах и механизмах должны применяться устройства для борьбы с пылью, которыми эти машины комплектуются. Запрещена эксплуатация машин, не имеющих вышеописанные предохранительные устройства».

**Результаты исследований.** Для предотвращения фрикционного воспламенения метановоздушной смеси запрещается эксплуатация выемочных и проходческих горных машин без систем взрывозащитного орошения на пластах с горными породами 2<sup>ой</sup> и 3<sup>ей</sup> группы опасности (искроопасными 2<sup>ой</sup> степени и взрывоопасными). Ведение горных работ горными машинами без систем взрывозащитного орошения допускается только по углю либо по породам (с присечкой породы) не выше 1<sup>ой</sup> группы опасности (не опасные и искроопасные 1<sup>ой</sup> степени горные породы). Для определения параметров систем взрывозащитного орошения горных машин на стадии приемочных испытаний необходимо проводить специальные испытания режущего инструмента по методике

Испытания рабочей части горных машин (т.е. режущей части с электродвигателем, передаточным устройством и исполнительным органом с резцами и системой пылеподавления – орошения) проводятся в герметичной метано-воздушной камере, встроенной в металлический туннель «TUBOSIDER». В качестве раскаленной линии среза резца используется капсуль-детонатор (размещенный в видоизмененном резце) в настоящих линиях среза, созданных в испытательном стояке. В цикл входят 20 испытаний. Устройства пылеподавления по предотвращению воспламенения метано-воздушной смеси должны иметь успешность не менее 75%. Методика проведения испытаний предусматривает 5 воспламенений, при этом энергия электрического капсуля-детонатора в 90 Дж является примерно на порядок выше, чем минимальная энергия раскаленной линии среза резца, которой теоретически будет достаточно для воспламенения метано-воздушной смеси.

С 1.11.2001 данные испытания аккредитованы Чешским институтом по аккредитации.

С апреля прошлого года (2011 г.) было проведено более 1900 взрывов при испытаниях различных исполнительных органов с диаметром от 600 до 2500 мм с разными системами пылеподавления. Из общего количества 87 машин, на которых производились испытания, 13 машин не прошли испытания, т.е. 14,9 % (7 не прошло по внешней системе пылеподавления, а 5 по внутренней системе пылеподавления). Было запрещено использование данных систем с потенциальным возникновением опасности в шахтах с повышенной опасностью 2-ой степени. Проводились испытания на 50-ти исполнительных органах очистных комбайнов, из них 17 с внешними системами пылеподавления, а 33 с внутренними системами пылеподавления.

Исполнительных органов проходческих комбайнов было испытано всего 37, из них 25 с внешними и комбинированными системами пылеподавления, а 12 с внутренними системами пылеподавления, из них 10 секционных.

На протяжении разработки методики и проведения испытаний на собственных испытательных станциях мы получили богатый опыт работы в проведении испытаний и оценке оборудования для понижения рисков воспламенения метано-воздушной смеси при эксплуатации горных очистных и проходческих машин.

Оценка оборудования по понижению рисков воспламенения метана производится для систем пылеподавления данного оборудования с учетом исполнительного органа, вспомогательных систем, насосов и самого оборудования. Основными системами пылеподавления горных очистных и проходческих машин, на которых производятся испытания в нашей испытательной камере, являются следующие три:

- внешние;
- внутренние;
- комбинированные.

Системы внешнего пылеподавления – это классическое оборудование для подавления пыли с вторичной функцией понижения риска воспламенения метано-воздушной смеси. Речь идет о системе сопел, при помощи которых происходит моделирование основного и вспомогательного пылеподавления, которое создает водную завесу, прежде всего поверхность исполнительных органов. Часто бывает спорным вопрос, касающийся охлаждения раскаленных линий среза резца очистных комбайнов, которые характеризуются как очаги воспламенения метана. Более успешные результаты достигаются в случае, когда исполнительные органы являются более узкими и имеют конструкцию многоходового винтового исполнительного органа с диаметром не более 1600 мм при условии применения соответствующих сопел, с давлением в пределах от 1 до 2 МПа. Относительно высокий расход воды не повышает эффективность при гашении. В очистных комбайнах однозначно более эффективным является применение системы внутреннего пылеподавления, а в последнее время не производятся испытания классических систем внешнего



пылеподавления. Системе внешнего пылеподавления в проходческих машинах приходят на смену инновационные технологии – комбинированные системы (вода-воздух) со специальными соплами.

Большие изменения наблюдаются в системах внутреннего пылеподавления, в которых вода подается по линиям внутреннего распределения к соплам к каждому резцу, а так как возникает большое гидросопротивление, машина должна быть оснащена дополнительным насосом. В то время как первые испытания мы производили для сложных высоконапорных систем, например, Krampe 6 МПа, Voest-Alpine 11 МПа, в настоящее время наблюдается тренд по снижению давления в пределах от 1 до 3 МПа. Конструкция внутренней системы пылеподавления предусматривает, прежде всего, пылеподавление, направленное на пресечение либо понижение возможности воспламенения метана от исполнительного органа машины. Сопла возле каждого из резцов непосредственно охлаждают раскаленные линии среза резцов.

Из опыта следует, что в данном случае вступают в действие группы сопел, которые в очистных машинах образуют друг за другом от трех до четырех резцов, а в проходческих машинах гнездообразную систему одинакового количества сопел. При засорении двух взаимодействующих сопел оборудование выходит из строя. На эффективность внутренней системы пылеподавления не оказывает влияния ширина исполнительного органа, а также его диаметр, если скорость резания остается неизменной. Необходимо уделять большое внимание чистоте воды, качеству материала и исполнения линий внутреннего распределения, эффективности сопел и заданному давлению вещества в системе орошения (пылеподавления), в этом случае система пылеподавления является достаточно эффективной с точки зрения риска воспламенения метана.

Некоторые из проходческих машин с системой внутреннего пылеподавления, которые испытывались (Рис.1.), были оснащены секторной системой орошения. Данная система позволяет использовать относительно малое количество воды, при этом, не снижая эффективности с точки зрения возможности воспламенения метано-воздушной смеси.



Рис.1. Проходческий комбайн с комбинированной системой пылеподавления при проведении испытаний

С системой комбинированного пылеподавления, используемой в очистных машинах (Рис.2.), мы столкнулись в нескольких случаях. Если в системе внутреннего пылеподавления внутренняя линия распределения охлаждающей воды электродвигателя сконструирована отдельно, то в большинстве случаев она выводится в систему внешнего пылеподавления, которая оказывает влияние на запыленность. Комбинация внутреннего и внешнего пылеподавления успешно применяется в машине с маленьким диаметром исполнительного органа, в данном случае внутренние линии распределения подводятся к соплам перед резцом, что имеет преимущества в пылеподавлении, внешняя система пылеподавления считается оборудованием для снижения возможности воспламенения метана. Направление развития в области проходческих комбайнов отмечено ростом данных типов систем пылеподавления в комбинации с комбинированными системами (воздух-вода).

При проведении испытаний больше внимание оказывается используемым соплам, которые могут повлиять на эффективность испытаний оборудования, снижая риск воспламенения метано-воздушной смеси, но в то же время большое количество воды может неблагоприятно влиять на технологию добычи или проходки. Прежде всего, используются сопла со спиральным спадом. В

системах внутреннего пылеподавления применяются сопла с полым сечением конуса либо с конусом сплошного сечения малого диаметра, в системах внешнего пылеподавления используются сопла с конусом сплошного сечения большого диаметра.



Рис.2. Очистной комбайн при подготовке к проведению испытаний

Системы внутреннего пылеподавления оснащены фильтрами, а некоторые типы сопел оснащены сеткой для защиты от примесей более крупного размера, сетку необходимо периодически чистить. Расход воды определяется как технический компромисс между количеством воды, необходимым для понижения возможности воспламенения метана, и технологической эффективностью количества воды. Примером являются некоторые типы сопел, специально разработанные производителем и испытанные на нашей опытной станции в системах внутреннего пылеподавления. Иногда встречается так же эжекторная обработка сопел, эффективность которых обусловлена давлением от 3-х МПа и выше, что не всегда отвечает заданным условиям для данных систем со стороны производителей.

Для всех новых машин и их исполнительных органов, в том числе и восстановленных типов, обязательно проведение испытаний эффективности оборудования по понижению рисков воспламенения метано-воздушной смеси при эксплуатации горных очистных и проходческих машин. Опасные системы с точки зрения их конструктивного решения и параметров, мы готовы предварительно идентифицировать, тем самым предотвращая их возможное применение.

**Заключение.** На наших испытательных станциях проводится анализ и удостоверение причин возникновения чрезвычайных ситуаций на горных очистных и проходческих машинах, при эксплуатации которых может произойти чрезвычайная ситуация, результатом которой будет являться воспламенение метана.

Любая машина, которая будет использована в условиях указанных в [1], должна быть оснащена системой защиты от воспламенения, которая была проверена тестированием. Эта система должна иметь либо вентиляцию в области режущих инструментов или водяное распыление режущих инструментов, или их комбинацию. Эффективность системы защиты должна быть оценена производителем, должны быть установлены рабочие параметры системы и указаны в инструкции по эксплуатации.

Очистные комбайны, плужные установки и проходческие машины должны быть оснащены устройствами для пылеподавления. В газовых шахтах II. класса опасности также должно быть устройство, понижающее возможность воспламенения метана от тела режущего органа машины. Их использование без этих устройств запрещено.

1. Оборудование и компоненты предназначены для использования в потенциально взрывоопасных средах подземных шахт.// Пункт 5.1.2 Машины с режущими инструментами – ЧСН ЭН 1710:2006.
2. Постановления Горного надзора // § 259, пункт 1 – ЧР № 22,1989.– С 3.

#### REFERENCES

1. Oborudovanie i komponenty prednaznacheny dlya ispol'zovaniya v potentsial'no vzryvoopasnykh sredakh podzemnykh shakht.// Punkt 5.1.2 Mashiny s rezhushchimi instrumentami – CHSN EN 1710:2006.
2. Postanovleniya Gornogo nadzora // § 259, punkt 1 – CHR № 22,1989.– S 3.

**P. ŠELEŠOVSKÝ, P. STARZYCZNY. Testing of device efficiency for decrease of hazard of methane-air mixture ignition trough cutting unit during the operation of road headers and longwall shearers.**

Testing rooms of VVUU Ostrava Radvanice conduct tests on cutting bodies of mining and tunneling machines with the possibility of methane mixture ignition. It describes the test basic principles, knowledge and experience with the results based on the eighteen-year experience, including spraying systems tested mining machines and latest trend development in this area.

**Keywords:** road headers and longwall shearers, dust suppression system, methane ignition.

**П. ШЕЛЕШОВСКИЙ, П. СТАРЗИЦЗНИ. Випробування виконавчого органу очисних і прохідницьких комбайнів на займання метано-повітряної суміші.**

У приміщеннях випробувальних лабораторій VVUŮ, as, Острава - Радваніце проводиться випробування виконавчого органу очисних і прохідницьких комбайнів на займання метано-повітряної суміші. У доповіді описані основні принципи тестування, узагальнено результати і знання отримані протягом вісімнадцяти років досвіду, описані системи зрошення тестуванні гірських обладнань і представлені останні тенденції розвитку в цій галузі.

**Ключові слова:** гірські очисні і прохідні машини, системи пилевловлювання, спалахування метану.

**АВТОРЫ:**

Петр ШЕЛЕШОВСКИЙ – специалист испытательной станции VVUU, a.s. Острава-Радваніце, Чехия

Петр СТАРЗИЦЗНЫ – главный специалист испытательной станции VVUU, a.s. Острава-Радваніце, Чехия

**АВТОРИ:**

Петро ШЕЛЕШОВСКИЙ – спеціаліст випробувальної лабораторії VVUU, a.s. Острава-Радваніце, Чехія

Петро СТАРЗИЦЗНИ – головний спеціаліст випробувальної лабораторії VVUU, a.s. Острава-Радваніце, Чехія

**AUTHORS:**

Petr STARZYCZNY – Expert Guarantor, Testing Laboratory VVUU, a.s., Czech Republic;

Petr ŠELEŠOVSKÝ – Expert Guarantor, Testing Laboratory VVUU, a.s., Czech Republic

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

МАРЧУК В.І., доктор технічних наук, професор, Луцький національний технічний університет, завідувач кафедри приладобудування, Луцьк, Україна.

**РЕЦЕНЗЕНТ:**

МАРЧУК В.И., доктор технических наук, профессор, Луцкий национальный технический университет, заведующий кафедрой приборостроения, Луцк, Украина.

**REVIEWER:**

V. MARCHUK, Doctor of Science in Technology, Professor, Lutsk National Technical University, Head of Instrument Making Department, Lutsk, Ukraine.

Стаття надійшла в редакцію 10.09.2014р.

Ціна договірна

Колектив авторів

**СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ ТА ТРАНСПОРТІ**  
**ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING AND TRANSPORT**

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

SCIENTIFIC JOURNAL

ISSN 2313-5425

**Випуск 2, 2014**

**Volume 2, 2014**

Видається двічі на рік

Publication Frequency: 2 issues per year

Комп'ютерний набір та верстка: І. Козачук  
Дизайн обгортки: В. Чернецький

**Матеріали друкуються в авторській редакції. За стилістику і орфографію статей відповідальність несуть автори.**

Адреса редакції: вул. Львівська, 75, ауд. 150, Луцьк,  
Волинська обл., Україна, 43018.  
тел. (0332) 74-61-31.  
e-mail: [tehavtomash@gmail.com](mailto:tehavtomash@gmail.com)  
[www.avtomash.lntu.edu.ua](http://www.avtomash.lntu.edu.ua)

Підписано до друку 15.10.2014 р.  
Формат 60x84/8. Гарнітура Times. Папір офсетний.  
Ум. друк. арк. 18,60. Обл. вид. арк. 18,53. Тираж 100 прим.

Редакційно-видавничий відділ  
Луцького національного технічного університету  
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75.  
Свідоцтво Держкомтелерадіо України ДК № 4123 від 28.07.2011 р.

Друк – Вежа-Друк. Зам. № 595.  
(м. Луцьк, вул. Бойка, 1, тел. (0332)29-90-65).  
Свідоцтво Держ. комітету телебачення та радіомовлення України  
ДК № 4607 від 30.08.2013 р.

