



ISSN 2411-3441 (print)  
ISSN 2523-4471 (online)

*Bulletin of the  
National Technical University "KhPI"*

# Hydraulic machines and hydraulic units

2'2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

MINISTRY OF EDUCATION  
AND SCIENCE OF UKRAINE  
National technical university  
"Kharkiv politechnik institute"

**Вісник Національного  
технічного університету «ХПІ».  
Серія: Гідравлічні машини та  
гідроагрегати**

**Bulletin of the National  
Technical University "KhPI".  
Series: Hydraulic machines  
and hydraulic units**

№ 2'2022

No. 2'2022

Збірник наукових праць

Collection of scientific papers

Видання засноване у 1961 р.

The edition was founded in 1961

Харків  
НТУ «ХПІ», 2022

Kharkiv  
NTU "KhPI", 2022

**Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units:** зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Х.: НТУ «ХПІ», 2022. – № 2. – 81 с. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Видання присвячене освітленню досягнень в області гідроенергетики, систем регулювання гідротурбін, структурного синтезу і аналізу схем гідропневмоавтоматики і гідроприводів, динамічного синтезу і аналізу гідропневмоприводів. Викладені дослідження робочих процесів в лопатевих та об'ємних гідромашинах нафтогазових промислів.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в галузі гідроенергетики та нафтогазової галузі.

The publication is devoted to the coverage of achievements in the field of hydropower, systems of regulation of hydroturbines, structural synthesis and analysis of schemes of hydropneumatics and hydraulic drives, dynamic synthesis and analysis of hydropneumatic drives. The researches of working processes in blade and volumetric hydraulic machines of oil and gas industry are described.

For scientists, teachers of higher education, post-graduate students, students and specialists in the field of hydropower and oil and gas industry.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації

КВ № 24094-13934Р від 08.08.2019 р.

Входить до Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора наук, кандидата наук та ступеня доктора філософії.

Затверджено наказами Міністерства освіти і науки України від 02.07.2020 № 886. Категорія «Б».

Мова статей – українська, англійська

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати включений до зовнішніх інформаційних систем, у тому числі в наукометричні бази даних: **Web of Science, Index Copernicus, SIS (Scientific Indexing Services), GrossRef DOI, Open Journal Systems, Google Scholar, Directory of Research Journals Indexing (DRJI), OCLC Worldcat, Ulrich's Periodicals Directory, ISI Impact Factor (IIF)**

Офіційний сайт видання: <http://gm.khpi.edu.ua/>

Засновник  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

Founder  
National Technical University  
"Kharkiv Polytechnic Institute"

**Редакційна колегія:**

**Головний редактор:**

Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор

**Члени редколегії:**

Мацевитий Ю. М., д-р техн. наук, професор,  
академік НАН України  
Мигущенко Р. П., д-р техн. наук, професор  
Русанов А. В., д-р техн. наук, професор, чл.-кор.  
НАН України  
Солодов В. Г., д-р техн. наук, професор  
Шубенко О. Л., д-р техн. наук, професор, чл.-кор.  
НАН України  
Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor  
Peter Lampart, Dr. Sc., Professor  
Romuald Rządkowski, Dr. Sc., Professor  
Jaroslaw Stryczek, Dr. Sc., Professor  
Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

**Editorial staff:**

**Editor-in-chief:**

Cherkashenko M., Dr. Sc., Professor

**Editorial staff members:**

Matsevity Yu., Dr. Sc., Professor, academician of  
NAS of Ukraine  
Mygushchenko R., Dr. Sc., Professor  
Rusanov A., Dr. Sc., Professor, Corresponding  
Member of NAS of Ukraine  
Solodov V., Dr. Sc., Professor  
Shubenko O., Dr. Sc., Professor, Corresponding  
Member of NAS of Ukraine  
Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor  
Peter Lampart, Dr. Sc., Professor  
Romuald Rządkowski, Dr. Sc., Professor  
Jaroslaw Stryczek, Dr. Sc., Professor  
Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 10 від 20.12.2022 р.

ФУНДАМЕНТАЛЬНІ  
ДОСЛІДЖЕННЯ

FUNDAMENTALS

**R. MYGUSHCHENKO, O. KROPACHEK, L. SHUSTIK, K. MYGUSHCHENKO**

### LABORATORY STUDIES OF MATHEMATICAL MODELS THERMAL OBJECTS

Is devoted to the development and analysis of mathematical models of thermal objects. The extruder adopted as a thermal object is a vivid example of multi-zone pass-through technological units, the value of which is enormous for the domestic economy. In the article, the replacement of a real industrial object with a laboratory sample is carried out to work out the methodology of practical identification when obtaining a mathematical model with its subsequent analysis. A positive result is able to transfer the obtained results to a real technological unit. In the article, the object of research was selected, possible representations of mathematical models of industrial objects were analyzed, methods of practical identification were reviewed, the method of practical identification of thermal objects was selected, a series of natural experiments was prepared in laboratory conditions and numerical results were obtained, numerical parameters of coefficients were determined transmission and transport delay of mathematical models, time constants of mathematical models were found, analysis of mathematical models of a laboratory installation from the angle of optimization was carried out. The obtained results made it possible to correctly approach the identification of the working zone of a multi-zone pass-through technological unit using the example of an extruder, which carries out the technological process of processing agricultural raw materials by separating product fractions. Namely, decide on the type of primary converter (temperature sensor), the location of the sensors on the object, evaluate the cross effects of the heating zones in statics, choose the structure and parameters of PI (proportional, integrating components) and PID (proportional, integrating, differential components) regulators to maintain the temperature specified by the technical task in the working area of the extruder.

**Keywords:** practical identification, thermal object, temperature, sensor, mathematical model, Laplace transform.

**Р. П. МИГУЩЕНКО, О. Ю. КРОПАЧЕК, Л. С. ШУСТИК, К. Р. МИГУЩЕНКО**

### ЛАБОРАТОРНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ТЕПЛОВИХ ОБ'ЄКТІВ

Присвячена розробці та аналізу математичних моделей теплових об'єктів. В якості теплового об'єкту прийнятий екструдер з розділенням фракцій продукту – яскравий приклад багатозонних прохідних технологічних агрегатів, цінність якого для вітчизняного господарства величезна. В статті здійснене заміщення реального промислового об'єкту лабораторним зразком для відпрацювання методики практичної ідентифікації при отриманні математичної моделі з її наступним аналізом. Позитивний результат спроможний перенести отримані результати на реальний технологічний агрегат. В статті здійснений вибір об'єкта дослідження, проаналізовані можливі представлення математичних моделей промислових об'єктів, оглянуті методи практичної ідентифікації, здійснений вибір методу практичної ідентифікації теплових об'єктів, підготовлена серія натурного експерименту в лабораторних умовах та отримані чисельні результати, визначені чисельні параметри коефіцієнтів передачі та транспортного запізнення математичних моделей, знайдені сталі часу математичних моделей, здійснений аналіз математичних моделей лабораторної установки під кутом оптимізації. Отримані результати дозволили грамотно підійти до ідентифікації робочої зони багатозонного прохідного технологічного агрегату на прикладі екструдера, який здійснює технологічний процес переробки сільськогосподарської сировини шляхом розділення фракцій продукту. А саме визначитись з типом первинного перетворювача (датчика температури), місця розташування датчиків на об'єкті, оцінити перехресні впливи зон нагрівання в статистиці, підібрати структуру і параметри ПІ (пропорційна, інтегруюча складові) та ПІД (пропорційна, інтегруюча, диференційна складові) регуляторів для підтримки заданої технічним завданням температури в робочій зоні екструдера.

**Ключові слова:** практична ідентифікація, тепловий об'єкт, температура, датчик, математична модель, перетворення Лапласа.

**Selecting the research object.** Modern objects belonging to the class of multi-zone passing technological units have been widely applied in various fields of industry. Much attention has been paid to the study of these objects. Currently, multi-zone units represent a fairly wide class of objects; however, the emergence of new technologies is constantly expanding this class. In particular, one of such new, most complex and insufficiently studied objects from the considered class is extruders that implement the technology of pressing vegetable oils [1].

In principle, the extruder consists of heating zones, pressing zones through which the useful product is removed, a receiving hopper, feed screws, and a matrix for forming a by-product. The prepared raw material (oilseeds) is introduced into the receiving hopper and, thanks to the feed augers, moves along the unit. Along the way, it goes through a series of stages of processing, the end result of which is a useful product (vegetable oil) and a by-product (cake).

In the first and second heating zones, the raw material is subjected to crushing, the resulting mint passes through the stage of moisture-thermal treatment, and the formed pulp enters the first zone for pre-pressing. During

the first pressing, the liberated useful product is removed from the extruder, and the complex mixture, consisting of mint and pulp, undergoes the moisture-thermal treatment again and enters the second pressing zone, where the final pressing takes place. The liberated useful product is removed from the object and enters the sludge tank, where the gravity sedimentation stage takes place. A by-product in the form of a cake shell formed by the matrix is also removed from the object and enters the storage tank.

The main advantages of the considered technology and implementing equipment are:

- productivity close to optimal for a small producer (for sunflower seeds – 1200–1500 kg per 8-hour shift),
- the possibility of aggregating several extruders with a common raw material loading system and a single by-product conveyor, which allows you to focus on an average manufacturer,
- extremely low costs for maintenance personnel – one operator per unit of equipment or per aggregated group of three to five units,
- low level of energy consumption (installed power – 13 kWh, consumed – 10 kWh),
- no need for preliminary processing of raw materials (washing, frying, etc.) and additional processing of a

useful product (the processed product is separated into oil and fuz by a three-day settling at room temperature),

- a wide range of processed crops (sunflower, soybeans, rapeseed, mustard, corn, cotton, etc.), quick and easy changeover to another oilseed crop (replacement of pressing sleeves),

- small dimensions and weight,

- the possibility of the extruder operating in a mobile version for processing customer-supplied raw materials at the place of its deployment.

The only fundamental drawback is the low (compared with the complete process) yield of a useful product – 33–42 % with an oil content of the feedstock of at least 50 % [2]. This disadvantage is largely compensated by the fact that the resulting by-product with an oil content of up to 18 % is an excellent high-protein supplement for poultry, fish, and cattle, which can be effectively used.

Ukraine is a country with great agricultural potential. However, the production of a large range of food products requires the creation of a powerful production base for processing, storage, etc. these goods. At the same time, in the light of new economic relations, the processing industry is of particular importance.

Insufficient production volumes of domestic food products are immediately compensated by an increase in their import purchases, although such a solution is not always acceptable. In Ukraine, production capacities in the processing of oil-seeds are used on average by 35 %. The main reasons for poor performance:

- lack of working capital,

- lack of supply high-quality raw materials for enterprises,

- high cost of raw materials,

- constant increase in prices for energy carriers and transport services,

- unsettled issues of payments and mutual debt between suppliers of raw materials, processors and trade organizations, the budget and off-budget state funds.

All this leads to high costs per unit of output, reduces the competitiveness of domestic food products over imported ones.

Given the above, the widespread introduction of the considered equipment in the domestic economy is of particular importance. The listed advantages of the selected object are consistent with modern trends in production. Therefore, a detailed study of multi-zone passing technological units with separable product fractions is a very urgent task.

**Problem statement.** According to the experts in this work, who are called on to focus on the control of the working thermal zone of the extruder. The main parameter of the thermal zone is the temperature in the range 0–300. From one side, the temperature is one of the widest parameters, from the other side, the most important and last parameter. In any case, the development of temperature processes in the working thermal zone of the extruder is the necessary intellectual motivation and information and control systems and automatic control systems, including computerized ones, which are necessary for optimizing the functioning of the selected

industrial object.

The construction of systems for control, diagnosis or management of industrial equipment, to intensify its work, or to optimize according to the selected quality indicator, is impossible without a detailed study of the object. With a scientific approach, such a study is implemented by building a mathematical model of the object or mathematical models of the processes that take place in this object. The presence of a mathematical model allows, on the one hand, to carry out analytical or simulation modeling procedures, with further verification of the results obtained during modeling by field tests. On the other hand, the mathematical model allows you to make optimal technical decisions, for example, choosing the type of sensors depending on the selected criteria, determining the places of installation of sensors, identifying the number of sensors for successful monitoring of thermal processes, etc.

The most popular mathematical models of the studied objects are differential equations in partial derivatives (for the analogue case) or difference equations (for the digital representation). The disadvantage of these equations is their almost complete inapplicability in engineering calculations. Therefore, in practice, they use the transformation of differential equations into algebraic ones using the Laplace transformation with further use in engineering analyses.

The synthesis (building) of mathematical models is fundamentally possible in two ways:

- analytical,

- practical identification.

In this article, the way of building a mathematical model by methods of practical identification is chosen.

The main task set by the authors is to replace a real industrial object with a laboratory sample, to obtain experimental data for such a sample and to work out the methodology of practical identification. A positive result is able to transfer the obtained results to a real technological unit.

Thus, the goal of the research is the synthesis (building) of a mathematical model of the thermal working zone of multi-zone passing technological units on the example of an extruder.

The object of research is mathematical models of industrial equipment in the form of algebraic equations.

The subject of research is methods of practical identification.

The main tasks set by the authors:

- analyse the representation of mathematical models of industrial objects,

- carry out an overview of practical identification methods,

- choose a method of practical identification of thermal objects,

- to form a laboratory sample of a thermal object, which would have technical indicators adequate to a real industrial object,

- prepare a set of primary transducers (sensors) and organize measuring channels with automatic indication of the result,

- prepare and implement a series of field

experiments,

- to determine the numerical parameters of the transmission coefficient and transport delay of the mathematical model,
- determine the time constants of the mathematical model,
- optimize the order of the mathematical model by changing the location of the sensor or selecting the type of sensor.

These tasks are basic. In the course of research, additional problems of a conceptual and technical nature were certainly considered.

Determining the mathematical model of the object or the processes occurring in it is an extremely important task in researching industrial and agricultural equipment [3]. The availability of mathematical models of objects and processes allows you to obtain the characteristics of the equipment, determine its main parameters, conduct theoretical and simulation modeling, etc. Without existing mathematical models of objects and processes, it is impossible to competently synthesize control or management systems of the researched equipment [4].

Building mathematical models of objects and processes is fundamentally possible in two ways:

- theoretical synthesis [5],
- obtaining models experimentally [6].

Experimental and theoretical ways have their advantages and disadvantages. Therefore, most studies try to combine, to a reasonable extent, the advantages of these approaches. In this article, it was decided to focus on obtaining models of objects and processes of industrial and agricultural equipment experimentally. The choice of the experimental method in the development of mathematical models, chosen for the study of the unit, is determined by the presence of sensors of identified parameters, the presence of standard recorders, the presence of proven and well-recommended methods of information processing, a priori information about the structure of the research object.

The method of practical identification was chosen as the basic method of obtaining models of objects and processes. This makes it possible to obtain dynamic models with the detection of transport delays, inertias, oscillations and to move from models with distributed parameters to models with concentrated parameters [7].

**Analysis of the representation of mathematical models of industrial objects.** Based on the accepted class of models, as well as on the analysis of the physical nature of the object, it is appropriate to use the method of practical identification by transient characteristics [8]. The chosen method involves applying unitary functions of the "rectangular wave" type or close to it to the object and measuring the output coordinate with the measuring channel. In practice, the identification algorithm must be implemented on the basis of an experimental setup. The installation should be abstracted from the influence of destabilizing factors and the possibility of measuring the transient characteristics of the research object should be made possible through multiple observations.

The obtained mathematical model can be presented

in the form [8]:

- differential equation:

$$(T_1^2 p^2 + T_2 p + 1)y = kx,$$

where  $k$  – link transmission ratio,

$T_i$  – time-constant,

$p$  – the Laplace operator,

moreover  $T_1$  and  $T_2$  are linked by a condition:

$$\zeta = \frac{T_2}{2T_1} < 1,$$

- in the form of a transfer function:

$$W(p) = \frac{k}{T_1^2 p^2 + T_2 p + 1},$$

- in the form of a transient characteristic:

$$h(t) = k \left[ 1 - \frac{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}}{\beta} e^{\alpha t} \sin\left(\beta t + \arctg \frac{\beta}{\alpha}\right) \right],$$

where  $\alpha = -\frac{T_2}{2T_1^2}$ ,  $\beta = \frac{\sqrt{4T_1^2 - T_2^2}}{2T_1^2}$ .

- in the form of an amplitude-phase function:

$$W(j\omega) = \frac{k(1 - T_1^2 \omega^2) - jkT_2 \omega}{(1 - T_1^2 \omega^2)^2 + T_2^2 \omega^2},$$

- in the form of amplitude and phase-frequency functions:

$$\begin{cases} A(\omega) = \frac{k}{\sqrt{(1 - T_1^2 \omega^2)^2 + T_2^2 \omega^2}}, \\ \varphi(\omega) = -\arctg \frac{T_2 \omega}{1 - T_1^2 \omega^2}. \end{cases}$$

All methods of representing the mathematical model of the object, and in this case the oscillating link, are identical. In these studies, the representation method based on the transfer function is adopted:

$$W(p) = \frac{k}{T_1^2 p^2 + T_2 p + 1}.$$

**Review of methods of practical identification.**

One of the main tasks of identification of industrial objects is the determination of dynamic characteristics by transient functions. There are seven main methods, each of which has its own advantages and disadvantages. In this review, the indicated methods are classified and the one that is optimal based on the criteria of simplicity and convenience for further calculations is selected.

Classification of methods [9]:

1. Approximation of the transient characteristic by the solution of a differential equation with simple real roots.
2. Approximation of the transient characteristic by the solution of a differential equation with simple roots.
3. Determination of transfer function coefficients by

the "area" method.

4. Approximation of the transient characteristic by the solution of the second-order differential equation.

5. Approximation of the transient characteristic by the solution of the first-order differential equation with a delay.

6. Approximation of the transient characteristic by the solution of a differential equation with multiple real roots.

7. Approximation of transient characteristics of objects containing integrating links.

Each of the mentioned methods is a method of practical identification, each has its own advantages for certain conditions, known types of objects, peculiarities of operating conditions.

For this case, considering that the investigated equipment is a thermal inertial object, which is described by an inertial link with a delay, which means that it is represented by aperiodic processes, the most successful choice for identification is the first method - the method of successive logarithms.

This method is grapho-analytical and allows for both structural and parametric identification.

**Choosing a method for practical identification of thermal objects.** The method of successive logarithms is used to identify smooth non-oscillatory transition functions represented by the expression [10]:

$$h(t) \approx c_0 - \sum_{i=1}^n c_i e^{-\alpha_i t},$$

where  $c_0 = h \approx h(T_y)$ ,  $c_i$  and  $\alpha_i$  – real numbers, and the roots of the characteristic equation  $\alpha_i$  must satisfy the empirical inequality

$$\frac{\alpha_i}{\alpha_{i+1}} \leq 0,5 \div 0,7; i = 1, 2, \dots, n-1.$$

These conditions mean that the transfer function  $W(p)$  has only simple poles located at a sufficiently large distance from each other along the real axis.

The idea of the method consists in successive approximation  $h(t)$  first by solving the equation of the first order, the function  $c_1 e^{-\alpha_1 t}$ , and if this approximation is unsatisfactory, then the second component is taken into consideration  $c_2 e^{-\alpha_2 t}$ , that is, the order of the approximating equation is taken equal to 2, etc. The unknown  $c_i$  and  $\alpha_i$  are determined at each stage of approximation using the logarithm operation, as a result of which this method received the name of the method of successive logarithms. The sequence of actions when using it is as follows:

1. An experiment is conducted to obtain the transient characteristics of a thermal object.
2. The sampling time is determined  $\Delta t$ .
3. A tabular dependency is built  $T_i^o = f(t_i)$ .
4. A graphical dependency is built  $T^o = f(t)$ .
5. The net lateness time is cut off  $\tau$ .
6. The transmission coefficient is determined  $k$ .

$$k = T_{\text{ycr}}^o / A_{\text{bx}}.$$

7. A tabular dependency is built  $|h_i|_i = f(t_i)$ .

$$|h_i|_i = T_{\text{ycr}}^o - T_i^o.$$

8. A tabular dependency is built  $\lg|h_i|_i = f(t_i)$ .

9. A graphical dependency is built  $\lg|h_i|_i = f(t)$ .

10. An asymptote to the dependence is drawn  $\lg|h_i|_i = f(t)$  at  $t \rightarrow \infty$ .

11. Parameters are defined  $\lg c_1$  and  $t_1$ .

12. Parameter is defined  $\alpha_1$ .  $\alpha_1 = \frac{\lg c_1}{t_1}$ .

13. Time-constant is determined  $T_1$ .  $T_1 = \frac{1}{\alpha_1}$ .

14. A tabular dependency is built  $c_i = c_1 e^{-\alpha_1 t_i}$ .

15. A tabular dependency is built  $|h_2|_i = |h_i|_i - c_i e^{-\alpha_1 t_i}$ .

16. The numerical values of the non-relational functions are evaluated  $|h_2|_i$ , after that the order of the transfer function is determined  $W(p)$ .

17. Paragraphs 8–16 are repeated of this algorithm.

18. The iterative method proves the position when the values of the non-relational functions are unrelated  $|h_j|_i \approx 0$  in the entire time range.

19. The transfer function (mathematical model) has the form [8]:

$$W(p) = \frac{k}{(1 + pT_1)(1 + pT_2)\dots(1 + pT_n)} e^{-p\tau}.$$

The algorithm is presented graphically in the Fig. 1.

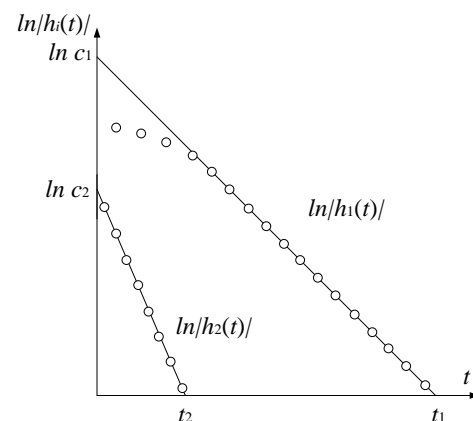


Fig. 1. The method of successive logarithms

The practice of applying the method of successive logarithms to determine the dynamic characteristics of the transient characteristics of industrial objects shows that in the vast majority of cases  $h(t)$  it is possible to approximate the sum of two to four exponents.

It is possible to approximate the sum of two to four exponents.  $c_i$  and roots  $\alpha_i$  is carried out according to the transient characteristic, from which the net delay time and the transmission coefficient have already been determined  $k$ .

**Preparation and results of a natural experiment.**

In order to obtain a mathematical model of the thermal



object, a number of natural experiments were performed (Novovolyn Scientific Lyceum of the Volyn Regional Council, physics department) and the results were processed.

Two types of primary Einstein transducers (sensors) were chosen for the experiments, which are assembled in a measuring channel with a digital output and a USB output port. The software (interface), which polls the port according to the corresponding exchange protocol, is supplied by the manufacturer.

The first sensor. Copper sensor, the sensitive element is made in the form of a probe. The external view is shown in Fig. 2.

The main characteristics of the sensor:

- range of measured temperatures:  $-40-140\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,
- measurement error:  $\pm 2\%$ ,
- resolution:  $0,03\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,
- sampling frequency: 10 samples per second,
- response time: 40–60 sec.



Fig. 2. Temperature sensor with a copper sensitive element

The second sensor. Thermocouple, the sensitive element is made in the form of a "drop". The external view is shown in Fig. 3.



Fig. 3. Temperature sensor with a sensitive element in the form of a thermocouple

The main characteristics of the sensor:

- range of measured temperatures:  $0-1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,
- measurement error:  $\pm 2\%$ ,
- resolution:  $0,03\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,
- sampling frequency: 10 samples per second.

Both selected sensors are supported by MiLAB software (see Fig. 4).

Experiment 1. Prepared installation (see Fig. 5) involves the following chain:

heater  $\rightarrow$  water  $\rightarrow$  water  $\rightarrow$  sensor.

Such transitions equate to transitions between nodes of the studied industrial object.

A copper sensor was used for the experiment.

The input of the step function ("rectangular wave" function) was implemented by supplying power to the heating element. The output transient characteristic  $h(t)$  was recorded by the measuring channel (see Fig. 6).



Fig. 4. Using the interface



Fig. 5. Layout of the experimental setup

As a result of the experiment, data was obtained that indicate the presence of a transport delay (see Fig. 6), which will clearly affect the dynamic indicators of the object when conducting simulation modeling or a full-scale experiment.

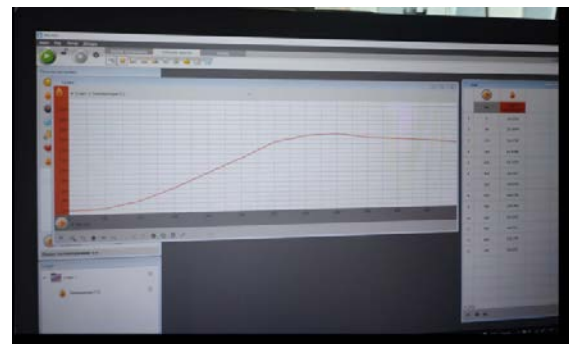


Fig. 6. Transient characteristic fixation

Experiment 2. To reduce the impact of traffic delays, a setup was prepared (Fig. 7), the purpose of which was to eliminate this harmful parameter.

The experimental data demonstrate the absence of transport delay  $\tau$  (see Fig. 8).

Experiment 3. The layout of the experimental setup is presented in Fig. 9. During the experiment, a sensor based on a thermocouple was used.

In the third experiment, the chain is used:

heater  $\rightarrow$  metal  $\rightarrow$  sensor.

The transient characteristic  $h(t)$ , in this case, received the minimum value of the transport delay  $\tau$  and a high indicator of the transmission coefficient  $k$ .



Fig. 7. Layout of an experimental installation with a reduced rate of transport delay

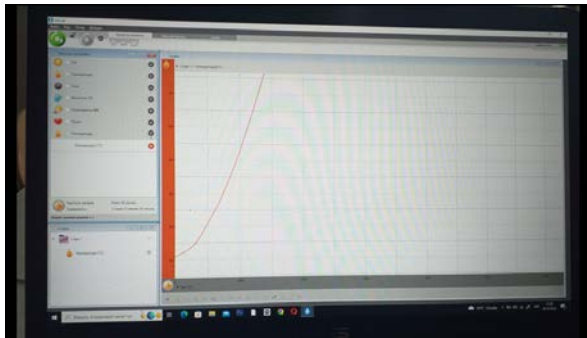


Fig. 8. Acceleration part of the transient characteristic of the experimental setup with a reduced transport delay indicator



Fig. 9. Layout of the experimental setup using a thermocouple

**Determination of the numerical parameters of the transmission coefficient and transport delay of the mathematical model.** The method of successive logarithms involves determining the order of the mathematical model and the time constants  $T_i$  of this model. The determination of the transport delay  $\tau$  and the transmission ratio  $k$  is determined directly from the transient characteristic  $h(t)$ .

The transmission coefficient is determined by the ratio:

$$k = \frac{T_{\text{уст}}^{\circ}}{A_{\text{вх}}}$$

and the transport delay is determined from the condition:

$$0 \leq h(t) < \Delta,$$

where  $\Delta$  – error of measuring equipment.

Taking into account the conditions for finding the two specified parameters of the mathematical model, it is obtained:

- Experiment 1.  $k = 0,43 \frac{\text{°C}}{\text{B}}, \tau = 300 \text{ c},$

- Experiment 2.  $\tau = 0 \text{ c},$

- Experiment 3.  $k = 0,78 \frac{\text{°C}}{\text{B}}, \tau = 0 \text{ c}.$

**Determination of time constants of the mathematical model.** The determination of the time constants of the mathematical model is carried out on the basis of the algorithm presented in this article above.

According to the data of the first experiment, a transient characteristic was formed, which is presented in Fig. 10.

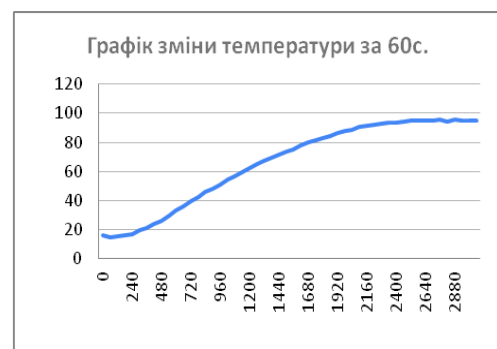


Fig. 10. Transient characteristic (experiment 1)

The experimental data were processed by the method of successive logarithms according to the given algorithm. According to the results of experimental data processing by the method of sequential logarithm, the resulting table was formed (Table 1).

Table 1 – Identification results by experiment 1

Constant values	
Voltage, V	220
Time delay, min	5
Maximum temperature, °C	95,04757
$t_1$ , min	35
lnc1	8,5
$\alpha_1$	0,242857143
Time constant 1	4,117647059
$t_2$ , min	25
lnc2	17
$\alpha_2$	0,68
Time constant 2	1,470588235
$t_3$ , min	22
lnc3	16,7
$\alpha_3$	0,759090909
Time constant 3	1,317365269

The data in Table 1 indicate the 3rd order of the transfer function and determine the time constant  $T_i$ .

The data of experiment 3 were processed in a similar way. The resulting table was formed based on the results of the experiment 2.

The order of the mathematical model (experiment 3) equals to 2.

Table 2 – Identification results by experiment 3

Constant values	
Voltage, V	220
Time delay, min	0
Maximum temperature, °C	170,79296
$t_1$ , min	32
lnc1	12,6
$\alpha_1$	0,39375
Time constant 1	2,53968254
$t_2$ , min	30
lnc2	12,4
$\alpha_2$	0,413333333
Time constant 2	2,419354839

**Analysis of mathematical models of the laboratory installation.** Based on the results of the research, mathematical models of the thermal object were found. Laboratory samples were used as a thermal object.

The general appearance of the mathematical model of the thermal object is as follows:

$$W(p) = \frac{k}{\prod_i (1 + pT_i)} e^{-pt}.$$

For the chain

heater → water → water → sensor

the mathematical model took shape:

$$W(p) = \frac{0,43}{(1 + 4,12p)(1 + 1,47p)(1 + 1,32p)} e^{-5p}.$$

For the chain

heater → metal → sensor

the mathematical model:

$$W(p) = \frac{0,78}{(1 + 2,54p)(1 + 2,42p)}.$$

The comparison of models indicates a significant simplification of the structure when shortening the transmission chain of the thermal process and the correct choice of the primary transducer (sensor).

Research conducted in laboratory conditions can be extrapolated to real industrial objects and showed how important the choice of the sensor and its location on the object is for simplifying control, diagnostic or management systems. In this case, it concerns the object of the class of multi-zone passing technological units – an extruder for the production of vegetable oils.

**Conclusion.** As a result of the conducted scientific research, a mechanism for obtaining a mathematical model of a thermal object by means of practical identification by the method of successive logarithms was developed. A mathematical model is an algebraic equation and can easily be used for analytical and simulation modeling.

During the implementation of the experimental part, the tasks of minimizing the impact of transport delay  $\tau$ , acquiring the nominal value of the transmission coefficient  $k$ , and eliminating time constants of high orders  $T_i$  were performed. This made it possible to lower

the order of the transfer function,  $W(p)$ , which is the mathematical model of the thermal object.

The obtained results made it possible to correctly approach the identification of the working zone of a multi-zone passing technological unit using the example of an extruder, which carries out the technological process of processing agricultural raw materials by separating product fractions. Namely, determine the type of primary transducer (temperature sensor), the location of the sensors on the object [11], evaluate the cross effects of heating zones in statics using the Bristol matrix [12], choose the structure and parameters of PI (proportional, integrating components) and PID (proportional, integrating, differential components) of regulators to maintain the temperature specified by the technical task in the working zone of the extruder.

#### References

1. Губарев В. Г., Мельтюхов В. А., Сулима В. В. Пат. 3144, Украина. *Пресс для отжима растительных масел*. 1994.
2. Сулима В. В., Овчаренко А. И., Мигушенко Р. П. Технология и оборудование для производства растительных масел НПП «Экструдер». *Масложировая промышленность*. 1998. № 4. С. 14–15.
3. Овчаренко А. И., Мигушенко Р. П. Анализ информационной модели пресс-экструдера масличных культур. *Вісник ХДПУ*. Харків: ХДПУ, 1998. Вип. 18. С. 92–94.
4. Овчаренко А. И., Мигушенко Р. П. Методика идентификации тепловых процессов в пресс-экструдерах масличных культур. *Вісник ХДПУ*. Харків: ХДПУ, 1998. Вип. 18. С. 87–91.
5. Федоткин И. М. Математическое моделирование технологических процессов. Киев: Выща школа, 1988. 415 с.
6. Мигушенко Р. П., Кропачек О. Ю., Бочарников М. С., Баранюк Т. О. Практична ідентифікація промислових об'єктів. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Тези доповідей ХХХ міжнародної науково-практичної конференції. Секція 3 (19–21 жовтня 2022 р., Харків)*. Харків: НТУ «ХП», 2022. С. 358.
7. Кропачек О. Ю. *Методы и устройство контроля виброускорений стенок топливопровода высокого давления дизельных агрегатов: дис. ... канд. техн. наук: 05.11.13*. Харьков, 2004. 186 с.
8. Мигушенко Р. П., Кропачек О. Ю., Коржов І. М., Баранюк Т. О. Отримання математичних моделей багатозонних технологічних агрегатів шляхом практичної ідентифікації. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 8–14.
9. Балакирев В. С., Дудников Е. Г., Цирлин А. М. *Экспериментальное определение динамических характеристик промышленных объектов управления*. Энергия, 1967. 232 с.
10. Мигушенко Р. П. *Адаптивная система управления многозонными проходными технологическими агрегатами: дис. ... канд. техн. наук: 05.13.07*. Харьков, 2001. 178 с.
11. Ціапов П. Ф., Мигушенко Р. П., Кропачек О. Ю. *Теоретичні та практичні засади систем контролю та діагностування складних промислових об'єктів: монографія*. Харків: НТУ «ХП», 2015. 260 с.
12. Рей У. *Методы управления технологическими процессами*. Мир, 1983. 368 с.

#### References (transliterated)

1. Gubarev V. G., Mel'tyukhov V. A., Sulima V. V. *Press dlya otzhima rastitel'nykh masel* [Press for vegetable oils]. Patent Ukraine, no. 3144, 1994.
2. Sulima V. V., Ovcharenko A. I., Migushchenko R. P. *Tekhnologiya i oborudovanie dlya proizvodstva rastitel'nykh masel NPP "Ekstruder"* [Technology and equipment for vegetable oil production NPP "Extruder"]. *Maslozhirovaya promyshlennost'*. 1998, no. 4, pp. 14–15.
3. Ovcharenko A. I., Migushchenko R. P. *Analiz informatsionnoy modeli press-ekstrudera maslichnykh kul'tur* [Oilseed extruder

- information model analysis]. *Visnyk KhDPU* [Bulletin of the Kharkiv State University]. Kharkiv, KhDPU Publ., 1998, issue 18, pp. 92–94.
4. Ovcharenko A. I., Migushchenko R. P. Metodika identifikatsii teplovykh protsessov v press-ekstruderakh maslichnykh kul'tur [Methodology for identifying thermal processes in oilseed extruders]. *Visnyk KhDPU* [Bulletin of the Kharkiv State University]. Kharkiv, KhDPU Publ., 1998, issue 18, pp. 87–91.
  5. Fedotkin I. M. *Matematicheskoe modelirovanie tekhnologicheskikh protsessov* [Mathematical modelling of technological processes]. Kiev, Vyshcha shkola Publ., 1988. 415 p.
  6. Myhushchenko R. P., Kropachek O. Yu., Bocharnikov M. S., Baranyuk T. O. Praktychna identyfikatsiya promyslovykh ob'ektiv [Practical identification of industrial objects]. *Informatsiyi tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya. Tezy dopovidey XXX mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi. Sektsiya 3 (19–21 zhovtnya 2022 r., Kharkiv)* [Information technology: science, engineering, technology, education, health. Abstracts of the XXX Int. Sci.-Pract. Conf. Section 3 (19–21 October 2022, Kharkiv)]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, p. 358.
  7. Kropachek O. Yu. *Metody i ustroystvo kontrolya vibroukorennyy stenok toplivoprovoda vysokogo davleniya dizel'nykh agregatov: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.11.13* [Methods and devices for controlling the vibration acceleration of the walls of the high-pressure fuel line of diesel units. Candidate eng. sci. diss. (Ph. D.)]. Kharkov, 2004. 186 p.
  8. Myhushchenko R. P., Kropachek O. Yu., Korzhov I. M., Baranyuk T. O. Otrymannya matematychnykh modeley bahatozonnykh tekhnolohichnykh ahrehativ shlyakhom praktychnoyi identyfikatsiyi [Obtaining mathematical models of multi-zone technological units through practical identification]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 8–14.
  9. Balakirev V. S., Dudnikov E. G., Tsirlin A. M. *Eksperimental'noe opredelenie dinamicheskikh kharakteristik promyshlennykh ob'ektov upravleniya* [Experimental determination of the dynamic performance of industrial control objects]. Energiya Publ., 1967. 232 p.
  10. Migushchenko R. P. *Adaptivnaya sistema upravleniya mnogozonnyimi prokhodnyimi tekhnologicheskimi agregatami: dis. ... kand. tekhn. nauk: 05.13.07* [Adaptive control system of multizone passing technological units. Candidate eng. sci. diss. (Ph. D.)]. Kharkov, 2001. 178 p.
  11. Shchapov P. F., Myhushchenko R. P., Kropachek O. Yu. *Teoretychni ta praktychni zasady system kontrolyu ta diahnostuvannya skladnykh promyslovykh ob'ektiv* [Theoretical and practical principles of control systems and diagnostics of complex industrial objects]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015. 260 p.
  12. Rey U. *Metody upravleniya tekhnologicheskimi protsessami* [Technological process control methods]. Mir Publ., 1983. 368 p.

Received 08.11.2022

## Відомості про авторів / About the Authors

**Мигущенко Руслан Павлович (Mygushchenko Ruslan)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», проректор з науково-педагогічної роботи; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2523-595X>; e-mail: [mrp1@ukr.net](mailto:mrp1@ukr.net)

**Кропачек Ольга Юріївна (Kropachek Olga)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Теоретичні основи електротехніки»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5899-0252>; e-mail: [kropachek@ukr.net](mailto:kropachek@ukr.net)

**Шустік Лілія Степанівна (Shustik Liliia)** – Нововолинський науковий лицей Волинської обласної ради, учитель фізики; м. Нововолинськ, Україна; e-mail: [lilinovov@gmail.com](mailto:lilinovov@gmail.com)

**Мигущенко Катерина Русланівна (Mygushchenko Kateryna)** – Lincoln Park High School, Chicago, USA; e-mail: [katyamyg06@gmail.com](mailto:katyamyg06@gmail.com)

**О. Л. ШУБЕНКО, С. В. АЛЬОХІНА, В. М. ГОЛОЩАПОВ, О. В. КОТУЛЬСЬКА, Т. М. ПАРАМОНОВА,  
Д. О. СЕНЕЦЬКА**

## **ВИТРАТИ ПОТУЖНОСТІ НА ПРИВОД ТУРБІННОГО СТУПЕНЯ ПРИ МАЛОВИТРАТНИХ РЕЖИМАХ**

Розглянуто задачу по визначенню витрат потужності під час роботи турбінного ступеня в маловитратному режимі. Для її вирішення використаний теоретично-експериментальний підхід, побудований на одновимірній теорії руху нестисливого робочого середовища та результатів експериментального дослідження ряду моделей ступенів великої віяловості, в якому робочим середовищем служить повітря. При експлуатації теплофікаційних турбін циліндри низького тиску до 85 % часу працюють в області маловитратних режимів як із частково, так і повністю закритою поворотною діафрагмою регулюючої ступені. При зниженні об'ємної витрати пари в проточній частині циліндру низького тиску на маловитратних режимах розвивається привтулковий відрив потоку і формується вихор у міжвінцевому зазорі ступені. Режим, при якому потужність, що підводиться до робочого колеса, витрачається на підтримку цих течій, відповідає «чисто» вентиляційному режиму. На відміну від існуючих методик для визначення вентиляційних витрат потужності у ступенях великої віяловості в роботі пропонується залежність, яка базується на геометричній конфігурації ступенів циліндру низького тиску теплофікаційних турбін та умовах їх експлуатації. Враховуючи процеси, що відбуваються в ступені, та дані, отримані на експериментальному стенді, визначено формули для врахування складових витрат потужності – функції впливу кутів виходу потоку з направляючого апарата ступені; впливу віяловості  $l/D_{cp}$ ; впливу відносної ширини робочої лопатки  $B/D_{cp}$  та кута нахилу периферійного меридіонального обводу  $\gamma_m$ . Отримані залежності, що дозволяють визначити коефіцієнти витрат потужності для ступеня на вентиляційному режимі та режимі роботи до холостого ходу, дають змогу обчислити витрати потужності у всьому діапазоні зміни маловитратних режимів. На прикладі останнього ступеня турбіни Т-250/300-240 виконано зіставлення результатів розрахункових досліджень за запропонованою залежністю з результатами, що отримані в реальних умовах натурних експериментів, яке показало, що їх розходження не перевищує 5 %.

**Ключові слова:** парова турбіна, проточна частина, циліндр низького тиску, останній ступень, маловитратний режим, витрати потужності, вентиляційний режим, структура потоку.

**O. SHUBENKO, S. ALYOKHINA, V. GOLOSHCHAPOV, O. KOTULSKA, T. PARAMONOVA,  
D. SENETSKA**

## **POWER EXPENSES TO DRIVE A TURBINE STAGE UNDER LOW-FLOW MODES**

The task of determining the power consumption during the operation of the turbine stage in the low-cost mode is considered. To solve it, a theoretical-experimental approach was used, based on the one-dimensional theory of the movement of a incompressible working medium and the results of an experimental study of a number of models of large fanning degrees, in which the working medium is air. When operating heating turbines, the low-pressure cylinders work in the area of low-cost modes up to 85 % of the time, both with a partially and completely closed rotary diaphragm of the regulating stage. When the volumetric flow rate of steam in the flow part of the low-pressure cylinder at low-flow modes is reduced, a sleeve separation of the flow develops and a vortex is formed in the inter-crown gap of the stage. The mode in which the power supplied to the impeller is spent on maintaining these currents corresponds to the "pure" ventilation mode. In contrast to the existing methods for determining the ventilation power losses in the stages of large fanning, the paper proposes a dependence based on the geometric configuration of the stages of the low-pressure cylinder of the heating turbines and their operating conditions. Taking into account the processes in the stage and the data obtained on the experimental stand, formulas were determined account the components of power losses - the function of the influence of the flow exit angles from the guide apparatus of the stage; influence of fanning  $l/D_{mid}$ ; influence of the relative width of the working blade  $B/D_{mid}$  and the angle of inclination of the peripheral meridional circuit  $\gamma_m$ . The obtained dependences, which allow determining the coefficients of power consumption for the stage in the ventilation mode and the operation mode before idling, make it possible to calculate power consumption in the entire range of changes in low-flow modes. On the example of the last stage of the T-250/300-240 turbine, a comparison of the results of calculation studies according to the proposed dependence with the results obtained in real conditions of full-scale experiments was performed, which showed that their difference does not exceed 5 %.

**Keywords:** steam turbine, flow path, low-pressure cylinder, last stage, low-flow mode, power consumption, ventilation mode, flow structure.

**Вступ.** Робота осевого ступеня у складі проточної частини ЦНТ парової турбіни в залежності від витрати пари через неї відбувається як у турбінному режимі, при якому енергія пари, що проходить через ступень, передається робочим лопаткам, так і в маловитратному, при якому енергія від стороннього джерела передається робочими лопатками потоку пари. У багатоступінчастій турбіні таким джерелом є ступені частини високого та середнього тиску. Межею, що розділяє ці режими, є холостий хід ступені.

При експлуатації теплофікаційних турбін циліндри низького тиску до 85 % часу працюють в області маловитратних режимів як із частково, так і повністю закритою поворотною діафрагмою регулюючої ступені. Зменшення об'ємної витрати пари при постійній частоті обертання ротора

супроводжується появою в паровому потоці окружної складової швидкості, яка за наявності за робочим колесом твердої зовнішньої поверхні призводить до появи радіального градієнту тиску по радіусу, а при раптовому розширенні у відносно великий вільний простір вихідного патрубку – до руху потоку після робочого колеса по кільцевим струменям [1].

При цьому в кореневій області потік, що обертається, відривається від втулки. Внутрішня межа поверхні обертового потоку за робочим колесом (РК) визначається як  $\bar{G} = 0$ , зовнішня –  $\bar{G} = 1,0$  де  $\bar{G} = G/G_0$ , а  $G_0$  – масова витрата на вході в напрямний апарат ступені. Крім привтулкового відриву у ступені і при зменшенні витрати в міжвінцевому зазорі формується вихор, що обертається у напрямку руху робочого колеса. Його

виникнення відбувається при положенні, коли тиск загальмованого потоку в периферійній ділянці міжвінцевого зазору врівноважується тиском у вхідній частині міжлопаткових каналів робочого колеса [2].

При подальшому зниженні витрати тиск у вхідній частині міжлопаткових каналів перевищує тиск загальмованого потоку в міжвінцевому зазорі і в периферійній області відбувається викид пари з каналів робочого колеса у міжвінцевий зазор, що і формує вихор. Розвиток вихору відбувається при зниженні витрати пари на вході в ступень аж до  $G = 0$ .

Цей режим відповідає «чисто» вентиляційному режиму, при якому потужність, що підводиться до робочого колеса, витрачається на підтримку структури двох вихрових систем – привтулкового відриву і вихору, що обертається в міжвінцевому зазорі. Таким чином, в останніх і передостанніх ступенях формуються складні вихрові структури [3], які взаємодіють з невеликою вентиляційною витратою пари, що проходить через нещільності між поворотним кільцем і діафрагмою регулюючої ступені, призначеною для зниження температури пари, що нагрівається тепловими втратами.

Зміна структури потоку в проточній частині викликає суттєве збільшення втрат енергії у вихрових структурах при маловитратних режимах роботи ступеня. Витрати потужності на роботу останніх ступенів ЦНТ турбіни при маловитратному режимі змінюються від значень  $N_3 = 0$  при холостому ході до «чисто» вентиляційних, на які значно впливає тиск пари в конденсаторі і довжина робочої лопатки.

У роботах [4, 5] дано аналіз найбільш поширених залежностей для визначення вентиляційних втрат (витрат потужності на привід робочого колеса ступеня) у турбінних ступенях. Найбільш повний аналіз залежностей коефіцієнта витрат потужності зроблено В. М. Неуйміним, починаючи від формул А. Стодоли. Структура формул раннього періоду враховує вплив на рівень втрат як вентиляційних, створених вінцем робочих лопаток, так і втрат на тертя поверхонь диску о пару досить високої щільності. Вони орієнтовані переважно на лопатки малої довжини, які працюють у сфері високих тисків.

Залежності А. Стодоли, А. Щегляєва, General Electric, маючи структуру виду

$$N_B = C_B \cdot n^3 \cdot d^4 \cdot L^{1,5},$$

розрізняються в основному коефіцієнтом  $C_B$ , який, згідно з поданням, може дорівнювати  $0,0068$  із середньоквадратичним відхиленням  $\pm 20\%$ . Однак, наведена залежність не придатна для визначення вентиляційних втрат у ступенях великої віяловості сучасних турбін.

Пізніші залежності на основі функції тертя  $d^4 \cdot L$  (формули Г. Флюгеля, С. Шубовича, Г. Зальфа та Ю. Качуріна, А. Межеріцького, П. Зуттера – Р. Траупеля, Н. Маркова – І. Терентьева) мають подібну структуру. Вони можуть бути використані для ступенів високого та середнього тиску, що мають довжину робочих лопаток  $L < 4B$  в турбінах малої та середньої потужності. Середньоквадратичне

відхилення цих залежностей не перевищує  $24,3\%$ .

Також у літературі наводиться ряд залежностей вузькоспрямованого значення (залежності ВПС, Керра, Букінгама, Ю. Шальмана), що використовуються для ступенів високого тиску газових турбін, але менш придатних для ступенів великої віяловості, що працюють при маловитратних режимах в області пари низького тиску.

Істотно менша кількість досліджень проведена для визначення витрат потужності на привід робочого колеса ступенів великої віяловості частини низького тиску теплофікаційної турбіни, які першими переходять в маловитратні режими роботи при зниженні теплового навантаження турбіни [6–8]. В роботах Неуйміна В. М. опубліковано підхід до створення універсальної методики визначення вентиляційних втрат для ступенів широкого діапазону зміни віяловості з різною геометрією її елементів та параметрів пари.

При цьому введено ряд характеристик, не властивих конструюванню парових турбін: коефіцієнт статичного опору профілю робочої лопатки, що відповідає розподілу щільності пари в ступені, середній коефіцієнт газового перерізу порожнини обертання ступеня, конструктивна функція вентиляції, що характеризує взаємозалежність геометричних розмірів ступенів ЦНТ, що працює у вентиляційному режимі. Величини цих коефіцієнтів введені автором у вигляді графіків та діаграм для ступенів з робочими лопатками довжиною 360 та 550 мм турбіни Т-100/120-12,8. Використання цієї методики в умовах експлуатації ЦНТ теплофікаційної турбіни у широкому діапазоні зміни витрати пари суттєво ускладнюється через необхідність мати графіки функціональних коефіцієнтів для конкретних ступенів турбін.

**Мета роботи.** Для визначення витрат потужності на роботу ступенів великої віяловості, які працюють у ЦНТ турбін при маловитратних режимах (вентиляційних втрат), в умовах експлуатації необхідна залежність простої форми з характеристиками, вимірюваними за умов експлуатації. Створення математичної моделі для розрахунку течій у проточній частині турбіни пов'язане зі складністю структури потоку в ступені, взаємодією вихрових структур з основним потоком, тривимірністю потоку в ступенях великої віяловості. Це потребує верифікації одержаних рішень на основі експериментальних даних.

**Постановка задачі.** На основі аналізу процесів, що відбуваються в ступені в широкому діапазоні зміни режимів, розглянуто традиційне для теорії турбомашин визначення впливу кутів виходу з направляючого апарату  $\alpha_1$  та робочого колеса  $\beta_2$  у одновимірній постановці – функція  $f_1(\alpha_1, \beta_2)$ . При цьому потік у ступені з лопатками великої довжини вважається циліндричним, в якому характеристики віднесені до перерізу на середньому діаметрі ступеня. З урахуванням результатів експериментального дослідження ця залежність доповнюється функціями впливу віяловості  $f_2(l/D_{cp})$ , ширини робочої лопатки

$f_3(B/D_{cp})$  та кута нахилу периферійного меридіонального обводу в напрямному апараті  $f_4(\gamma_M)$

$$N_3 = f_1(\alpha_1, \beta_2) + f_2(l/D_{cp}) + f_3(B/D_{cp}) + f_4(\gamma_M). \quad (1)$$

Задача визначення складових втрат потужності, підведеної до ступеня та перетвореної на механічні та теплові втрати, розглядається у стаціонарній постановці для кожного режиму, включаючи «чисто» вентиляційний при нульовій витраті робочого середовища через ступінь.

**Методика визначення складових вентиляційних втрат.** Потужність потоку, підведена до ступеня на холостому ході з урахуванням того, що степінь реактивності може бути представлена в термінах одновимірної течії, коли усі характеристики ступеня віднесені до середнього діаметра

$$N_{xx} = \frac{1}{2} G_{xx} \cdot C_{1xx}^2 = \frac{1}{2} \frac{C_{zxx}^3}{(\sin \alpha_1)^2} \cdot \frac{F}{v_{xx}}, \quad (2)$$

де  $C_1$  – швидкість виходу потоку із соплового апарату ступеня;

$\alpha_1$  – кут виходу потоку з соплового апарату ступеня;

$F = \pi D_{cp} l$  – торцева площа проточної частини ступеня;

$D_{cp}$  – середній діаметр робочого колеса;

$l$  – довжина робочої лопатки;

$v_{xx}$  – питомий обсяг робочого середовища у ступені як перед, так і за робочим колесом.

Позначивши при деякому  $i$ -му режимі витрату  $G_i$ , маємо для ступеня турбіни при маловитратних режимах  $G_i < G_{xx}$ . Зменшення витрати призводить до того, що для  $i$ -го режиму, що встановився при зниженні енергії потоку відбудеться зниження окружної швидкості робочих лопаток до  $u_i < u_{xx} = u_{ном}$ .

Аналогічно (2) потужність потоку для  $i$ -го режиму має вигляд

$$N_i = \frac{1}{2} G_i \cdot C_{1i}^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{C_{zi}^3}{(\sin \alpha_1)^2} \cdot \frac{F}{v_i}. \quad (3)$$

Очевидно, що для того, щоб при заданій витраті підвищити окружну швидкість  $u_i$  до значення  $u_{xx} = u_{ном}$  до ротора ступеня необхідно підвести енергію від зовнішнього джерела, потужність якої повинна скласти  $N_{bi} = N_{xx} - N_i$ . Після використання рівнянь (2) та (3) при  $F = \text{const}$  і  $v = \text{const}$  вона може бути представлена як

$$N_{bi} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F}{v} \cdot \frac{C_{zxx}^3}{(\sin \alpha_1)^2} \left( 1 - \frac{C_{zi}^3}{C_{zxx}^3} \right).$$

Після підстановки величини  $F$  згідно з поясненням до рівняння (2) маємо

$$N_{bi} = C_{bi} \cdot \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot l}{2} \cdot \frac{C_{zxx}^3}{v}, \quad (4)$$

де  $C_{bi} = \frac{1}{(\sin \alpha_1)^2} \left( 1 - \frac{C_{zi}^3}{C_{zxx}^3} \right)$  – коефіцієнт витрат потужності (трактований іноді як вентиляційні втрати), що визначається за витратною складовою швидкості  $C_2$ .

Зміна члена  $(1 - C_{zi}^3/C_{zxx}^3)$  дає оцінку впливу

швидкості зменшення витрати в діапазоні зміни маловитратних режимів роботи ступеня.

Для безвитратного режиму («чисто» вентиляційний режим), при якому витрати потужності на роботу ступеня становитимуть

$$N_{0в} = C_{0в} \cdot \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot l}{2} \cdot \frac{C_{zxx}^3}{v}, \quad (5)$$

де  $C_{0в} = \frac{1}{(\sin \alpha_1)^2}$  – коефіцієнт вентиляційних втрат.

Відношення потужності, що підводиться до робочого колеса ступеня при маловитратному режимі, до потужності, що підводиться при безвитратному  $G = 0$  («чисто» вентиляційному) режимі, дорівнює відношенню коефіцієнтів в рівняннях (4) і (5)

$$\bar{C} = 1 - \frac{C_{zi}^3}{C_{zxx}^3}.$$

Помноживши та розділивши рівняння (5) на окружну швидкість робочих лопаток у кубі ( $u^3$ ) отримаємо

$$N_{0в} = C_{0в} \cdot \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot l}{2} \cdot u^3 \cdot \rho'', \quad (6)$$

де  $\rho'' = 1/v$  – щільність робочого середовища (пари) в робочому колесі;

$C_{0в}$  – коефіцієнт витрат потужності при «чисто» вентиляційному режимі.

Рівняння (6) за формою відповідає рівнянню Зутера-Граупеля [9], у якому коефіцієнт  $C_{0в}$  для ступенів малої віяловості отримано експериментально для «чисто» вентиляційного режиму роботи ступеня. Для ступенів великої віяловості необхідно визначити складові коефіцієнта  $C_{0в}$  у рівнянні (6) відповідно до рівняння (1) при  $G = 0$ .

*Вплив кутів виходу потоку на втрати потужності ступеня.* З трикутників швидкостей (рис. 1) випливає, що при холостому ході ступені, коли  $C_{1z} \approx C_2$ .

$$C_{1xx} \cdot \cos \alpha_1 + W_{2xx} \cos \beta_2 = u. \quad (7)$$

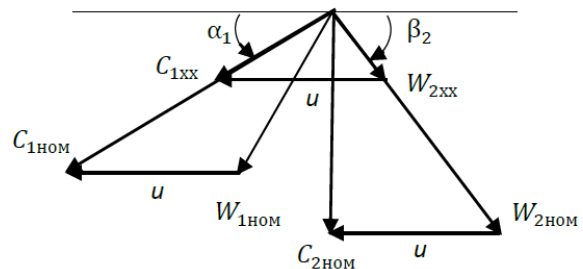


Рис. 1. Трикутники швидкостей на середньому діаметрі для турбінного ступеня

Після перетворення формули (7) маємо

$$\frac{C_{1z}}{u} = \frac{1}{\frac{1}{\tan \alpha_1} + \frac{1}{\tan \beta_2}}.$$

Звідси випливає, що перша складова коефіцієнта  $C_{0в}$ , яка залежить від кутів виходу потоку в ступені, дорівнює

$$\Delta C_{0в}(\alpha_1, \beta_2) = \frac{1}{(\sin \alpha_1)^2 \left( \frac{1}{\tan \alpha_1} + \frac{1}{\tan \beta_2} \right)^3}.$$

Втратами енергії в каналі при  $\rho_{xx} = 0$  можна знехтувати.

Оцінка впливу розмірів робочої лопатки на вентиляційні втрати у ступенях великої віяловості. Характеристики досліджених експериментальних ступенів великої віяловості, що наведені в табл. 1, отримані на експериментальному стенді для ряду ступенів при постійному кореневому діаметрі [10] і можуть бути з невеликими похибками прийняті як типові для ЦНТ парових турбін. Виходячи з розмірів лопаток ступеня, отримано додаткові функції впливу на коефіцієнт вентиляційних втрат ступеня.

Таблиця 1 – Геометричні розміри експериментальних ступенів

Ступень	I	ІК	ІІ	ІІК	ІІІ	ІV
$l/D_{cp}$	0,388	0,388	0,348	0,348	0,309	0,219
$\alpha_{1efb}$ , градус	22	22	22	22	22	22
$\beta_{2efb}$ , градус	22,9	22,9	24,5	24,5	26,0	28,5
$\gamma_m$ , градус	0	30	0	50	0	0
$B/D_{cp}$	0,064	0,064	0,08	–	0,09	0,12

Вплив ширини лопатки на зміну коефіцієнта втрат у ступені, що отримані із залученням результатів дослідження натурального ступеня  $B/D_{cp} = 0,0377$  при  $l/D_{cp} \sim 0,39$ , наведено на рис. 2, а та апроксимовано залежністю

$$\Delta C_{0в} (B/D_{cp}) = a_0 + 0,79 \cdot B/D_{cp}.$$

Постійна (рис. 2, б) є функцією відносної висоти лопатки і характеризує ще одну складову у рівнянні (1)

$$a_0 = \Delta C_{0в}(l/D_{cp}) = 0,54 \cdot l/D_{cp} - 0,1845.$$

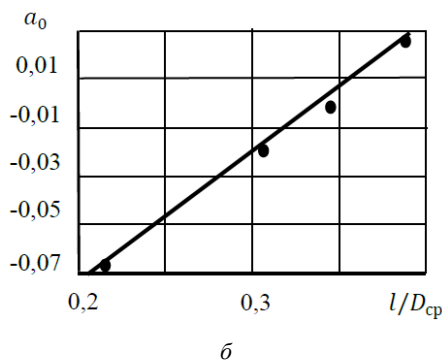
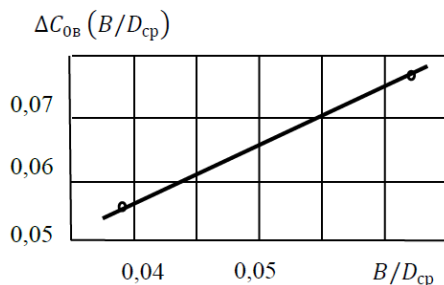


Рис. 2. Вплив геометричних розмірів робочих лопаток на коефіцієнт вентиляційних втрат потужності

Вплив кута нахилу периферійного меридіонального обводу визначено різницею між

експериментальними значеннями коефіцієнта вентиляційних втрат для двох ступенів великої віяловості (рис. 3) та апроксимовано залежністю  $\Delta C_{0в}(\gamma_m) = -0,0395 \sqrt{\text{tg } \gamma_m}$ .

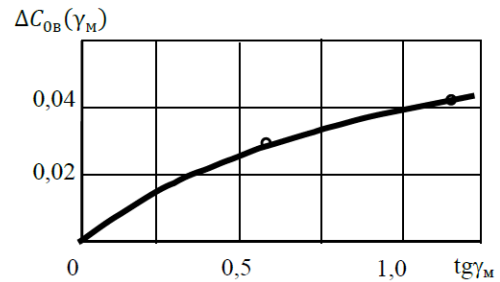


Рис. 3. Вплив кута нахилу периферійного меридіонального обводу на коефіцієнт вентиляційних втрат потужності

Наявність кінцевого меридіонального обводу напрямного апарату призводить до зниження коефіцієнта вентиляційних втрат при зменшенні масової витрати робочого середовища. Слід врахувати, що в турбінних ступенях зазвичай витрата  $G = 0$  не досягається через необхідність відведення з ступеня теплових втрат. Тому величина «чисто» вентиляційних втрат  $C_{0в}$  визначається екстраполяцією на значення  $G = 0$ .

Сумарний коефіцієнт вентиляційних втрат у формулі (6) має вигляд

$$C_{0в} = \left[ (\sin \alpha_1)^2 \left( \frac{1}{\text{tg } \alpha_1} + \frac{1}{\text{tg } \beta_2} \right) \right]_{cp}^{-1} + 0,54 \cdot \frac{l}{D_{cp}} + 0,79 \cdot \left( \frac{B}{D_{cp}} \right) - 0,0395 \sqrt{\text{tg } \gamma_m} - 0,1845. \quad (8)$$

Оцінка похибки апроксимаційної формули стосовно результатів експериментального дослідження модельних ступенів (табл. 2) показала, що похибка розрахунку  $C_{0в}$  за формулою (8), яка визначається як  $\delta C_{0в} = \frac{C_{експ} - C_{0в}^{розрах}}{C_{експ}}$ , не перевищила 2,71 %, що можна вважати прийнятною для визначення вентиляційних втрат.

**Витрати потужності на роботу ступеня при маловитратному режимі роботи.** При маловитратних режимах роботи ступені в діапазоні  $0 < G < G_{xx}$  потужність, що підводиться, витрачається на підтримку структури потоку (газодинамічних характеристик), компримування робочого середовища і теплові втрати.

Аналіз режимів роботи ступенів наведено в [10]. Вплив режиму роботи досліджених ступенів на коефіцієнт втрат потужності показано на рис. 4 та у відносних координатах  $\bar{C} = C_{в}/C_{0в} \sim \bar{G}v_2 = Gv_2/Gv_{2xx}$  має універсальний характер.

Маючи залежність коефіцієнта витрат потужності  $C_{0в}$  для ступеня, можна обчислити його значення у всьому діапазоні зміни маловитратних режимів.

Проведене дослідження [11] за визначенням коефіцієнта  $C_{0в}$  для ступенів великої віяловості в діапазоні від  $\bar{G}v_{2xx}$  до  $\bar{G}v_2 = 0,04$  з екстраполяцією на



Таблиця 2 – Результати зіставлення коефіцієнтів вентиляційних витрат потужності ступенів великої віяловості

Ступень	I	ІК	ІІ	ІІК	ІІІ	ІV
$C_{\text{експ}}$ [9]	0,138	0,108	0,133	0,0905	0,129	0,118
$\Delta C_{0\text{в}}(\alpha_1, \beta_2)$	0,0621	–	0,070	–	0,0769	0,0886
$\Delta C_{0\text{в}}(l/D_{\text{ср}})$	0,0249	–	0,002	–	–0,0196	–0,0656
$\Delta C_{0\text{в}}(B/D_{\text{ср}})$	0,0505	–	0,0632	–	0,0711	0,0948
$\Delta C_{0\text{в}}(\gamma_{\text{м}})$	–	–0,03	–	–0,043	–	–
$C_{0\text{в}}^{\text{розрах}}(8)$	0,1375	0,1079	0,1352	0,0936	0,1284	0,1178
$\delta C_{0\text{в}}, \%$	0,22	0,28	–2,71	–0,34	1,09	0,25

значення  $\overline{Gv_2} \approx 0$  показало, що у відносних координатах  $\overline{C} = C_{\text{в}}/C_{0\text{в}}$  і  $\overline{Gv_2} = Gv_2/Gv_{2\text{хх}}$  ця залежність є кубічною і описується рівнянням

$$\overline{C} = 1,0 - 0,3\overline{Gv_2} + 0,6(\overline{Gv_2})^2 - 1,3(\overline{Gv_2})^3. \quad (9)$$

В такому разі коефіцієнт витрат потужності для всього діапазону маловитратних режимів може бути представлений як

$$C_{\text{в}} = C_{0\text{в}} \cdot \overline{C},$$

де  $C_{0\text{в}}$  визначається згідно (8) і  $\overline{C}$  – згідно (9), а витрати потужності на привід ступеня в області маловитратних режимів для ступенів великої віяловості визначаються за рівнянням (6).

Враховуючи складний характер руху робочого середовища, різний рівень втрат енергії у вихрових структурах і, як наслідок, різний рівень температур пари в ступені, для визначення щільності пари доцільно прийняти її величиною за тиском на виході з робочого колеса (при маловитратних режимах цей тиск практично дорівнює тиску в конденсаторі) та температурі пари на виході з робочого колеса в периферійній області. Ця температура вимірюється штатними приладами, встановленими на виході потоку пари з робочого колеса при відключеній системі охолодження вихідного патрубка.

Для визначення щільності пари з достатнім ступенем точності може бути використане рівняння стану у формі

$$\rho'' = \frac{P_{\text{к}}}{R_{\text{п}} - (273+t)},$$

де  $R_{\text{п}}$  – газова постійна для насиченої та перегрітої пари. При низьких тисках в конденсаторі ( $2,5 < P_{\text{к}} < 35$  кПа) та температурному діапазоні  $t = 25\text{--}300$  °С вона може бути представлена середньою величиною  $R_{\text{п}} = 461,4$  Дж/(кг·К) (опосередкування виконано за табличними даними для водяної пари [12]).

**Результати досліджень.** Апробація залежності (6) з оцінкою її працездатності виконана шляхом зіставлення отриманих результатів з результатами натурних випробувань ЦНД турбіни Т-250/300-240, отриманих В. А. Хаїмовим на турбіні, що експлуатується в умовах ТЕЦ-23 Мосенерго. Вихідними даними для розрахунку за формулою (6) були такі характеристики:  $D_{\text{ср}} = 2,39$  м;  $l = 0,94$  м;  $B = 0,09$  м;  $u_{\text{ср}} = 375,4$  м/с;  $\alpha_1 = 17,4^\circ$ ;  $\beta_2 = 25,6^\circ$ ;  $\gamma_{\text{м}} = 47^\circ$ .

Згідно (8) при  $G = 0$  коефіцієнт  $C_{0\text{в}} = 0,0943$ .

Коефіцієнт  $\overline{C} = 1,0$  при  $\overline{Gv_2} = 0$ , згідно дослідженню.

Тоді витрати потужності

$$N_3 = 0,0943 \cdot \frac{\pi \cdot 2,39^2 \cdot 0,94}{2} \cdot 375,4^3 \cdot \rho'' = 17605 \cdot \rho''.$$

При  $\rho'' = 0,05$  кг/м<sup>3</sup> для одного ступеня витрати потужності дорівнюють  $N_3 = 880$  кВт, для 31-го та 40-го ступенів сумарні витрати становлять  $N_3 = 1760$  кВт.

Відповідно до експериментальних вимірювань, які виконані на УТЗ, витрати потужності на роботу двох останніх ступенів ЦНТ(31-го та 40-го) складають 1620 кВт, за даними ЦКТИ – 1680 кВт.

Це на 4,5 % відрізняється від результатів, які отримані за залежністю (6), що є достатнім для оцінки витрат потужності при прийнятих умовах зіставлення розрахункових та експериментальних результатів з врахуванням складності фізичних процесів у ступені при маловитратних режимах.

**Висновки.** На основі одномірної теорії роботи ступенів та результатів експериментальних досліджень моделей та натурних ступенів великої віяловості отримано залежність для визначення витрат потужності на всьому діапазоні зміни маловитратних режимів.

Зіставлення результатів визначення витрат потужності, що отримано в результаті досліджень останніх ступенів турбіни Т-250/300-240 та розрахованих по методиці, яка пропонується, показало, що їх розходження не перевищує 5 %.

#### Список літератури

1. Chu D., He Q., Li L. Research on unsteady aerodynamic performance of last stage for low pressure cylinder of steam turbine. *Journal of Vibroengineering*. 2018. Vol. 20, issue 4. P. 1867–1877. doi: 10.21595/jve.2017.17882
2. Tanuma T., Ogawa M., Okuda H., Hashimoto G., Shibukawa N., Okuna K., Tsukuda T. Unsteady flow effects on steam turbine last stage blades at very low load operating conditions. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. Vol. 8: Microturbines, Turbochargers, and Small Turbomachines; Steam Turbines (11–15 June 2018, Oslo). Oslo: ASME, 2018. P. no. GT-2018-76498. 12 p. doi: 10.1115/GT2018-76498
3. Shubenko A. L., Goloshchapov V. N., Senetska D. O. The operation of the last stage of steam turbine at low-flow rate modes. *Energetika*. 2020. Vol. 66, no. 1. P. 58–67. doi: 10.6001/energetika.v66i1.4299
4. Mambro A., Congiu A., Galloni E., Canale L. Experimental study and modelling of the ventilation power and maximum temperature of low-pressure steam turbine last stages at low load. *Applied Energy*. 2019. Vol. 241. P. 59–72.
5. Быстрицкий Л. Н., Голошапов В. Н., Касилов В. И., Козлов А. Ю., Шубенко А. Л. Анализ расчетных зависимостей для определения вентиляционных потерь в

- турбинных ступенях. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2006. № 1/2 (19). С. 19–25.
- Arakelyana E. K., Pikina G. A., Andryushina A. V., Mezina S. V., Andryushina K. A., Kosoy A. A., Pashchenko F. F. Features of steam turbine stages operation in low-flow modes when modeling hydrodynamic processes in the turbine in steamless and motor modes. *Procedia Computer Science*. 2020. No. 70. P. 935–940. doi: 10.1016/j.procs.2020.03.105
  - Tatarinova N., Suvorov D. Ventilation modes of operation and their representation at the power characteristics of turbine stages and compartments. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 643. Krakow: IOP, 2019. 6 p. doi: 10.1088/1757-899X/643/1/012130
  - Mambro A., Congil F., Galloni E. Influence of stage design parameters on ventilation power produced by steam turbine last stage blades during low load operation. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2022. No. 28 (6):101054. doi: 10.1016/j.tsep.2021.101054
  - Suter P., Traupel W. Untersuchungen über den Ventilationsverlust von Turbinenadern. *Mitteilungen aus dem Institut für Thermische Turbomaschinen*. 1959. No. 4. P. 15–28.
  - Быстрицкий Л. Н. Исследование турбинных ступеней с малым отношением  $D_{cp}/l$  в диапазоне режимов работы от номинального до холостого хода: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.12. Харьков, 1975. 203 с.
  - Слабченко О. Н., Голощапов В. Н. О характеристиках ступени осевой турбины. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Сер.: Енергетичні та металургічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2018. № 12. С. 75–82. doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.14
  - Properties of Water and Steam (Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance)*. Bombay: Indian Institute of Technology, 2016. 103 p.

## References (transliterated)

- Chu D., He Q., Li L. Research on unsteady aerodynamic performance of last stage for low pressure cylinder of steam turbine. *Journal of Vibroengineering*. 2018, vol. 20, issue 4, pp. 1867–1877. doi: 10.21595/jve.2017.17882
- Tanuma T., Ogawa M., Okuda H., Hashimoto G., Shibukawa N., Okuna K., Tsukuda T. Unsteady flow effects on steam turbine last stage blades at very low load operating conditions. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. Vol. 8: Microturbines, Turbochargers, and Small Turbomachines; Steam Turbines (11–15 June 2018, Oslo). Oslo, ASME Publ., 2018. p. no. GT-2018-76498, 12 p. doi: 10.1115/GT2018-76498
- Shubenko A. L., Goloshchapov V. N., Senetska D. O. The operation of the last stage of steam turbine at low-flow rate modes. *Energetika*. 2020, vol. 66, no. 1, pp. 58–67. doi: 10.6001/energetika.v66i1.4299
- Mambro A., Congiu A., Galloni E., Canale L. Experimental study and modelling of the ventilation power and maximum temperature of low-pressure steam turbine last stages at low load. *Applied Energy*. 2019, vol. 241, pp. 59–72.
- Bystritskiy L. N., Goloshchapov V. N., Kasilov V. I., Kozlov A. Yu., Shubenko A. L. Analiz raschetnykh zavisimostey dlya opredeleniya ventilatsionnykh poter' v turbinnykh stupenyakh [Analysis of calculated dependences for determining ventilation losses in turbine stages]. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2006, no. 1/2 (19), pp. 19–25.
- Arakelyana E. K., Pikina G. A., Andryushina A. V., Mezina S. V., Andryushina K. A., Kosoy A. A., Pashchenko F. F. Features of steam turbine stages operation in low-flow modes when modeling hydrodynamic processes in the turbine in steamless and motor modes. *Procedia Computer Science*. 2020, no. 70, pp. 935–940. doi: 10.1016/j.procs.2020.03.105
- Tatarinova N., Suvorov D. Ventilation modes of operation and their representation at the power characteristics of turbine stages and compartments. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 643. Krakow, IOP Publ., 2019. 6 p. doi: 10.1088/1757-899X/643/1/012130
- Mambro A., Congil F., Galloni E. Influence of stage design parameters on ventilation power produced by steam turbine last stage blades during low load operation. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2022, no. 28 (6):101054. doi: 10.1016/j.tsep.2021.101054
- Suter P., Traupel W. Untersuchungen über den Ventilationsverlust von Turbinenadern. *Mitteilungen aus dem Institut für Thermische Turbomaschinen*. 1959, no. 4, pp. 15–28.
- Bystritskiy L. N. *Issledovanie turbinnykh stupeney s malym otosheniem  $D_{cp}/l$  v diapazone rezhimov raboty ot nominal'nogo do kholostogo khoda: dis. ... kand. tekhn. nauk* [Investigation of turbine stages with low  $D_{cp}/l$  ratio in the range of operating modes from nominal to idle. Candidate eng. sci. diss (Ph. D.)]. Kharkov, 1975. 203 p.
- Slabchenko O. N., Goloshchapov V. N. O kharakteristikakh stupeni osevoy turbiny [On the characteristics of the axial turbine stage] *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustakuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 12, pp. 75–82. doi: 10.20998/2078-774X.2018.12.14
- Properties of Water and Steam (Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance)*. Bombay, Indian Institute of Technology Publ., 2016. 103 p.

Надійшла (received) 28.11.2022

## Відомості про авторів / About the Authors

**Шубенко Олександр Леонідович (Shubenko Oleksandr)** – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, головний науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9014-1357>; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

**Альохіна Світлана Вікторівна (Alyokhina Svitlana)** – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, завідувач відділу оптимізації процесів і конструкцій турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2967-0150>; e-mail: svitlana.alyokhina@gmail.com

**Голощапов Володимир Миколайович (Goloshchapov Volodymyr)** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2075-5326>; e-mail: goloshchapov36@gmail.com

**Котульська Ольга Валеріївна (Kotulska Olga)** – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5902-9313>; e-mail: kot2017ov@gmail.com

**Парамонова Тетяна Миколаївна (Paramonova Tetyana)** – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0067-801X>; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua

**Сенецька Дар'я Олегівна (Senetska Daria)** – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2527-4529>; e-mail: dasha.seneckaya@gmail.com

*A. С. РОГОВИЙ, А. С. АЗАРОВ, П. В. ТОЛСТИЙ*

## ЧИСЛОВЕ МОДЕЛЮВАННЯ КАРТИН ТЕЧІЇ ГАЗУ ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

Проектування компресорів на основі одно- та двовимірних розрахунків течії досягло границі розвитку досягненням максимальних ККД конструкцій. Подальший розвиток можливий шляхом виконання коштовних експериментів або за рахунок аналізу результатів розрахунку сучасних математичних моделей тривимірної течії на основі осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса. Для удосконалення характеристик відцентрового компресора та удосконалення проточної частини з подальшою зміною форми та розташування лопатей робочого колеса компресора, виконано розрахунки тривимірної течії. Розрахунки здійснено за використання програмного комплексу Ansys CFX зі студентською ліцензією. Проаналізовано вплив сіткового розбиття на інтегральні характеристики течії. Спостерігається якісний збіг характеристики компресора, а також картин течії газу, відривних зон з експериментальними даними. У дослідженні використано секторний підхід до моделювання. Порівняно розрахунки за різних використаних моделей турбулентності і отримано, що моделі на основі « $k-\epsilon$ » моделі дають практично ідентичний результат. У порівнянні з експериментальними даними компресора модель турбулентності Eddy Viscosity Transport Equation показала значну похибку у визначенні політропного ККД, це значення є заниженим більше ніж на 7%. Під час збільшення масової витрати в компресорі значно збільшується швидкість у лопатевому дифузори та відбувається відривання потоку від лопатей. На основі порівняння контурів чисел Маха, крім відривів потоку від лопатей дифузора, спостерігається відривання потоку від стінок спліттера та лопатей робочого колеса також, й при малих значеннях масової витрати. Подальшого дослідження потребує вплив секторного підходу на результати розрахунків та взаємне розташування сектора робочого колеса та сектора лопатевого дифузора, що стане темою подальших досліджень.

**Ключові слова:** відцентровий компресор, числовий розрахунок, математичне моделювання, характеристики, секторний підхід.

*A. ROGOVYI, A. AZAROV, P. TOLSTYI*

## NUMERICAL SIMULATION OF GAS FLOW PATTERNS AND CHARACTERISTICS OF A CENTRIFUGAL COMPRESSOR

The design of compressors based on one- and two-dimensional flow calculations has reached the limit of development by achieving the maximum efficiency of devices. Further development is possible by conducting expensive experiments or by analyzing the results of the modern mathematical models of three-dimensional flow calculations based on the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. To improve the characteristics of the centrifugal compressor and improve the flow part with the subsequent change in the shape and location of the compressor impeller blades, three-dimensional flow calculations were performed. Calculations were made using the Ansys CFX software with a student license. The effect of mesh on the integral flow characteristics is analyzed. There is a qualitative coincidence of the compressor performances, as well as gas flow patterns, and separation zones with experimental data. The research uses a sectoral approach to modeling. Calculations based on different turbulence models were compared and it was found that the models based on the " $k-\epsilon$ " model give practically identical results. Compared with the experimental data of the compressor, the Eddy Viscosity Transport Equation turbulence model showed a significant error in determining the total-to-total polytropic efficiency, this value is underestimated by more than 7%. Due to an increase in the mass flow rate in the compressor, the velocity in the blade diffuser increases significantly and the flow separates from the blades. Based on the comparison of Mach number contours, in addition to flow separation from the diffuser blades, flow separation from the splitter walls and impeller blades are also observed, even at low mass flow rates. The influence of the sector approach on the calculation results and the mutual location of the impeller sector and the blade diffuser sector require further research, which will be the subject of further research.

**Keywords:** centrifugal compressor, numerical simulation, mathematical modeling, performances, sector approach.

**Вступ.** Розвиток гідравлічних і пневматичних машин обумовлено широким використанням сучасних методів експериментальних досліджень та аналітичного розрахунку течії [1]. Однією з найскладніших задач є дослідження лопатевих пневматичних машин внаслідок високої швидкості обертання ротора з лопатями та складності вимірів основних компонентів кінематичних параметрів у міжлопатевих каналах [2]. В такому випадку широке розповсюдження отримує тривимірне числове моделювання течії у динамічній пневмомашині на основі числового вирішення системи тривимірних рівнянь Нав'є-Стокса, що осереднюються за Рейнольдсом [3]. Під час такого осереднення виникає необхідність визначити зв'язок між напругами Рейнольдса та іншими параметрами течії на основі використанням тієї або іншої моделі турбулентності [4]. Осереднення параметрів та моделей турбулентності дозволяє значно зменшити час розрахунку, але це може вносити значну помилку в результати. Тому важливим етапом дослідження

течії є верифікації математичної моделі для розрахунку [5].

**Аналіз останніх досліджень.** Відцентрові компресори призначені для збільшення тиску робочого тіла за рахунок взаємодії з рухомих та нерухомих лопатевим апаратом [6]. Вони отримали широке розповсюдження у багатьох галузях промисловості як-от: газотурбінні двигуни, силові установки, а також різні газоперекачуючі системи, системи вентиляції, нагнітачі газу та повітря [7]. На сьогоднішній день, ККД відцентрових компресорів досягає більше 85%, але завжди є актуальною задача підвищення ККД компресора за рахунок підвищення його газодинамічної ефективності [8]. Складність процесів, що відбуваються у компресорі потребують чіткого розуміння «фізики процесу» та визначення наявності й розташування можливих вихорів у проточній частині, що дозволяє запобігти виникненню відривів течії газу від поверхонь проточної частини та лопатей.

Найбільш розповсюдженим методом

© А. С. Роговий, А. С. Азаров, П. В. Толстий, 2022

дослідження завжди вважався експериментальний метод [9], але в останні роки, числове моделювання стає основним інструментом дослідника, що дозволяє визначити картини течії газу та усі інтегральні параметри роботи компресора із достатньою точністю [10, 11].

Покращення енергетичних показників роботи компресора є складною та актуальною задачею, вирішення якої потребує зміни геометрії лопатей та оптимізації кількох параметрів лопаті [12, 13]. Вирішення такої задачі потребує якісного аналітичного аналізу течії та визначення відривних зон та вихорів, що можуть виникати в течії у міжлопатевому просторі, що можливо зробити за використання потужних засобів комерційних пакетів числових розрахунків, наприклад, Ansys CFX [14]. Безумовно, подібний комерційний пакет розрахунку валідовано для проведення розрахунку відцентрового компресора, але є потреба у «тонкому» налаштуванні параметрів розрахунку для досягнення найточніших результатів для подальшої оптимізації геометрії проточної частини та лопатей, тобто у верифікації розрахунку [15].

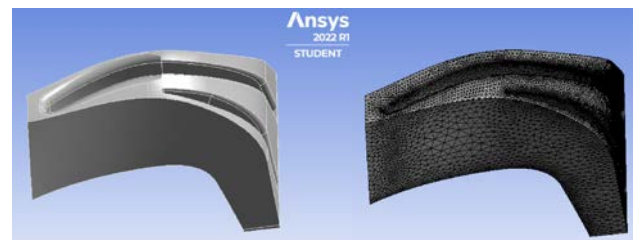
**Мета.** Метою роботи є визначення оптимальних щодо точності розрахунку параметрів математичного моделювання течії газу у відцентровому компресорі та отримання картин течії й характеристики відцентрового компресора.

**Результати досліджень.** Основні шляхи використання відцентрових компресорів – це газоперекачуючі станції та підвищення потужності двигуна під час наддуву. За принципом дії відцентрові компресори відносяться до динамічних газових машин. Приріст кінетичної та потенціальної енергій газового середовища, що перекачується, відбувається внаслідок взаємодії потоку середовища з лопатями робочого колеса. Після робочого колеса газ потрапляє у відвідний пристрій, в якому відбувається трансформація кінетичної енергії газу в енергію тиску. Приріст енергії газового потоку в проточній частині компресора обумовлює стискання газу під час безперервної зміни термодинамічних параметрів стану: тиск, об'єм та температура.

Для отримання характеристик компресора та картин течії газу проведено тривимірне моделювання на основі вирішення рівнянь Нав'є-Стокса осереднених за Рейнольдсом із використанням  $k-\varepsilon$  моделі турбулентності [16], SST моделі турбулентності [11], RNG  $k-\varepsilon$  моделі та Eddy Viscosity Transport Equation моделі для порівняння [17], у програмному комплексі Ansys CFX. Студентська ліцензія Ansys CFX дозволяє використовувати сіткові розбиття до 500000 елементів. Тому розрахункову область було розділено на два домени: ротор та лопатевий дифузор. Тому що ротор або робоче колесо компресора складається з 14 лопатей, то використано секторний підхід до моделювання [18], проточну частину робочого колеса розділено на 14 частин. Сектор має розмір у  $(360^\circ/14) = 25,7^\circ$ , що дозволяє значно скоротити об'єм розрахункової області за рахунок осереднення течії за

кутом. Такий самий підхід реалізовано і для лопатевого дифузору. Тому що лопатевий дифузор є осесиметричним та складається з 18 лопатей, то сектор має розмір  $(360^\circ/18) = 20^\circ$ . Використання секторного підходу повинне відбуватися за випадків коли співвідношення градусної міри секторів доменів якомога ближче до значення 1 [14], в інших випадках можливе збільшення помилки моделювання.

На рис. 1 представлено тривимірну модель сектора проточної частини робочого колеса та його сіткову модель. Сіткова модель складається з тетрагональних та призматичних елементів біля твердих поверхонь. Сіткова модель сектора робочого колеса складалася з 410 тис. елементів.

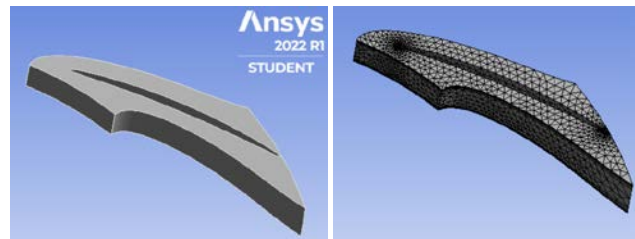


а

б

Рис. 1. Моделі сектора робочого колеса відцентрового компресора:  
а – тривимірна; б – сіткова

На рис. 2 представлено тривимірну модель сектора проточної частини лопатевого дифузора та його сіткову модель. Сіткова модель складається з тетрагональних та призматичних елементів біля твердих поверхонь. Сіткова модель сектора лопатевого дифузора складалася з 90 тис. елементів.



а

б

Рис. 2. Моделі сектора лопатевого дифузора відцентрового компресора:  
а – тривимірна; б – сіткова

Загальна розрахункова область представлена на рис. 3 й складається з сектора робочого колеса, що обертається та статичного сектора лопатевого дифузора.

Розрахунок здійснювався ітераційним шляхом до того моменту доки усі нев'язання рівнянь не досягали значення  $10^{-5}$ . Крім того, збіжність процесу вирішення задачі контролювалося досягненням сталості витрат на вході та виході з компресора, а також ККД. Процес моделювання закінчувався після одночасного виконання усіх умов: досягнення нев'язань заявлених значень, та сталість витрат та ККД. Під сталістю розумілося те, що витрати та ККД змінювалися не більше ніж на 1 % за 100 ітерацій.

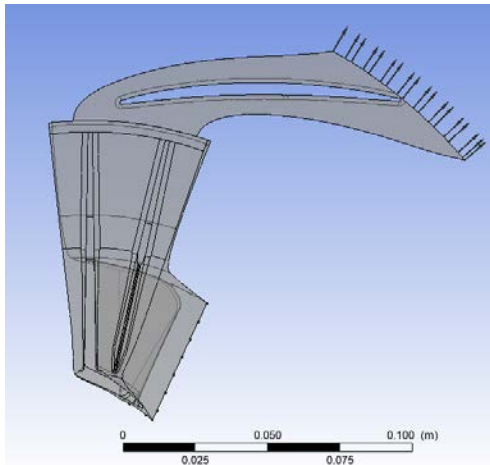


Рис. 3. Розрахункова область відцентрового компресора

Розрахунок вироблявся із моделлю серійного відцентрового компресора з діаметром робочого колеса 240 мм у стаціонарній постановці. На вході в робоче колесо, в якості граничної умови, задавався статичний тиск величиною -13500 Па та температура 300 К. Для реалізації секторного підходу на межах секторів задавалася умова Periodicity. На виході з лопатевого дифузора задавалася масова витрата газу. Між доменом, що обертається та статичним доменом дифузора задавалася умова на інтерфейсі Frozen Rotor [14]. При поєднанні поверхонь ротора та дифузора способом Frozen Rotor потік проходить поверхню сполучення без осереднення в окружному напрямі. Частота обертання робочого колеса – 24200 хв<sup>-1</sup>. Для аналізу чутливості отриманих результатів від кількості елементів сіткового розбиття проведено порівняння результатів розрахунку інтегральних параметрів (тиск на виході з дифузора та масова витрата на вході в компресор) за використання трьох сіток з числом елементів: 100 тис., 300 тис. та 500 тис. Отримано, що результати визначення інтегральних параметрів для сіток в 300 тис. та 500 тис. елементів відрізняються не більше ніж на 2,3 %, що дозволяє використовувати сітку в 500 тис. елементів у подальших розрахунках та дослідженнях й вважати, що результати не залежать від якості сіткового розбиття.

Для розрахунку характеристики компресора використано формули [19]:

1. Співвідношення повних тисків

$$\pi^* = \frac{p_{out}^*}{p_{in}^*},$$

де  $p_{out}^*$ ,  $p_{in}^*$  – повні тиски на виході та вході компресора відповідно.

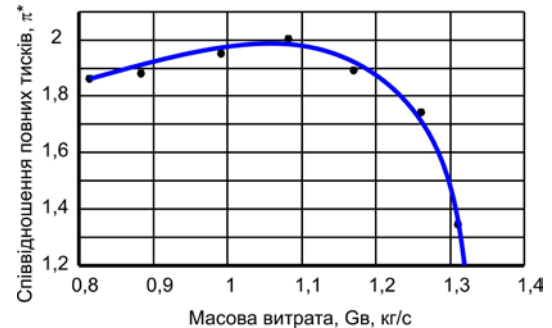
2. Політропний ККД (адіабатне стиснення)

$$\eta^* = \frac{\ln(\pi^*)}{\ln(T_{out}^*/T_{in}^*)} \frac{k-1}{k},$$

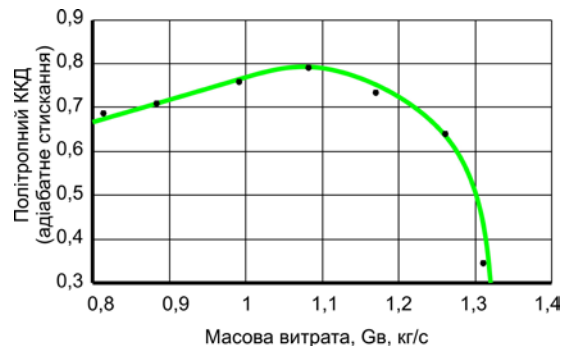
де  $T_{out}^*$ ,  $T_{in}^*$  – повні температури газу на виході та вході компресора відповідно;  $k = 1,4$  – показник адіабати

сухого повітря.

На рис. 4 представлено характеристики відцентрового компресора. Характеристики візуально подібні до загальних характеристик відцентрових компресорів. Максимальний політропний ККД дорівнює 80 %, що вказує на те, що це значення не є досконалим й може бути покращено.



а



б

Рис. 4. Розрахункові характеристик відцентрового компресора:

а – співвідношення повних тисків; б – політропний ККД

На рис. 5 наведено лінії струму газу в компресорі в залежності від масової витрати. Обрано три точки характеристики, що є найбільш показовими: 1)  $G_B = 0,8$  кг/с; 2)  $G_B = 1,08$  кг/с; 3)  $G_B = 1,3$  кг/с. Спостерігаючи за лініями струму, можна сказати, що під час збільшення масової витрати в компресорі значно збільшується швидкість у лопатевому дифузорі та відбувається відривання потоку від лопатей. Це краще це продемонстровано на рис.6, на якому представлені контури чисел Маха вздовж поверхні, що проходить посередині лопатей робочого колеса та лопатей дифузора.

Відривання потоку газу від лопатей знижує ККД та погіршує характеристики компресора. Зміна профілю лопаті може привести до удосконалення проточної частини компресора та покращення показників ефективності. Збільшення значень чисел Маха до значень, що перевищують 1 приводять до зворотного ефекту щодо використання дифузора й у ньому відбувається збільшення швидкості зі зменшенням тиску. Для подальшого аналізу характеристик даного компресора доцільно провести дослідження картин течії під час обертання робочого колеса з більшою швидкістю обертання, що може змінити картини відривів течії від лопатей.

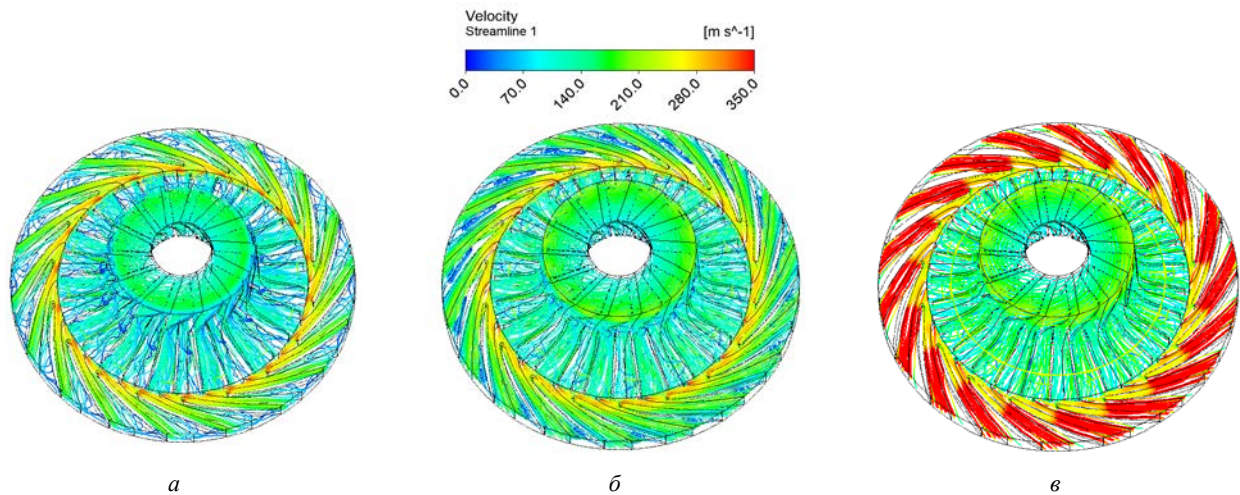


Рис. 5. Лінії струму газу в залежності від масової витрати в компресорі:  
 $a - G_B = 0,8 \text{ кг/с}$ ;  $b - G_B = 1,08 \text{ кг/с}$ ;  $v - G_B = 1,3 \text{ кг/с}$

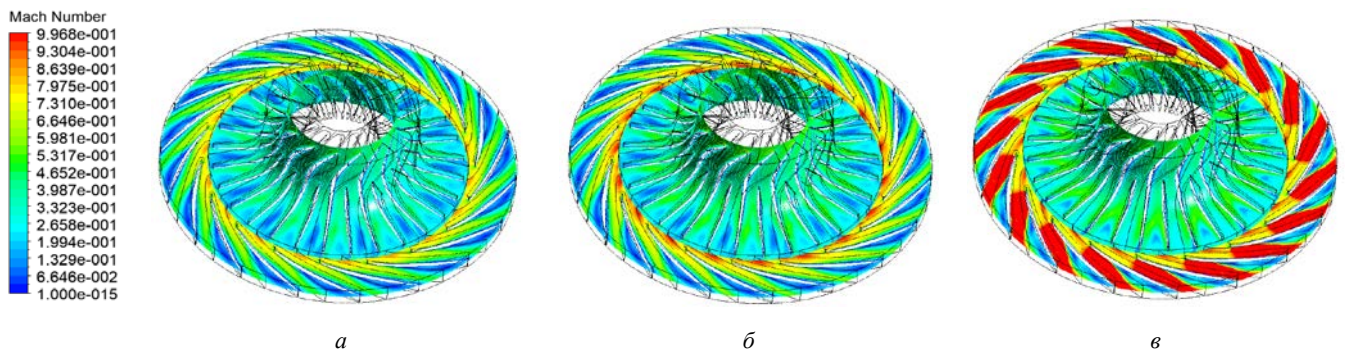


Рис. 6. Числа Маха вздовж поверхні, що проходить посередині висоти лопаті від масової витрати в компресорі:  
 $a - G_B = 0,8 \text{ кг/с}$ ;  $b - G_B = 1,08 \text{ кг/с}$ ;  $v - G_B = 1,3 \text{ кг/с}$

Аналізуючи рис. 6, можна прийти до висновку, що крім відривів потоку від лопатей дифузора, спостерігається відривання потоку від стінок спліттера та лопатей робочого колеса також й при малих значеннях масової витрати. Також подальшого дослідження потребує вплив секторного підходу на результати розрахунків та взаємне розташування сектора робочого колеса та сектора лопатевого дифузора, що стане темою подальших досліджень.

На рис. 7 наведено лінії струму газу в робочому колесі вздовж спеціальних турбоповерхонь, що проходять на певній відстані від втулки. Якщо уся відстань між втулкою та покривним диском може вважатися за 100 відсотків, то  $\bar{s} = 0,01$  означає, що поверхня проходить на відстані в 1% відстані від втулки до покриваючого диска. Спостерігається практично невідривне обтікання лопатей робочого колеса на більшій частині висоти, але ближче до покривного диска відбувається відривання газу від стінок лопаті, що приводить до зниження ефективності роботи компресора. У випадку нерозрахункового режиму течії з малою витратою відбувається значне відривання газу від спліттера у зоні  $\bar{s} = 0,92$ , що вказує на необхідність незначної зміни геометрії спліттера для більш якісного обтікання та покращення ефективності робочого

процесу компресора.

В табл. 1 наведено результати розрахунку енергетичних параметрів роботи компресора за різних моделей турбулентності.

Таблиця 1 – Вплив обраної моделі турбулентності на результати розрахунку енергетичних параметрів роботи компресора

Параметр	$k-\varepsilon$	SST	$k-\varepsilon$ RNG	Eddy Viscosity Transport Eqn
$\pi^*$	2,0	1,967	1,99	1,91
$T_{out}^* / T_{in}^*$	1,285	1,283	1,283	1,283
$\eta^*$	0,793	0,776	0,791	0,743

Усі три моделі, що виконують розрахунок на основі  $k-\varepsilon$  моделі турбулентності показали практично ідентичний результат. У порівнянні з експериментальними даними компресора модель турбулентності Eddy Viscosity Transport Equation показала значну похибку у розрахунку політропного ККД. Це значення є заниженим більше ніж на 7%.

Таким чином, для подальшого використання раціонально використовувати стандартну SST-модель турбулентності без зміни значень коефіцієнтів із використання коригування на кривизну ліній струму та обертання потоку.

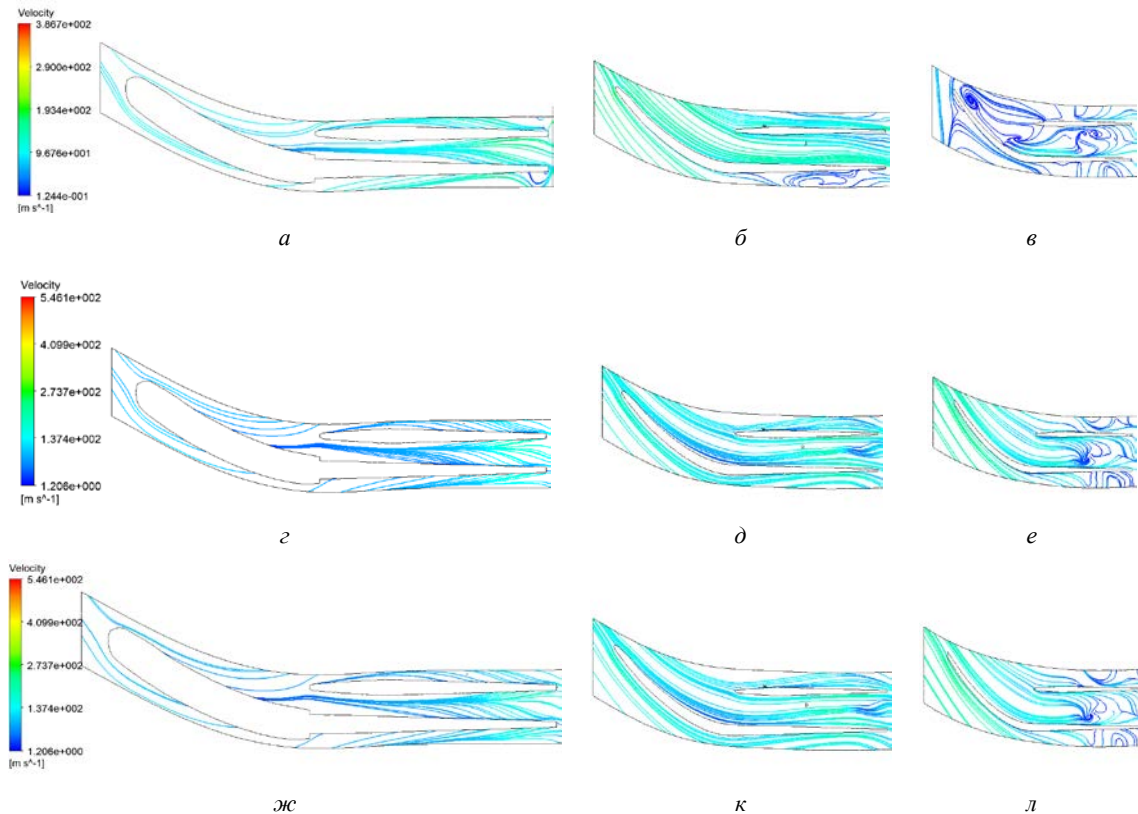


Рис. 7. Лінії струму у робочому колесі вздовж поверхонь, що проходять на відстанях від втулки:  
 $a, г, д - \bar{s} = 0,01$ ;  $б, д, к - \bar{s} = 0,5$ ;  $в, д, ж - \bar{s} = 0,92$ ; для масових витрат:  $a, б, в - G_B = 0,8$  кг/с;  $г, д, е - G_B = 1,08$  кг/с;  
 $ж, к, л - G_B = 1,3$  кг/с

**Висновки.** В роботі на основі числового розрахунку течії у проточній частині відцентрового компресора шляхом вирішення осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса визначено раціональні щодо точності розрахунку параметри математичного моделювання течії газу та отримано картини течії та інтегральні енергетичні характеристики.

У порівнянні з експериментальними даними компресора модель турбулентності Eddy Viscosity Transport Equation показала значну похибку у визначенні політропного ККД, це значення є заниженим більше ніж на 7 %.

На основі аналізу ліній струму у проточній частині робочого колеса компресора визначено, що у випадку нерозрахункового режиму течії з малою витратою відбувається значне відривання газу від спліттера у зоні  $\bar{s} = 0,92$ , що вказує на необхідність незначної зміни геометрії спліттера для більш якісного обтікання та покращення ефективності робочого процесу компресора.

Порівняння картин течії щодо розподілу чисел Маха показало, що збільшення значень чисел Маха до значень, що перевищують 1 приводять до зворотного ефекту щодо використання дифузора й у ньому відбувається збільшення швидкості зі зменшенням тиску. Для подальшого аналізу характеристик даного компресора доцільно провести дослідження картин течії під час обертання робочого колеса з більшою швидкістю обертання, що може змінити картини відривів течії від лопатей.

#### Список літератури

1. Роговий А. С. *Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.17.* Харків, 2017. 364 с.
2. Brunet V., Croner E., Minot A., de Laborderie J., Lippinois E., Richard S., Boussuge J., Dombard J., Duchaine F., Gicquel L., Poinot T., Puigt G., Staffelbach G., Segui L., Vermorel O., Villedieu N., Cagnone J., Hillewaert K., Rasquin M., Lartigue G., Moureau V., Couaillier V., Martin E., de la Llave Plata M., Le Gouez J., Renac F. Comparison of various CFD codes for LES simulations of turbomachinery: from inviscid vortex convection to multi-stage compressor. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Vol. 2C: Turbomachinery (11–15 June 2018, Oslo)*. Oslo: ASME, 2018. P. no. GT2018-75523, V02CT42A013. 16 p.
3. Miller E. A., Cave M. J., Williams D. M., Thayalakhandan K. A Comparison of Unsteady RANS and DES for Simulating an Axial Compressor Stage. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Vol. 2A: Turbomachinery (21–25 September 2020, Virtual, Online)*. ASME, 2020. P. no. GT2020-15725, V02AT32A060. 12 p.
4. Chen X., Koppe B., Lange M., Chu W., Mailach R. Performance of Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes and Hybrid Scale-Resolving Simulation Approaches in Simulating a Low-Speed Axial Compressor Rotor. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Vol. 2C: Turbomachinery – Design Methods and CFD Modeling for Turbomachinery; Ducts, Noise, and Component Interactions (7–11 June 2021, Virtual, Online)*. ASME, 2021. P. no. GT2021-59028, V02CT34A010. 13 p. doi: 10.1115/GT2021-59028
5. Rogovyi A. Use of detached-eddy simulation method (DES) in calculations of the swirled flows in vortex apparatuses. *Teka. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture*. 2016. Vol. 16, no. 3. P. 57–62.
6. Zhang Y., Xu S., Wan Y. Performance improvement of centrifugal compressors for fuel cell vehicles using the aerodynamic optimization and data mining methods. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2020. Vol. 45, issue 19. P. 11276–11286.
7. Van den Braembussche R. *Design and analysis of centrifugal*

- compressors. John Wiley & Sons, 2019. 388 p.
8. Omidi M., Liu S. J., Mohtaram S., Lu H. T., Zhang H. C. Improving centrifugal compressor performance by optimizing the design of impellers using genetic algorithm and computational fluid dynamics methods. *Sustainability*. 2019. Vol. 11, issue 19. P. 5409. doi: 10.3390/su11195409
  9. Wu G., Zhang L., Yang K. Development and validation of aerodynamic measurement on a horizontal axis wind turbine in the field. *Applied Sciences*. 2019. Vol. 9, issue 3. P. 482. doi: 10.3390/app9030482
  10. Bardelli M., Cravero C., Marini M., Marsano D., Milingi O. Numerical Investigation of Impeller-Vaned Diffuser Interaction in a Centrifugal Compressor. *Applied Sciences*. 2019. Vol. 9, issue 8. P. 1619. doi: 10.3390/app9081619
  11. Сьомін Д. О., Роговий А. С. *Вихорокамерні нагнітачі: монографія*. Харків: ФОП Мезіна В. В., 2017. 204 с.
  12. Zhang L., Mi D., Yan C., Tang F. Multidisciplinary Design Optimization for a Centrifugal Compressor Based on Proper Orthogonal Decomposition and an Adaptive Sampling Method. *Applied Sciences*. 2018. Vol. 8, issue 12. P. 2608.
  13. Xie H., Song M., Liu X., Yang B., Gu C. Research on the simplified design of a centrifugal compressor impeller based on meridional plane modification. *Applied Sciences*. 2018. Vol. 8, issue 8. P. 1339.
  14. ANSYS, C. R22. 1 Help manual. ANSYS Inc. 2022.
  15. Idres M., Azmi M. A. Computational Prediction of the Performance Map of a Transonic Axial Flow Compressor. *CFD Letters*. 2022. Vol. 14, no. 3. P. 11–21.
  16. Ozkara M., Ercetin U., Doner N., Sen F. Numerical Investigations of Stall Development in a Transonic Axial Compressor Stage. *BioNanoScience*. 2019. Vol. 9, issue 2. P. 461–473.
  17. Wang Y., Shi D., Zhang D., Xie Y. Investigation on unsteady flow characteristics of a SCO2 centrifugal compressor. *Applied Sciences*. 2017. Vol. 7, issue 4. P. 310.
  18. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005. Vol. 14, issue 2. P. 136–141.
  19. Galerkin Y. B., Voinov I. B., Drozdov A. A. Comparison of CFD-calculations of centrifugal compressor stages by NUMECA Fine Turbo and ANSYS CFX programs. *10th International Conference on Compressors and their Systems. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 232 (11–13 September 2017, London, United Kingdom)*. IOP Publishing, 2017. P. 012044.

## References (transliterated)

1. Rogovyi A. S. *Rozrobka teoriiyi ta metodiv rozrakhunku vykhorokamernykh nahnitachiv: dys. ... d-ra tekhn. nauk 05.05.17* [Development of the theory and designing methods of vortex chamber superchargers. Dr. eng. sci. diss.]. Kharkiv, 2017. 364 p.
2. Brunet V., Croner E., Minot A., de Laborde J., Lippino E., Richard S., Boussuge J., Dombard J., Duchaine F., Gicquel L., Poinot T., Puigt G., Staffelbach G., Segui L., Vermorel O., Villedieu N., Cagnone J., Hillewaert K., Rasquin M., Lartigue G., Moureau V., Couaillier V., Martin E., de la Llave Plata M., Le Gouez J., Renac F. Comparison of various CFD codes for LES simulations of turbomachinery: from inviscid vortex convection to multi-stage compressor. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Vol. 2C: Turbomachinery (11–15 June 2018, Oslo)*. Oslo, ASME Publ., 2018, p. no. GT2018-75523, V02CT42A013, 16 p.
3. Miller E. A., Cave M. J., Williams D. M., Thayalakhandan K. A Comparison of Unsteady RANS and DES for Simulating an Axial Compressor Stage. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Vol. 2A: Turbomachinery (21–25 September 2020, Virtual, Online)*. ASME Publ., 2020, p. no. GT2020-15725, V02AT32A060, 12 p.
4. Chen X., Koppe B., Lange M., Chu W., Mailach R. Performance of Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes and Hybrid Scale-Resolving Simulation Approaches in Simulating a Low-Speed Axial Compressor Rotor. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Vol. 2C: Turbomachinery – Design Methods and CFD Modeling for Turbomachinery; Ducts, Noise, and Component Interactions (7–11 June 2021, Virtual, Online)*. ASME Publ., 2021, p. no. GT2021-59028, V02CT34A010, 13 p. doi: 10.1115/GT2021-59028
5. Rogovyi A. Use of detached-eddy simulation method (DES) in calculations of the swirled flows in vortex apparatuses. *Teka. Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture*. 2016, vol. 16, no. 3, pp. 57–62.
6. Zhang Y., Xu S., Wan Y. Performance improvement of centrifugal compressors for fuel cell vehicles using the aerodynamic optimization and data mining methods. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2020, vol. 45, issue 19, pp. 11276–11286.
7. Van den Braembussche R. *Design and analysis of centrifugal compressors*. John Wiley & Sons Publ., 2019. 388 p.
8. Omidi M., Liu S. J., Mohtaram S., Lu H. T., Zhang H. C. Improving centrifugal compressor performance by optimizing the design of impellers using genetic algorithm and computational fluid dynamics methods. *Sustainability*. 2019, vol. 11, issue 19, p. 5409. doi: 10.3390/su11195409
9. Wu G., Zhang L., Yang K. Development and validation of aerodynamic measurement on a horizontal axis wind turbine in the field. *Applied Sciences*. 2019, vol. 9, issue 3, p. 482. doi: 10.3390/app9030482
10. Bardelli M., Cravero C., Marini M., Marsano D., Milingi O. Numerical Investigation of Impeller-Vaned Diffuser Interaction in a Centrifugal Compressor. *Applied Sciences*. 2019, vol. 9, issue 8, p. 1619. doi: 10.3390/app9081619
11. Syomin D. O., Rogovyi A. S. *Vykhorokamerni nahnitachi: monohrafiya* [Vortex chamber superchargers]. Kharkiv, FOP Mezina V. V. Publ., 2017. 204 p.
12. Zhang L., Mi D., Yan C., Tang F. Multidisciplinary Design Optimization for a Centrifugal Compressor Based on Proper Orthogonal Decomposition and an Adaptive Sampling Method. *Applied Sciences*. 2018, vol. 8, issue 12, p. 2608.
13. Xie H., Song M., Liu X., Yang B., Gu C. Research on the simplified design of a centrifugal compressor impeller based on meridional plane modification. *Applied Sciences*. 2018, vol. 8, issue 8, p. 1339.
14. ANSYS, C. R22. 1 Help manual. ANSYS Inc. 2022.
15. Idres M., Azmi M. A. Computational Prediction of the Performance Map of a Transonic Axial Flow Compressor. *CFD Letters*. 2022, vol. 14, no. 3, pp. 11–21.
16. Ozkara M., Ercetin U., Doner N., Sen F. Numerical Investigations of Stall Development in a Transonic Axial Compressor Stage. *BioNanoScience*. 2019, vol. 9, issue 2, pp. 461–473.
17. Wang Y., Shi D., Zhang D., Xie Y. Investigation on unsteady flow characteristics of a SCO2 centrifugal compressor. *Applied Sciences*. 2017, vol. 7, issue 4, p. 310.
18. Starodubtsev Y. V., Gogolev I. G., Solodov V. G. Numerical 3D model of viscous turbulent flow in one stage gas turbine and its experimental validation. *Journal of Thermal Science*. 2005, vol. 14, issue 2, pp. 136–141.
19. Galerkin Y. B., Voinov I. B., Drozdov A. A. Comparison of CFD-calculations of centrifugal compressor stages by NUMECA Fine Turbo and ANSYS CFX programs. *10th International Conference on Compressors and their Systems. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 232 (11–13 September 2017, London, United Kingdom)*. IOP Publ., 2017, p. 012044.

Hadziyula (received) 04.11.2022

## Відомості про авторів / About the Authors

**Роговий Андрій Сергійович (Rogovyi Andrii)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6057-4845>; e-mail: [asrogovoy@ukr.net](mailto:asrogovoy@ukr.net)

**Азаров Андрій Сергійович (Azarov Andrii)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7119-715X>; e-mail: [andrii.azarov@mit.khpi.edu.ua](mailto:andrii.azarov@mit.khpi.edu.ua)

**Толстий Павло Вячеславович (Tolsty Pavlo)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: [pavlo.tolsty@emmb.khpi.edu.ua](mailto:pavlo.tolsty@emmb.khpi.edu.ua)



**Г. А. АВРУНІН, І. Г. ПІМОНОВ, О. В. ЩЕРБАК, І. І. МОРОЗ, Д. М. ШЕВЧЕНКО**

### **АНАЛІЗ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВИСОКОМОМЕНТНИХ ГІДРОМОТОРІВ З ОБМЕЖЕННЯМИ НА ОСНОВІ ДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ**

Мета – вивчення технічних характеристик найбільшого у світі сучасного високомоментного гідромотора багаторазової дії з точки зору забезпечення фірмою-виробником надійного функціонування при підвищених тисках, частотах обертання та залежно від застосовуваного сорту робочої рідини. Аналіз впливу динамічних навантажень на коливання тиску та частоти обертання гідромотора на режимах пуску та гальмування з урахуванням зміни інтенсивності подачі насоса та інерційних навантажень. Метод. Динамічний розрахунок об'ємного гідропривода з високомоментним гідромотором на основі досліджень зовнішніх навантажень, зміни часу подачі насоса, що забезпечує максимальну частоту обертання. Для вирішення нелінійних диференціальних рівнянь при розрахунку тиску в гідроприводі та частоти обертання гідромотора використано пакет прикладних програм VisSim. Режими зміни роботи гідромотора у часі за частотою обертання, тиску в гідроприводі, вихідної потужності та гідромеханічного ККД залежно від зовнішнього навантаження та подачі насоса представлені на відповідних осцилограмах. Математична модель гідропривода включає імітаційні модулі регулювання подачі аксіальнопоршневого насоса та зміни моменту опору на гідромоторі. Результати. Розрахунки динаміки гідропривода з високомоментним радіальнопоршневим гідромотором багаторазової дії показали необхідність попереднього моделювання режимів його роботи з урахуванням характеру зовнішнього навантаження, моменту інерції та інтенсивності подачі насоса. Висновок. Проведені дослідження можуть бути використані для розробки об'ємних гідроприводів з високомоментними гідромоторами для уточнення технологічних процесів роботи при експлуатації гідрофікованої машини.

**Ключові слова:** високомоментний гідромотор, об'ємний гідропривод, математична модель динаміки гідропривода, пакет VisSim, коливання тиску.

**G. AVRUNIN, I. PIMONOV, O. SHERBAK, I. MOROZ, D. SHEVCHENKO**

### **ANALYSIS OF TECHNICAL CHARACTERISTICS OF HIGH TORQUE HYDROMOTORS WITH LIMITATIONS BASED ON DYNAMIC CALCULATIONS**

The goal is to study the technical characteristics of the world's largest modern high-torque multi-acting hydraulic motor from the point of view of ensuring reliable operation by the manufacturer at elevated pressures, speeds and depending on the type of working fluid used. Analysis of the influence of dynamic loads on fluctuations in pressure and speed of the hydraulic motor in the modes of starting and braking, taking into account changes in the pump flow rate and inertial loads. Method. Dynamic calculation of a hydraulic fluid power with a high-torque hydraulic motor based on studies of external loads, changes in the pump feed time, providing the maximum speed. To solve nonlinear differential equations when calculating the pressure in the hydraulic drive and the rotational speed of the hydraulic motor, the VisSim application software package was used. The modes of change in the operation of the hydraulic motor over time in terms of rotational speed, pressure in the hydraulic fluid power, output power and hydromechanical efficiency, depending on the external load and pump flow, are presented on the corresponding oscillograms. The mathematical model of the hydraulic fluid power includes simulation modules for controlling the supply of an axial piston pump and changing the moment of resistance on the hydraulic motor. Results. Calculations of the dynamics of a hydraulic fluid power with a high-torque multi-acting radial piston hydraulic motor showed the need for preliminary modeling of its operation modes, taking into account the nature of the external loading, the moment of inertia and the intensity of the pump flow. Conclusion. The conducted studies can be used in the development of hydraulic fluid power with high-torque hydraulic motors to clarify the technological processes of work during the operation of a hydraulic machine.

**Keywords:** high-torque hydraulic motor, hydraulic fluid power, mathematical model of hydraulic fluid power dynamics, VisSim package, pressure fluctuations.

**Вступ.** Радіальнопоршневі багатогодові гідромотори (багатоциклової дії) [1] відповідно до термінології, що застосовується зарубіжними фірмами, відносяться до класу НТЛС – високомоментних тихохідних гідромоторів (ВГМ), і знаходять широке застосування в різних галузях промисловості. Гідромотори цього типу постійно удосконалюються у напрямку підвищення крутного моменту, розширення діапазону частоти обертання, підвищення ККД, зниження металоємності та поліпшення споживчих властивостей шляхом агрегатування гідроапаратами захисту від перевантажень та кавітації при гальмуванні. Широка номенклатура за робочими об'ємами, включаючи унікальні найбільші у світі значення, параметри технічних характеристик, конструктивні особливості та споживчі властивості безумовно приваблять інтерес фахівців, які займаються розробкою гідрофікованих машин різного призначення. Застосування ВГМ дозволяє підвищити технічний рівень цілого класу машин підйомно-транспортного типу,

гірничодобувних, меліоративних, з переробки пластмас та ін.

В Україні з початку 60-х років минулого століття ВГМ проектувалися двома колективами фахівців. Результатом цих робіт стало виробництво у ВНДГідропривод ВГМ серії МР.../10 і випуск аналітичного огляду конструкцій гідромоторів [2]. У 90-х роках був спроектований ВГМ з робочим об'ємом 64 дм<sup>3</sup> для обертання драги у складі золотодобувного комплексу [3]. Конструкторами горлівського машинобудівного заводу створено гідромотори ДП-505 та ДП-510 [4], які випускаються і зараз [5]. У 70-х роках бердянським машинобудівним заводом виготовлявся ВГМ моделі МР-16К для безшлюзового підйомника гідроелектростанції. Однак через низку причин проектно-конструкторські та науково-дослідні роботи з високомоментних гідромоторів було згорнуто. У той же час західні розробники ВГМ зробили відчутний крок вперед, що стосується підвищення типорозмірів гідромоторів за робочим об'ємом і крутним моментом, розширення частоти

© Г. А. Аврунін, І. Г. Пімонов, О. В. Щербак, І. І. Мороз, Д. М. Шевченко, 2022

обертання, використання в якості мотор-колес з агрегуванням гальмівними пристроями, вирішення завдань ходозменшення і антибуксування спільно з системами електрогідроавтоматики, створення енергозберігаючих об'ємних гідроприводів (ОГП) [6–9].

Наша країна має великий комплекс робіт з відновлення народного господарства в частині ремонту мостів і дамб, поглиблення фарватеру річок, видобутком корисних копалин. Тому створення нових землерийних та видобувкових машин, а також експлуатація імпортованих вимагатимуть активної участі фахівців у галузі ОГП та засобів автоматизації технологічних процесів. У зв'язку з цим цікавить розглянути технічний рівень та рекомендації з експлуатації сучасних ВГМ, зокрема найбільших у світовій практиці гідромоторів серії СВМ-Hagglunds компанії Rexroth Bosch Group (Швеція-ФРН). Друга частина статті присвячена вивченню динамічних характеристик цих гідромоторів з погляду можливостей завдання частот обертання за умови недопущення пікових значень тиску на режимах розгону та кавітаційних явищ при гальмуванні.

**Аналітичний огляд літератури.** Створення ВГМ пов'язане з вирішенням кількох завдань, у тому числі з вибором кінематичної схеми, під якою розуміється поєднання чисел поршнів та робочих профілів кулачкової поверхні та власне форми (закону) побудови профілю, конструкції поршневої групи (з тертям качення чи ковзання) та розподільного вузла. Спроба оптимізації поршневих груп у ВГМ моделі ДП-510 наведена у роботі [10]. Розв'язання задач гідростатичного розвантаження пар тертя ковзання наведено у роботі [11]. Конструктивні особливості гідромоторів, зокрема, еволюція поршневих груп, розглянуті у роботі [3]. Математична модель динаміки ОГП з гідромотором та дросельним керуванням його частоти обертання розглянута у роботі [12]. Розрахунок динаміки ОГП з машинним керуванням та замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини (РР) та застосуванням для розв'язання нелінійних диференціальних рівнянь пакету прикладних програм VisSim опубліковано у роботі [13].

Фірма Hagglunds наводить рекомендації щодо забезпечення довговічної експлуатації гідромоторів, в яких вказує значення навантажень (тисків), що допускаються, оптимальний сорт РР, температурний діапазон її застосування і тонкість фільтрації, рекомендовані значення витрати прокачування через корпус з метою виключення ризику температурних деформацій поршневих пар і підшипників [14–19]. Фірмою розроблені конструктивні заходи, спрямовані на зниження гідравлічних витрат потужності та захист від перевантажень та кавітації, вказано значення зовнішніх витоків залежно від тиску. Універсальна (топографічна) характеристика в координатах «крутний момент-частота обертання» із зазначенням ліній рівних ККД дозволяє розробнику гідрофікованої машини оцінити експлуатаційні можливості конкретного вибраного гідромотора з точки зору

витрат потужності. У той же час ВГМ є виробами безредукторного застосування з впливом високих стартових зовнішніх та інерційних навантажень, зміни частоти обертання, реверсування та зупинки. Ці режими пов'язані із завданням інтенсивності подачі насоса, яка може задаватися з урахуванням обмежень у часі і що може викликати ризики виникнення коливань тиску та кавітації. Тому в цій статті зроблено спробу оцінки змін коливальних та кавітаційних процесів в ОГП з ВГМ залежно від завдання інтенсивності подачі насоса та розробка рекомендацій щодо зниження можливих негативних явищ. Для досліджень обрано найбільший у світовій практиці ВГМ моделі СВМ фірми Hagglunds. Сьогодні потенціал ВГМ фірми Hagglunds, що входять до компанії Rexroth Bosch Group, представлений 151 робочим об'ємом від 508 см<sup>3</sup> до 380133 см<sup>3</sup> [14–19], дозволяючи розвивати крутні моменти до 1970 кН·м і потужність до 2400 кВт. Областю застосування гідромоторів є приводи робочих органів землерийних машин, у тому числі роторних екскаваторів, драг і земснарядів, машин для видобутку вугілля, лебідок тралів та кормової апарелі суден, підйомних кранів різного призначення, а також бурове обладнання на нафтових платформах, велике гвинтопресове обладнання для зміни конверторів у сталеливарному виробництві, приводи обертання обладнання цукрових заводів, а останнім часом і в швидкохідних приводах для переробки пластмас [18].

**Основна частина.** Гідромотор серії СВМ (рис. 1 [19]) містить профільний кулачок-копір 1, на який спираються ролики 2, розміщені в розточках поршнів 3. Поршні 3 встановлені в радіальних отворах блоку циліндрів 4 з внутрішніми шлицями для приєднання до робочого органу. Блок циліндрів встановлений у підшипниках кочення 6 передньої 5 і задньої 8 кришок. Розподільник 9 торцевого типу своїми дисками контактує з бічними поверхнями блоку циліндрів 4. Ущільнення 7 забезпечують герметизацію блоку циліндрів 4 від попадання забруднень у РР. Особливістю конструкції є розподільник 9, який розміщений симетрично з двох сторін блоку циліндрів 4 і що забезпечує його гідростатичне розвантаження від осьових сил (ці сили замикаються на корпусних деталях гідромотора) та не потребує встановлення упорних підшипників кочення. Слід зазначити, що тільки для гідромоторів серії СВМ у каталозі наведено значення моменту інерції обертових частин гідромотора, що дозволяє оцінити динамічні можливості ОГП. Зазвичай аналізу підлягають частота обертання гідромотора та тиск. Гідромотори та ОГП загалом є складним технічним об'єктом, що складається з ряду прецизійних вузлів, експлуатація яких вимагає забезпечення надійного функціонування в умовах високих тисків та температур РР та динамічних факторів. Тому фірма Hagglunds розробила спеціальні функціональні блоки (cross-over valve Hagglunds COCB), які вирішують ці проблеми.

У табл. 1 наведені технічні характеристики двох типорозмірів ВГМ серії СВМ – з мінімальним та

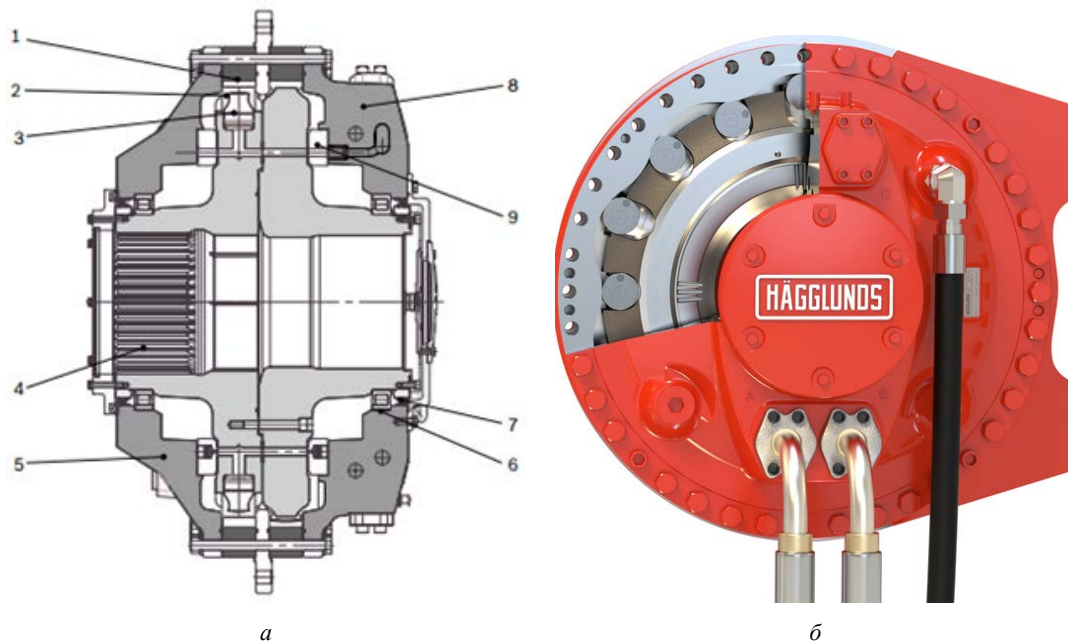


Рис. 1. Радіальнопоршневий гідромотор СВм-Hagglunds:  
 а – поздовжній розріз; б – поперечний розріз [19]

максимальним робочими об'ємами, та їх питомі показники – відношення маси до крутного моменту  $K_M$  та потужності  $K_P$ , які використовують для оцінки технічного рівня. Слід зазначити, що в серії СВм досягнуто рекордного показника  $K_M = 0,0038$ , який майже вдвічі нижче за досягнутий раніше у ВГМ ( $K_M = 0,007$  [3]).

Таблиця 1 – Технічні характеристики гідромоторів серії СВм-Hagglunds з екстремальними значеннями робочих об'ємів

Найменування параметру та розмірність	Гідромотори СВм...	
	1000	6000
Робочий об'єм, см <sup>3</sup>	63108	380178
Тиск $p_{\max}/p_{\text{шкв}}$ , МПа	35/42	
Коеф. моменту $T_S$ , Н·м/Бар	1000	6000
Максим. крутний момент, кН·м*	328	1970
Максим. частота обертання, хв <sup>-1</sup>	70	9
Максимальна потужність, кВт	2393	1871
ККД = 0,97 при крутн. моменті/частоті обертання (кН·м/хв <sup>-1</sup> )	150/7	500/3
Гідромеханічний ККД	0,98	
Тиск на злив, не менше, МПа	0,2–1,2	0,2–0,8
Наружні витоки, л/хв**	12	21
Маса, кг	4100	7500
Габарити Д x L, мм	1460x855	1460x1320
Момент інерції, кг·м <sup>2</sup>	215	593
$K_M$ , кг/Н·м	0,0125	0,0038
$K_P$ , кг/кВт	1,71	4,0
Примітки: 1. Максимальний крутний момент і потужність гідромотора розраховані за формулами: $M = T_S \cdot (p_{\max} - p_{\text{зл}}) \cdot \eta_{\text{ГМ}} = T_S \cdot (350 - 15) \cdot 0,98$ , Н·м; $P = M \cdot n / 9550$ , кВт, де $p_{\text{зл}} = 1,5$ МПа – тиск на виході (злив); $\eta_{\text{ГМ}} = 0,98$ – гідромеханічний ККД; 2*. При перепаді тисків 33,5 МПа; 3**. При 35 МПа і 40 сСт.		

На рис. 2, а наведена універсальна (топографічна) характеристика гідромотора СВм6000-6000 в координатах «крутний момент-частота обертання» з лініями повних значень ККД та потужності [19]. Максимальне значення загального ККД гідромотора досягає 0,97 при частоті обертання 3 хв<sup>-1</sup> і крутному моменті 500 кН·м при перепаді тисків порядку 8,5 МПа. На режимі так званої «кутової» потужності при максимальних значеннях частоти обертання 9 хв<sup>-1</sup> і моменті 2000 кН·м ККД знижується на 3 % до 0,94 при перепаді тисків близько 33,5 МПа. Мабуть оптимальним режимом роботи гідромотора слід вважати частоту обертання в 8 хв<sup>-1</sup> при крутному моменті 1500 кН·м, при яких ККД досить високий (0,95) і перепад тисків порядку 25 МПа, що забезпечує достатній експлуатаційний запас по тиску.

Для роботи гідромоторів на підвищених частотах обертання фірма Hagglunds розробила конструктивне виконання, що дозволяє підвищити гідромеханічний ККД за рахунок збільшення отворів основних магістралей підводу та відведення РР. На рис. 2, б наведена залежність втрат тиску холостого ходу від частоти обертання гідромотора СВм6000-6000. Введення 8-ми отворів основних магістралей С1–С4 і А1–А4 замість 4-х дозволяє знизити перепад тисків на 0,24 МПа (з 0,65 МПа до 0,41 МПа) на максимальній частоті 9 хв<sup>-1</sup>. Таким чином, конструкція з 8-ма отворами замість 4-х дає збільшення в повному ККД на 1 % при частоті 8,5 хв<sup>-1</sup> (з 94 % до 95 %), в діапазоні максимального ККД з 96 % до 97 %, а зоною максимального ККД є 2 хв<sup>-1</sup>–6 хв<sup>-1</sup> замість 2 хв<sup>-1</sup>–4,5 хв<sup>-1</sup>, що також є суттєвою перевагою.

Використовуючи формулу для розрахунку гідравлічного ККД, до якого можуть бути віднесені втрати тиску холостого ходу

$$\eta_{\text{ГМ}} = 1 - \Delta p_{\text{хх}} / \Delta p_{\text{ном}}, \quad (1)$$

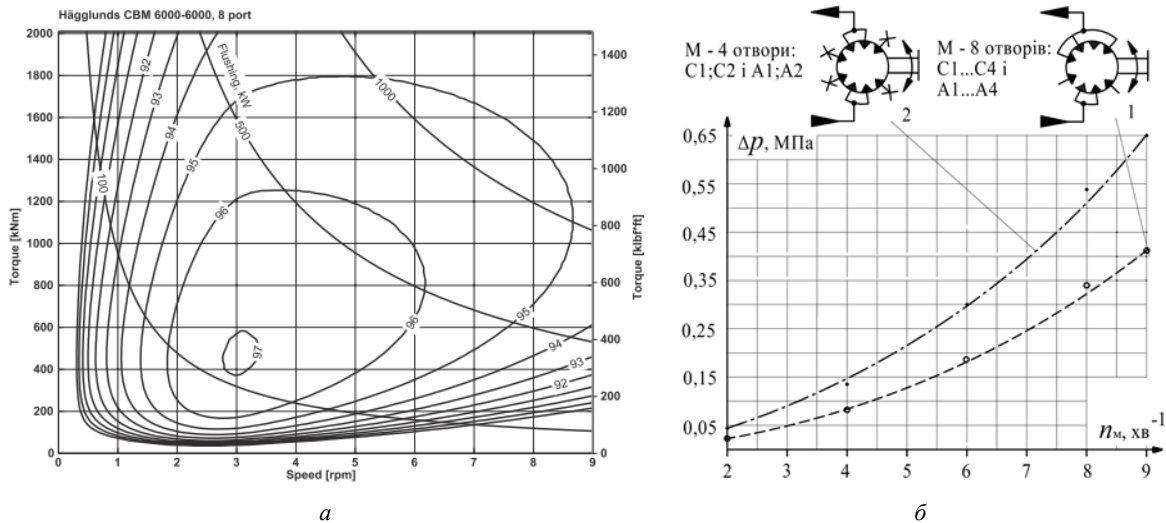


Рис. 2. Універсальна характеристика гідромотора СВм6000-6000 з 8-ма отворами основних магістралей (а) і втрати тиску холостого ходу від частоти обертання в залежності від числа отворів М-4 і М-8 (б)

де  $\Delta p_{xx}$  – перепад тисків холостого ходу, МПа;

$\Delta p_{ном} = 33,5$  МПа – номінальний перепад тисків на гідромоторі як різниця тисків максимального в лінії нагнітання (35 МПа) і рекомендованого тиску на зливі (1,5 МПа), можна визначити збільшення гідромеханічного ККД гідромотора за рахунок введення 8-ми отворів замість 4-х

$$\Delta \eta_{ГМ} = \Delta \eta_{Г,8,М} - \Delta \eta_{Г,4,М} = (1 - \frac{\Delta p_{xx8}}{\Delta p_{ном}}) - (1 - \frac{\Delta p_{xx4}}{\Delta p_{ном}}) = \frac{\Delta p_{xx4} - \Delta p_{xx8}}{\Delta p_{ном}}, \quad (2)$$

і таким чином отримаємо приріст ККД у 0,7 %

$$\Delta \eta_{ГМ} = \frac{\Delta p_{xx4} - \Delta p_{xx8}}{\Delta p_{ном}} = \frac{0,65 - 0,41}{33,5} = 0,00716, \quad (3)$$

що слід вважати досить істотним результатом на тлі загального високого значення гідромеханічного ККД гідромотора в 98 %. Втрати тиску 0,65 МПа і 0,41 МПа дають значення гідравлічного ККД за формулою (1), рівні 0,98 і 0,988, тобто при зазначеному фірмою гідромеханічного ККД гідромотора в 0,98 фактичні механічні втрати на тертя взаємно контактуючих деталей пар ковзання (поршневих і розподільника) і підшипників кочення відсутні, що малоймовірно. У той же час при частоті обертання в  $3 \text{ хв}^{-1}$ , при якій загальний ККД гідромотора досягає 0,97, а втрати тиску холостого ходу 0,09 МПа і 0,05 МПа, гідравлічний ККД дорівнює 0,999 і 0,997, що дає «запас» на механічну складову ККД порівняно з 0,98 у 0,019 та 0,0197 (1,97 % та 1,9 %), відповідно, і що цілком реально.

Робочий перепад тисків (перепад у конкретному режимі експлуатації) фірма Hagglunds рекомендує визначити за формулою

$$\Delta p = \frac{0,1M}{T_s \cdot \eta_{М,ГМ}} + \Delta p_1, \text{ МПа}, \quad (4)$$

де  $M$  – крутний момент гідромотора на робочому режимі і рівний моменту опору робочого органу,

кН·м;

$T_s$  – коефіцієнт моменту, Н·м/Бар;

$\eta_{М,ГМ}$  – гідромеханічний ККД гідромотора;

$\Delta p_1$  – перепад тиску холостого ходу на відповідній частоті обертання, МПа.

В якості пріоритетних для експлуатації РР рекомендуються мінеральні оливи серії НМ (HLP) за ISO 11158. Рекомендований для РР клас в'язкості ISO дорівнює 68. Можлива експлуатація гідромоторів та інших РР (табл. 2) при дотриманні особливих вимог згідно з РЕ15414. Для водомістких РР і фосфатних ефірів за ISO 12922 наведені рекомендації, що вимагають зниження тиску до 0,7–0,9 від максимального значення і сповіщають споживача про те, що довговічність гідромоторів істотно знижується до 0,24–0,8 в порівнянні з експлуатацією на мінеральній оливі НМ. Можлива також експлуатація на екологічно чистих рослинного походження РР класу НЕТГ та синтетичних ефірах НЕЕС, НЕРГ та НЕРР.

Як пріоритетні РР для експлуатації ВГМ рекомендуються мінеральні оливи серії НМ (HLP).

Рівень очищення РР має бути не менше 18/16/13 згідно з ISO 4406, що відповідає використаному в Україні за ГОСТ 17216 11 класу з застосуванням фільтра з номінальною тонкістю фільтрації 10 мкм [3].

Таблиця 2 – Робочі рідини, рекомендовані для експлуатації гідромоторів СВМ-Hagglunds

DIN51524-2, ISO 11158, НМ (HLP)	DIN51524-3, ISO 15380, HV (HVLVP)
HFB (0,7p/0,26L <sub>HM</sub> )	HEES
HFC (0,9p/0,24L <sub>HM</sub> )	HEPG
HFDР і HFDU (0,9p/0,8L <sub>HM</sub> )	HEPR

Вплив в'язкості РР на експлуатацію гідромоторів СВМ:

1. Оптимальною в'язкістю РР є діапазон від 40 сСт до 150 сСт.

2. Експлуатація при в'язкості понад 150 сСт або нижче 40 сСт призводить до зниження ККД

гідромотора.

3. Експлуатація при в'язкості понад 400 сСт призводить до суттєвого підвищення втрат потужності.

4. Експлуатація на в'язкості нижче 30 сСт призводить до зниження довговічності гідромотора.

5. Експлуатація на в'язкості нижче 20 сСт може призвести до заклинювання деталей гідромотора.

6. Експлуатація при в'язкості вище 1000 сСт призводить до підвищення навантажень на деталі гідромотора.

Максимальна потужність всіх гідромоторів серії СВм, що допускається при експлуатації без прокачування РР через корпус становить 500 кВт. При цьому фірма наводить рекомендації щодо визначення витрати прокачування РР.

Визначають вихідну потужність гідромотора

$$P = \frac{p_{high} \cdot n \cdot V_i}{600 \cdot 1000}, \text{ кВт}, \quad (5)$$

де  $p_{high}$  – тиск, що розвивається гідромотором на робочому режимі, Бар;

$n$  – частота обертання гідромотора, хв<sup>-1</sup>;

$V_i$  – робочий об'єм гідромотора, см<sup>3</sup>,

і порівнюють її з допустимим значенням в 500 кВт. При перевищенні цього значення визначають механічні  $E_1$  та об'ємні  $E_2$  внаслідок витоків РР втрати потужності [кВт] у гідромоторі

$$E_1 = c \cdot P = \frac{c \cdot p_{high} \cdot n \cdot V_i}{600 \cdot 1000}; \quad (6)$$

$$E_2 = \frac{q_l \cdot p_{high}}{600},$$

де  $c = 0,01$  – коефіцієнт механічних втрат для гідромоторів СВм;

$q_l$  – сумарні (внутрішні та зовнішні) витoki РР, л/хв, і далі витрату прокачування РР через корпус гідромотора

$$q_{flushing} = 3,4(E_1 + E_2 - 2,5), \text{ кВт}, \quad (7)$$

де 2,5 кВт – кількість відведеного тепла від корпусу гідромотора у повітря при перепаді температур між корпусом 50 °С та повітрям 20 °С для всіх гідромоторів серії СВм.

Є також вказівка на те, що температура РР в корпусі гідромотора не повинна бути вище ніж на

10 °С температури РР, що прокачується.

Як приклад фірмою розглянуто гідромотор СВм2000-2000 під час роботи на тиску 200 Бар і частоті обертання 20 хв<sup>-1</sup>:

$$1. P = \frac{p_{high} \cdot n \cdot V_i}{600 \cdot 1000} = \frac{200 \cdot 20 \cdot 126726}{600 \cdot 1000} = 845 \text{ кВт},$$

отже прокачування необхідне і маємо

$$2. E_1 = c \cdot P = 0,01 \cdot 845 = 8,45 \text{ кВт};$$

$$3. E_2 = \frac{q_l \cdot p_{high}}{600} = \frac{8 \cdot 200}{600} = 2,7 \text{ кВт};$$

$$4. q_{flushing} = 3,4(E_1 + E_2 - 2,5) = 29,4 \text{ л/хв.}$$

У цьому розрахунку фірма задає  $q_l = 8$  л/хв, яке вище наведеного в каталозі значення зовнішніх витоків  $q_i = 6,1$  л/хв. Ставлення сумарних витоків до зовнішніх становить 1,31 (внаслідок розподілу 8/6,1), тому можна орієнтовно визначати сумарні витoki за допомогою цього коефіцієнта, тобто,  $q_l = 1,31 \cdot q_{i(кат)}$ .

Витрату, що споживається гідромотором, фірма рекомендується визначати за формулою

$$q = 10^{-3} n \cdot V_i + q_i \cdot k, \text{ л/хв}, \quad (8)$$

де  $k$  – коефіцієнт обліку відхилення в'язкості РР від значення 40 сСт, при якому  $k = 1$  за каталогом.

Слід зазначити, що введення у добуток з коефіцієнтом значення  $k$  зовнішніх витоків  $q_i$  дає занижене значення споживаної витрати, тому що не враховуються внутрішні витoki (так звані перетікання між порожнинами високого та низького тиску). При 20 сСт цей коефіцієнт підвищується до  $k = 1,6$ , а при збільшенні в'язкості до 1000 сСт знижується до  $k = 0,22$ .

Фірма Hagglunds розробила відповідні рекомендації також для експлуатації гідромоторів у вибухобезпечному виконанні [19].

Розглянемо динамічні характеристики найбільшого гідромотора СВм6000-6000, ґрунтуючись на даних фірми по робочому об'єму, максимальних значеннях частоти обертання і крутного моменту (що еквівалентно моменту опору) і моменту інерції деталей, що обертаються, приведених до валу гідромотора.

На рис. 3 наведено розрахункову схему ОГП з насосом Н змінного робочого об'єму і гідромотором М з постійним робочим об'ємом, а також значення зовнішніх витоків РР, що використовуються в подальшому.

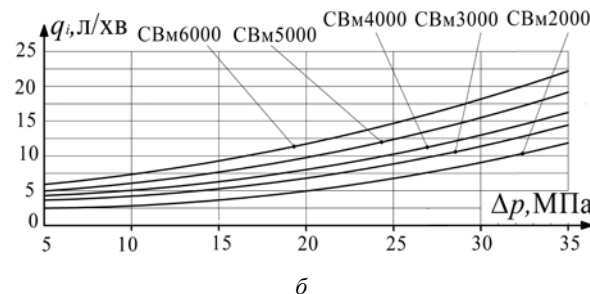
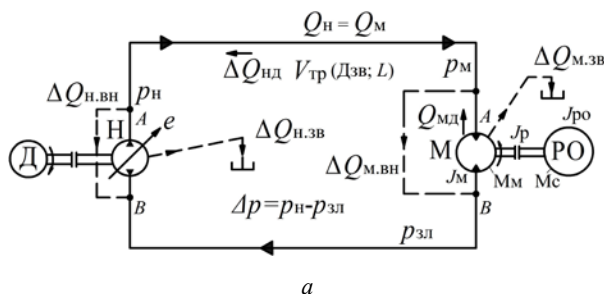


Рис. 3. Розрахункова схема динаміки ОГП з гідромотором СВм (а) та зовнішні витoki РР з корпусів гідромоторів при в'язкості 40 сСт(б)

Значимо, що при постійному значенні коефіцієнта кінематичної в'язкості 40 сСт і тиску 35 МПа витоки досягають від 12 л/хв до 22 л/хв залежно від робочого об'єму гідромотора серії СВм.

Скористаємося методикою побудови математичних моделей для ОГП обертового руху [12]. Для забезпечення стадійного навантаження гідромотора замість евристичного модуля [13] вводимо модуль VisSim-mp для змінного моменту опору, його гідромеханічного ККД і подачі насоса на режимах зрушення гідромотора, режиму, що встановився, і при зупинці ОГП. У математичній моделі прийняті припущення про сталість значень модуля пружності, в'язкості і щільності РР, і не враховуються хвильові процеси в трубопроводах у зв'язку з їх незначною протяжністю. В основі побудови математичної моделі лежать закони механіки Ньютона та для РР закон Паскаля, та рівняння нерозривності. Для зручності проведення розрахунків та аналізу результатів використовуємо укрупнені розмірності крутного моменту і робочого об'єму гідромотора. Тоді вирази для тиску  $p_m$  [МПа] та частоти обертання гідромотора  $n_m$  [хв<sup>-1</sup>] запишуться у вигляді

$$p_m = \int_0^t \left[ Q_n(t) - V_m(t) \cdot n_m(t) - C_{cy} \cdot p_m(t) \right] \frac{E}{V_{tr}} dt; \quad (9)$$

$$n_m = \int_0^t \frac{3,6}{J_{сум}} \left[ \frac{1}{2\pi} V_m(t) \cdot (p_n - p_{зл}) \cdot \eta_{м,гм} - M_c \right] dt,$$

де  $Q_n$  – витрата (подача) насоса, л/хв;

$V_m = 380,178$  дм<sup>3</sup> – робочий об'єм гідромотора СВм6000-6000;

$C_{cy}$  – коефіцієнт сумарних витоків РР: зовнішніх гідромотора  $C_{м,нар}$  і внутрішніх насоса  $C_{н,вн}$  і гідромотора  $C_{м,вн}$ , л/(хв·МПа), а витоки позначені зовнішні  $\Delta Q_{н,нар}$  і внутрішні  $\Delta Q_{м,вн}$  гідромотора, і внутрішні витоки  $\Delta Q_{н,вн}$  насоса, л/хв;

$V_{tr}$  – об'єм РР у вхідному (високого тиску) трубопроводі гідромотора зі зведеним діаметром  $D_y$  [мм] та довжиною  $L$  [м], дм<sup>3</sup>;

$E$  – модуль пружності РР, що викликає її деформаційні витрати ( $\Delta Q_{нд}$  і  $\Delta Q_{мд}$ ) через стисливість в гідромашинах та об'ємі  $V_{tr}$ , МПа;

$J_{сум} = J_m + J_p$  – сумарний момент інерції гідромотора та робочого органу, відповідно, кг·м<sup>2</sup>;

$p_n \approx p_m$  та  $p_{зл}$  – тиск нагнітання гідромотора та зливу РР, відповідно (приймається постійним), МПа;

$\eta_{м,гм} = 0,98$  – гідромеханічний ККД гідромотора за каталогом СВм;

$M_c$  – момент опору (зовнішнього навантаження), кН·м.

Наведені рівняння показують, що при оцінці динамічних характеристик ОГП змінними параметрами є подача насоса  $Q_n$  і момент опору  $M_c$  з урахуванням гідромеханічного ККД ( $\eta_{м,гм}$ ).

Для завдання режимів роботи ОП скористаємося блоками «VisSim-mp», що дозволяють за попередньо складеною циклограмою введення в модель адекватних за часом режимів  $Q_n(t)$  і  $M_c(t)$ . З іншого

боку, під час відпрацювання оптимальних режимів роботи ОГП блоки «mp» дозволяють вносити необхідні коригування в інтерактивному вигляді. Завдання різних за інтенсивністю зміни параметрів режимів подачі насоса можливе за рахунок пропорційного електрогідрравлічного управління регулятором зміни його робочого об'єму в комплексі з електронним блоком управління і зворотного зв'язку по частоті обертання гідромотора. При гальмуванні гідромотора розглядається характер зниження тиску РР, який повинен призводити ОГП до кавітації.

При цьому критерієм завдання можливої інтенсивності частоти обертання і моменту опору (зовнішнього навантаження) гідромотора при пуску є обмеження максимального допустимого тиску в ОГП і мінімального, рівного атмосферному, що запобігає виникненню кавітації. Для гідромотора серії СВм6000-6000 максимальний (піковий) допустимий тиск не повинен перевищувати  $[p_{м,макс}] = 42$  МПа, а максимальний робочий не більше 35 МПа. Тиск, який необхідно підтримувати при зупинці гідромотора, повинен бути не менше  $[p_{ост}] = 0,2$  МПа. Запишемо обмеження щодо тиску в ОГП при його пуску  $p_{н,пуск}$  та зупинці  $p_{огп,ост}$

$$p_{н,пуск} \leq [p_{м,макс}]; p_{огп,ост} \geq [p_{ост}]. \quad (10)$$

Як початкові умови при інтегруванні приймаємо  $p_n(0) = p_0$  (атмосферний тиск) і  $n_m(0) = 0$  (частота обертання гідромотора дорівнює нулю перед початком подачі РР від насоса). Застосовуємо спосіб інтегрування Рунге-Кутта 4-го порядку точності (РК4) з дискретністю 0,001 с.

На першому етапі розглянемо динамічні характеристики гідромотора з мінімальним моментом опору  $M_c = 120$  кН·м при перепаді тисків 2,8 МПа, тобто функціонуючого практично без зовнішнього навантаження, що характерно, наприклад, для подолання моменту тертя в підшипниках кочення валу роторного екскаватора. У цьому випадку основним фактором, що протидіє розгону гідромотора, є момент інерції. Задаємося значенням моменту інерції, наведеного до валу гідромотора  $J_{сум} = 21500$  кг·м<sup>2</sup>, яке є реальним для роторного екскаватора. Задаючи різний час лінійного збільшення подачі насоса від нульового значення до гідромотора, що забезпечує частоту обертання  $n_m = 9$  хв<sup>-1</sup> і постійному моменті опору (табл. 3), отримуємо на осцилограмах (рис. 4) екстремальні значення тисків. В залежності від часу розгону гідромотора мають місце стрибки тиску  $p_{пуск,нач}$  від 30 МПа до 53 МПа, а практично постійне значення тиску в період обертання, що почалося  $p_{пуск,уст}$ , знаходиться в межах від 16,5 МПа до 30 МПа. Причому час розгону в 35–45 с є неприпустимим, оскільки тиск перевищує пікове значення за технічною характеристикою (42 МПа). Після повного закінчення розгону маємо однакове значення тиску  $p_{уст(n=9)} = 2,4$  МПа. Отримані результати дають можливість завдання оптимального часу розгону гідромотора, що виключає ризик його роботи на тисках, що перевищують допустимі. Повні осцилограми параметрів за циклом при розгоні за 35 с

наведені на рис. 5. На рис. 6, а побудовані відповідні графічні залежності при зрушуванні (10) та частоті обертання  $n_m = 9 \text{ хв}^{-1}$ .

Таблиця 3 – Завдання режимів роботи та розрахункові значення тиску

$t, \text{ с}$	$Q_H, \text{ л/хв}$	$M_c, \text{ кН}\cdot\text{м}$	$p_{\text{пуск,нач}}/p_{\text{пуск,вст}}/p_{\text{вст}}(n=9)$
75	3500	120	30/16,4/2,4 МПа (через 120 с)
60	3500	120	35/20/2,4 МПа (через 95 с)
45	3500	120	44/24/2,4 МПа (через 80 с)
35	3500	120	53/30/2,4 МПа (через 70 с)

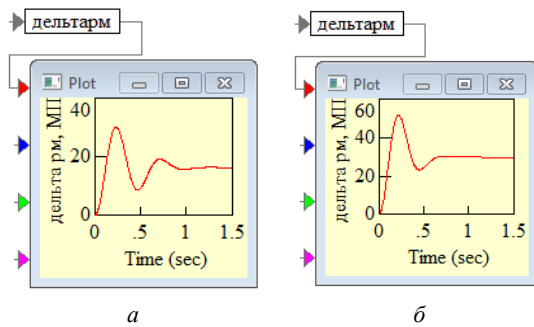


Рис. 4. Максимальний тиск під час зрушування гідромотора тільки з інерційним навантаженням і часом подачі насоса: а – 75 с (30 МПа); б – 45 с (53 МПа)

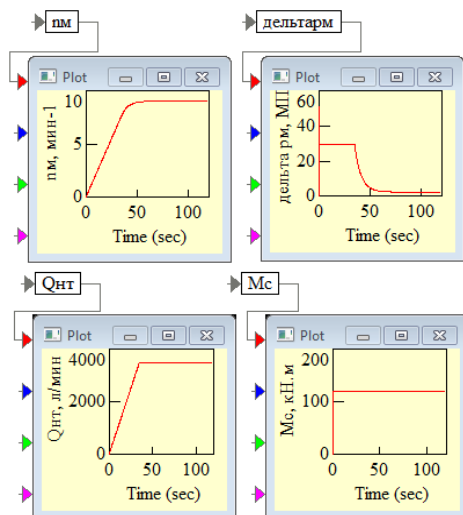


Рис. 5. Динаміка розгону гідромотора при зовнішньому навантаженні 120 Н·м при збільшенні подачі насоса за 35 с

На рис. 6, б наведено залежності зміни максимального тиску в ОГП залежно від моменту

Таблиця 4 – Завдання режимів роботи та одержувані значення перепаду тисків та частоти обертання гідромотора при повному циклі його роботи

$t, \text{ с}$	$Q_H, \text{ л/хв}$	$M_c, \text{ кН}\cdot\text{м}$	$\eta_{\text{МГМ}}$	$n_m, \text{ хв}^{-1}$	$\Delta p, \text{ МПа}$
0	0	0	0	0	0
75	3500	120	0,77	9,0	19,6
140	3500	120	0,79	9,0	2,8
170	3500	2000	0,98	9,0	33,7
200	3500	2000	0,98	9,0	33,7
240	3500	120	0,79	9,0	1,85
Режим уповільнення з кавітацією за 410 с (240 с–650 с)					
240–650	250	120	0,79–0,987	9–0,6	«мінус» 0,21
Режим уповільнення без кавітації за 510 с (240 с–750 с)					
240–750	250	120	0,79–0,987	9–0,6	0,3

інерції при двох значеннях інтенсивності подачі насоса – за 10 с (1) та 15 с (2). Навіть при значно менших значеннях моменту інерції порівняно з  $J_{\text{сум}} = 21500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$  подача насоса повинна мати обмеження за часом виходу на максимальне значення.

При роботі на низькому тиску основними втратами в гідромоторі є гідравлічні втрати в каналах і на перемішування РР, які досить просто визначають експериментально при вимірюванні перепаду тисків залежно від частоти обертання. Саме такі втрати (так звані втрати холостого ходу) наводять виробники ВГМ.

У табл. 4 наведені параметри, що задаються за допомогою блоків VisSim-mar при роботі ОГП з повним навантаженням і результати розрахунку перепаду тисків (9). На рис. 7 наведені осцилограми: при мінімальному зовнішньому навантаженні в 120 кН·м; розгону до номінальної частоти обертання в  $9 \text{ хв}^{-1}$ ; збільшення навантаження до номінального значення в 2000 кН·м; на режимі, що встановився, в інтервалі 170–200 с; зниження навантаження до мінімального значення 120 кН·м і далі частоти обертання до  $0,6 \text{ хв}^{-1}$  за час 410 с (інтервал 240 с–650 с).

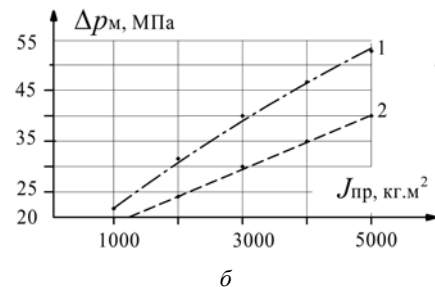
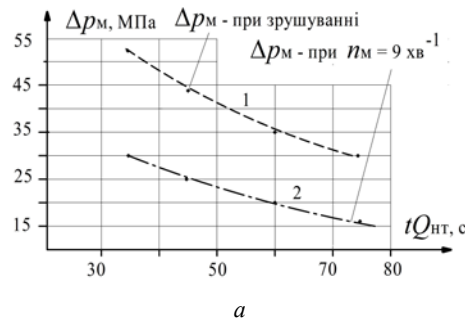


Рис. 6. Зміна перепаду тисків на гідромоторі СВм6000-6000: а – при зрушуванні (1) і в кінці розгону (2) до частоти обертання  $9 \text{ хв}^{-1}$  залежно від часу підвищення подачі насоса; б – при пуску гідромотора від моменту інерції та часу збільшення подачі насоса за 10 с (1) та 15 с (2)

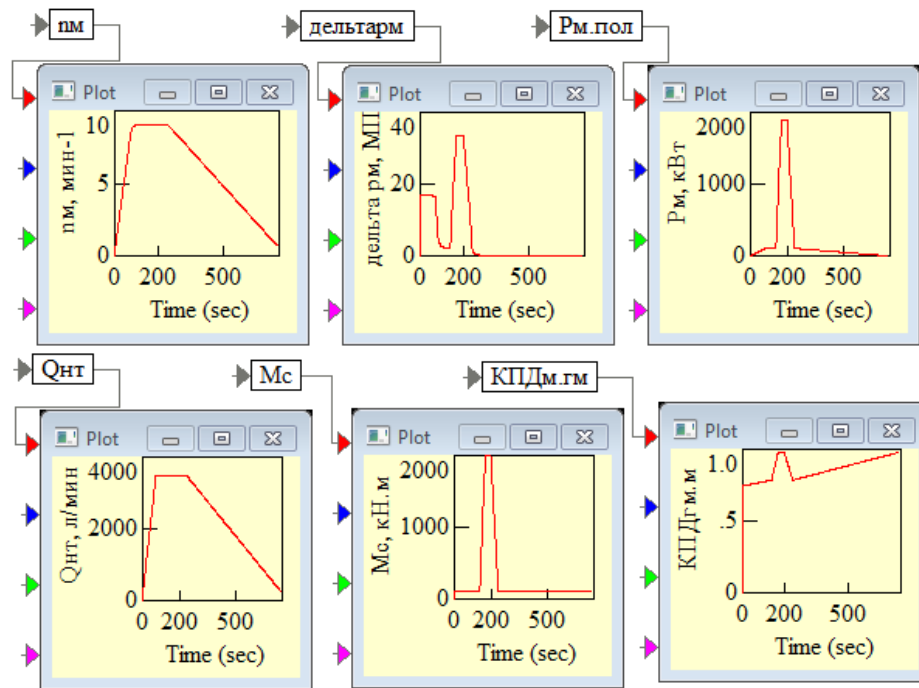


Рис. 7. Осцилограми роботи ОГП з гідромотором СВМ

При зниженні частоти обертання гідромотора в інтервалі 240 с–750 с тиск не знижується менше 0,3 МПа, що є достатнім для експлуатації за даними технічної характеристики, при прискореному інтервалі гальмування (240 с–650 с) спостерігається падіння тиску (рис. 7), що неприпустимо і призводить до кавітації. Таким чином, і зона роботи гідромотора при зниженні частоти його обертання повинна бути достатньою за часом для запобігання ризику виникнення кавітації.

**Висновки.** 1. Фірма Hagglunds випускає найбільші у світі високомоментні гідромотори серії СВМ для гідроприводів обертового руху з крутним моментом до 1970 кН·м і рекордним технічним рівнем за питомим показником відношення маси до крутного моменту.

2. Фірма Hagglunds пропонує споживачеві високий рівень технічної підтримки, забезпечуючи можливість вибору гідромотора з урахуванням ККД, сорту та очищення робочої рідини, виконання вимог щодо охолодження вузлів тертя, а також агрегування комплексним сервісним блоком захисту від перевантажень та кавітації.

3. Проведені розрахунки динаміки гідропривода з гідромотором СВМ6000-6000 вказують на необхідність попереднього моделювання технологічного процесу його роботи з урахуванням моментів інерції та опору зовнішнього навантаження та інтенсивності подачі насоса. Всі ці фактори істотно впливають на функціонування гідропривода з точки зору зниження максимального тиску при пуску і запобігання падінню тиску нижче атмосферного при його зупинці.

#### Список літератури

1. ДСТУ 3455.2-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 2. Об'ємні гідромашини та пневмомашини. Терміни

та визначення (ISO 5598:1985, NEQ) / Нац. Стандарт України України. Київ: Держспоживстандарт України, 1998. 63 с.

- Marakin N. F., Kudryavtsev A. I., Gol'dshmidt A. I. *Hydraulic motors in the USSR and abroad*. TsINTIAM, 1964. 190 p.
- Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б. *Гідрравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / ред. Аврунін Г. А.* Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.
- Финкельштейн З. Л., Агранат А. Р., Головкин В. Я. *Радиально-поршневої гідромотор ДП-505. Угольне и горнорудное машиностроение*. НИИИнформ-Тяжмаш, 1968.
- ТОВ «Завод УКРМАШПРОМ». URL: <https://www.mashprom.com.ua/гідромотор-дп-510/> (дата звернення: 30.11.2022).
- The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Hagglunds Drive Systems. Reliable high quality products for improved performance. R999000124*. 2016. 32 p.
- POCLAIN HYDRAULICS. *Selection guide*. 2011. 45 p.
- POCLAIN HYDRAULICS. *CDM 170-050 Creepdrive motor. A19965B*. 2010. 19 p.
- The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Мобильная гидравлика, мобильная электроника, приводы. Обзор программы. RRS 90 112/08.02*. Poland. 88 p.
- Лур'є З. Я., Лищенко І. Г. Многокритеріальна оптимізація параметрів високомоментного гідромотора. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПІ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Технологии в машиностроении*. Харьков: НТУ «ХПІ». 2001. Вып. 129, ч. 1. С. 49–55.
- Яценко А. В., Гусев А. Ю., Финкельштейн З. Л. Высокомоментные гидромоторы с гидростатической разгрузкой. *Сборник научных работ Донбасского государственного технического университета*. Алчевск: ДонГТУ. 2013. Вып. 3, ч. 2. С. 153–158.
- Финкельштейн З. Л., Яхно О. М., Чебан В. Г., Лур'є З. Я., Чекмасова І. А. *Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода: учебн. пособ.* Киев: НТУ «ХПІ», 2006. 216 с.
- Лур'є З. Я., Самородов В. Б., Аврунін Г. А., Цента С. М. Метод поліпшення динамічних характеристик процесу пуску об'ємного гідропривода з замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 2. P. 68–76.
- Product Manual VIKING EN397-4a. 2009. 26 p.
- Product Manual COMPACT CB EN734-7h. 2011. 32 p.
- Product Manual Compact CA EN 396-10h. 2011. 32 p.
- Product Manual COMPACT CBP EN834-4h. 2011. 32 p.
- The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Radial*



- piston hydraulic motor CAB. RE 15354. 2015. 24 p.  
 19. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Radial piston hydraulic motor Hagglunds CBm. RE 15300*. 2016. 72 p.

**References (transliterated)**

1. DSTU 3455.2-96. *Hidropryvody ob'yemni ta pnevmopryvody. Chastyna 2. Ob'yemni hidromashyny ta pnevmomashyny. Terminy ta vyznachennya* [State Standard 3455.2-96. Volumetric hydraulic drives and pneumatic drives. Part 2. Volumetric hydraulic machines and pneumatic machines. Terms and definitions]. Kyiv, Ukrainian Research and Training Center of Standardization, Certification and Quality Publ., 1998. 63 p.
2. Marakin N. F., Kudryavtsev A. I., Gol'dshmidt A. I. *Hydraulic motors in the USSR and abroad*. TsINTIAM Publ., 1964. 190 p.
3. Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Samorodov V. B. *Hidravlichne obladdannya budiveln'nykh ta dorozhnikh mashyn* [Hydraulic equipment for construction and road machines]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2016. 438 p.
4. Finkel'shteyn Z. L., Agranat A. R., Golovko V. Ya. *Radial'no-porshnevoy gidromotor DP-505. Ugol'noe i gornorudnoe mashinostroenie* [Radial piston hydraulic motor DP-505. Coal and mining engineering]. NIInform-Tyazhmash Publ., 1968.
5. TOV "Zavod UKRMASHPROM" [Plant UKRMASHPROM Ltd.]. Available at: <https://www.mashprom.com.ua/гидромотор-дп-510/> (accessed 30.11.2022).
6. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Hagglunds Drive Systems. Reliable high quality products for improved performance. R999000124*. 2016. 32 p.
7. POCLAIN HYDRAULICS. *Selection guige*. 2011. 45 p.
8. POCLAIN HYDRAULICS. *CDM 170-050 Creepdrive motor. A19965B*. 2010. 19 p.
9. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Mobil'naya gidravlika, mobil'naya elektronika, privody. Obzor programmy. RRS 90 112/08.02* [Mobile hydraulics, mobile electronics, drives. Programme overview. RRS 90 112/08.02]. Poland. 88 p.
10. Lur'e Z. Ya., Lishchenko I. G. *Mnogokriterial'naya optimizatsiya parametrov vysokomomentnogo gidromotora* [Multi-criteria optimisation of high torque hydraulic motor parameters]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Temat. vyp.: Tekhnologii v mashinostroenii* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: Technology in mechanical engineering]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2001, issue 129, part 1, pp. 49–55.
11. Yashchenko A. V., Gusev A. Yu., Finkel'shteyn Z. L. *Vysokomomentnye gidromotory s gidrostaticheskoy razgruzkoy* [High torque hydrostatic unloading motors]. *Sbornik nauchnykh rabot Donbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Collection of scientific papers from the Donbas State Technical University]. Alchevsk, DonGTU Publ., 2013, issue 3, part 2, pp. 153–158.
12. Finkel'shteyn Z. L., Yakhno O. M., Cheban V. G., Lur'e Z. Ya., Chekmasova I. A. *Raschet, proektirovanie i ekspluatatsiya ob'yemnoho gidroprivoda* [Calculation, design and operation of the volumetric hydraulic drive]. Kiev, NTU "KPI" Publ., 2006. 216 p.
13. Lur'ye Z. Ya., Samorodov V. B., Avrunin H. A., Tsenta Ye. M. *Metod polipshennya dinamichnykh kharakterystyk protsesu pusk ob'yemnoho hidropivoda z zamknemym lantsyuhom tsyrkulyatsiyi robochoyi ridyny* [Method of improving of dynamic characteristics of the process of starting a volumetric hydraulic drive with the closed working fluid circuit]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 68–76.
14. *Product Manual VIKING EN397-4a*. 2009. 26 p.
15. *Product Manual COMPACT CB EN734-7h*. 2011. 32 p.
16. *Product Manual Compact CA EN 396-10h*. 2011. 32 p.
17. *Product Manual COMPACT CBP EN834-4h*. 2011. 32 p.
18. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Radial piston hydraulic motor CAB. RE 15354*. 2015. 24 p.
19. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. *Radial piston hydraulic motor Hagglunds CBm. RE 15300*. 2016. 72 p.

Надійшла (received) 09.11.2022

*Відомості про авторів / About the authors*

**Аврунін Григорій Аврамович (Avrunin Grygoriy)** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>; e-mail: [griavrunin@ukr.net](mailto:griavrunin@ukr.net)

**Пімонов Ігор Георгійович (Pimonov Igor)** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6100-3529>; e-mail: [igor\\_lena\\_p@ukr.net](mailto:igor_lena_p@ukr.net)

**Щербак Олег Виталійович (Shcherbak Oleg)** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7953-2135>; e-mail: [olegcherbak@gmail.com](mailto:olegcherbak@gmail.com)

**Мороз Ірина Іванівна (Moroz Irina)** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри «Вища математика»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5950-2089>; e-mail: [irinamoroz1@ukr.net](mailto:irinamoroz1@ukr.net)

**Шевченко Дмитро Миколайович (Shevchenko Dmitriy)** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6213-3501>; [d.shevchenko@m-impex.com.ua](mailto:d.shevchenko@m-impex.com.ua)

*Y. KRUPA***DEVELOPMENT OF HORIZONTAL BULB HYDROTURBINES FOR HIGH HEADS WITH A WIDE RANGE OF RELIABLE OPERATION MODES**

The issues and directions for improving the energy-cavitation and operational performance of hydro turbine equipment of hydroelectric power plants are considered. The paper analyzes in detail the directions for improving the main indicators characterizing the energy and operational advantages of horizontal hydro turbines. Straight-axis Kaplan hydraulic turbines with a horizontal axis of rotation of the hydraulic unit have incomparable advantages compared to hydraulic turbines with water supply using a spiral case, in terms of higher throughput and a wider range of operation. The practice of hydraulic turbine construction has determined the range of heads for which different types of hydraulic turbines are used. The use of horizontal direct-flow hydraulic turbines for heads of more than 40 meters encounters a number of problems of a hydrodynamic nature, strength, and reliable operation. The paper analyzes the advantages of direct-flow bulb hydro turbines and the possibility of using them for high heads. New design solutions are considered, for which Ukrainian patents have been obtained, allowing the use of horizontal bulb hydraulic units for higher heads (up to 300 meters) and at the same time obtaining a wider operating area not only in terms of flow rates, but also in terms of heads. The use of twin bulb hydraulic units will significantly expand the operational ranges of highly efficient and reliable operation of horizontal bulb hydraulic turbines at flow rates (power) that allow them to successfully operate at variable peak loads of daily regulation. Based on the analysis of the working process of various horizontal and diagonal turbines, the analysis of their universal characteristics, scientifically based proposals was developed for the nomenclature of twin bulb hydraulic units. The design of a horizontal hydraulic turbine using inlet nozzle channels is presented. The use of nozzle diaphragms as elements that create the angular momentum necessary for optimal operation of the hydraulic turbine makes it possible to use bulb direct-flow hydro units for high heads (80–100 meters).

**Keywords:** bulb hydro turbine, runner, wicket gate, nozzle diaphragm, cate-blade relationship, efficiency.

*Є. С. КРУПА***РОЗРОБКА ГОРИЗОНТАЛЬНИХ КАПСУЛЬНИХ ГІДРОТУРБІН НА ВИСОКІ НАПОРИ З ШИРОКИМ ДІАПАЗОНОМ НАДІЙНИХ РЕЖИМІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

Розглянуті питання та напрями підвищення енергокавітаційних та експлуатаційних показників гідротурбінного обладнання гідроелектростанцій. Докладно проаналізовано напрями удосконалення основних показників, що характеризують енергетичні та експлуатаційні переваги лопатевих гідротурбін горизонтального типу. Прямовісні поворотно-лопатеві гідротурбіни з горизонтальним розташуванням осі обертання гідроагрегату мають незрівнянні переваги в порівнянні з гідротурбінами з підведенням води за допомогою спіральної камери, в частині більш високої пропускної здатності і ширшого діапазону експлуатації. Практика гідротурбобудування визначила діапазон напорів, на які застосовуються різні типи гідротурбін. Застосування горизонтальних прямоточних гідротурбін на напори понад 40 метрів зустрічає ряд проблем гідродинамічного характеру, міцності, а також проблем надійної експлуатації. Проаналізовано переваги прямоточних капсульних гідротурбін та можливість їх застосування на високі напори. Розглянуто нові конструктивні рішення, на які отримано патенти України, що дозволяють застосовувати горизонтальні капсульні гідроагрегати на вищі напори (до 300 метрів) і при цьому отримати ширшу зону експлуатації не лише за витратами, а й за напорами. Використання здвосних прямоточних гідроагрегатів дозволить істотно розширити експлуатаційні діапазони високоефективної та надійної роботи горизонтальних капсульних гідротурбін на витратах (потужностях), які дозволяють їм успішно функціонувати на змінних, пікових навантаженнях добового регулювання. На основі аналізу робочого процесу різних горизонтальних та діагональних турбін, аналізу їх універсальних характеристик було розроблено науково-обґрунтовані пропозиції щодо номенклатури здвосних прямоточних гідроагрегатів. Представлено конструкцію горизонтальної гідротурбіни з використанням підвідних соплових каналів. Застосування соплових апаратів як елементів, що створюють необхідний для оптимальної роботи гідротурбіни момент кількості руху, дозволяє використовувати капсульні прямоточні агрегати на високі напори (80–100 метрів).

**Ключові слова:** капсульна гідротурбіна, робоче колесо, направляючий апарат, сопловий апарат, комбінаторна залежність, коефіцієнт корисної дії.

**Introduction.** An analysis of the prospects for the development of the electric power industry for the coming decades shows that the increase in energy capacities will mainly be associated with the commissioning of new nuclear power units, and in the long term, thermonuclear ones are also possible. This is due to the acute shortage and high cost of organic fuel [1–6].

Due to the increase in energy consumption by urban transport and facilities not associated with a round-the-clock technological process, the share of peak capacities of daily regulation is increasing. Therefore, with the prospect of developing nuclear energy, many countries are planning a significant increase in hydropower capacity through the construction of new hydroelectric power plants (HPPs) and especially pumped storage plants.

When developing new, more advanced hydro-turbine equipment that is competitive on the world market or when modernizing equipment in operation at HPPs and

PSPPs, naturally, in addition to the tasks of increasing the reliability and durability of operation, reducing the cost of building HPPs and manufacturing equipment, tasks are set aimed at developing new technologies for converting the energy of river flows into electrical energy, reducing energy losses at thermal and nuclear power units in the process of generating electricity by improving their operation schedule, closer to working at base loads, while covering peak loads of daily regulation is transferred to more mobile hydraulic units for regulation [1–6].

When developing hydro turbine equipment, along with the requirements for improving operational reliability, the following requirements are also put forward [7–8]:

- a) increasing the optimal efficiency and expanding the zone of optimal operation;
- b) increasing the average operating efficiency of the hydro turbine;

c) expanding the zone of reliable operation of a hydro turbine in terms of heads and flow rates with high energy-cavitation performance and with an acceptable low level of non-stationary phenomena in the flow, during operation in modes other than optimal;

d) speeding up the process of energy conversion without reducing the energy-cavitation performance of the hydro turbine, by developing more high-speed hydro turbines, which will certainly lead to a reduction in the cost of building HPP and manufacturing equipment, or, when modernizing HPP, will increase the capacity of hydroelectric units and electricity generation by increasing the average operating efficiency and increase the throughflow capacity of the flow path.

**Formulation of the problem.** The practice of hydraulic turbine construction has determined the range of pressures for which various types of hydraulic turbines are used [8].

Straight-axis adjustable-blade turbines with a horizontal axis of rotation of the hydraulic unit are operated at heads up to 30–40 m.

They have incomparable advantages compared to hydro turbines, in which the water supply is carried out using a spiral case in terms of higher flow rates and wider range of operating power.

The paper considers new design solutions that allow the use of straight-axis hydraulic units for higher heads up to 300 m and at the same time obtain a wider operating area not only in terms of flow rates, but also in terms of heads.

At HPPs, hydro turbines, passing in parallel water flows, carry out energy conversion without interconnection of the working processes occurring in each flow path of a single hydro turbine [4].

There are examples of hydraulic units with a sequential arrangement of flow paths. In this case, the water flow leaving the first hydraulic unit enters directly into the inlet parts of the second hydraulic unit. This arrangement was dictated by the desire to use two faster hydraulic units for a total higher head, compared to that for which each of them was designed.

However, this solution has not found wide application, because the disadvantages of such a solution prevailed in comparison with the advantages obtained.

The paper considers the issue of combining two hydraulic units in series into one dual with a total workflow, in which the cate-blade relationship, which performs the interdependent rotation of the wicket gate vanes (one or two) and the blades of the runners, ensures the optimal distribution of actuated heads in various blade systems and mutual coordination the moments of momentum at the inlet and outlet of the blade systems, necessary to ensure minimal hydraulic losses in the entire flow path.

**Development of a series of horizontal capsule hydraulic units for heads up to 250 m. Twin bulb hydraulic unit.** The use of direct-flow hydraulic units for heads over 40 m encounters a number of problems of a hydrodynamic, strength nature, as well as problems of reliable operation. However, these difficulties and problems can be solved, and the advantages obtained from

the use of direct-flow units are undeniable [4, 8].

As is known, up to 75 % of the costs in the construction of hydroelectric power stations are purely construction (concrete) costs. The cost of hydro turbine and generator equipment rarely reaches 50 % of the total cost of all work.

Bulb-type direct-flow hydroelectric units or with a generator located in a pier, due to the absence of a spiral supply and a curved draft tube, provide great savings in reinforced concrete construction work, because they have a minimum plan width and height of the hydraulic unit block. The advantages of the direct-flow part from a hydraulic point of view are also undeniable. Let's consider them in more detail.

Direct-flow (bulb) hydroelectric units, such as those at Kyiv HPP, Kaniv HPP, etc., despite the complexity of the design and high metal consumption, have significant advantages compared to hydro turbines with a spiral water supply [8, 9]:

1. 30–40 % higher throughput, which allows, with the same runner diameter, to increase power by 30–40 % or reduce the runner diameter at the same power and obtain significant savings in the size of the hydroelectric power station and the metal consumption of reinforcement embedded in concrete.
2. Higher efficiency at optimum and significantly higher average operating efficiency (by 5–10 %).
3. Wider range of operation in terms of heads and flows, wider maneuverability when starting and stopping the hydraulic unit, which is important when working at peak loads.
4. More quiet operation of the hydraulic unit in modes other than optimal in a wide range of changes in flow rate (power) and head. Lower level of flow unsteadiness.

However, direct-flow hydraulic units were not used for heads over 30–40 m, due to the difficulty of creating the necessary moment of momentum of the flow supplied to the runner for optimal operation of the hydraulic turbine without a spiral case.

The invention [10] completely solves this problem and allows the use of direct-flow hydraulic units for heads from 30 to 200 m or more with a capsule layout of the hydraulic unit or in concrete piers (columns). In this case, along with the above, the following advantages, which are characteristic only for this constructive solution, will take place:

1. The range of reliable operation in terms of pressure from  $H_{\max}$  up to  $(0,25-0,3)H_{\max}$  with high efficiency, while maintaining a wide range of operation in terms of the flow rate.
2. The advancement of direct-flow hydraulic units to heads over 100 m allow extending the advantages of these hydraulic units to the range of heads where Francis hydraulic turbines are used, which allows:

- with the same diameter of the runner, more than double the power of the hydraulic unit (i.e., reduce the number of hydro units at HPPs, reduce the metal consumption of hydro turbine equipment and especially the metal consumption of reinforcement embedded in concrete, etc.);

- for HPPs, where there is a need for the draft of the reservoir up to  $(25-30\%)H_{max}$  (for example, the Central Asian republics with irrigation agricultural technologies) allows in the hot summer months with a small inflow of water into the HPP reservoir to generate electricity with a sufficiently high efficiency and a low level of unsteady flow in the hydro turbine tract (low level of pressure pulsation and vibration of the hydroelectric unit) and at extremely low heads;

- increase the average operating efficiency by 5–15 %, i.e. increase electricity generation by the same 5–15 %.

This problem is solved by installing the twin bulb hydraulic unit in the water conduit, with runners of a hydraulic turbine or a pump-turbine of a diagonal or axial type [8–10].

It consists of two turbine-generators located in the same water conduit one after the other, united by a single control system with a triple cate-blade relationship between the opening of the guide vane, common to two turbine-generators, and the turning angles of the blades of the runners.

Fig. 1 shows the twin bulb hydraulic unit. It consists of a water conduit 1, stay vanes 2, a common wicket gate 3, two turbine runners 4 and 5, two hydro generators 6 and 7, and two shafts 8 and 9. Each runner is of axial or diagonal type. Fig. 2 shows a three-dimensional model of the twin bulb hydraulic unit.

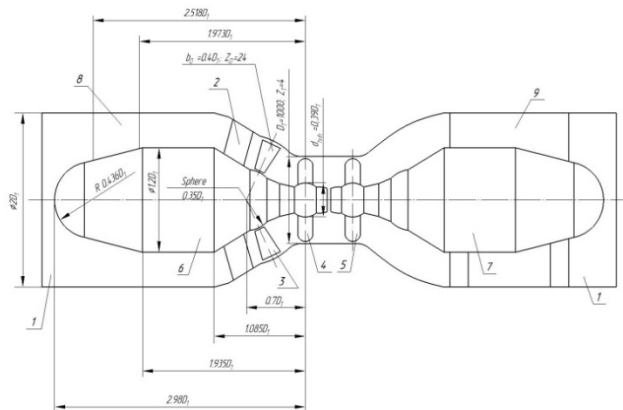


Fig. 1. Twin bulb hydraulic unit

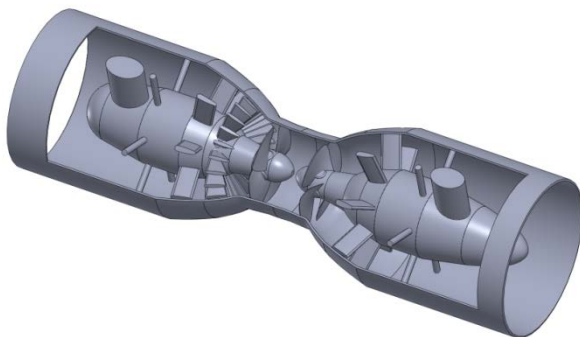


Fig. 2. 3D model of the twin bulb hydraulic unit

Twin bulb hydraulic unit works as follows [8–10].

A non-circulating water flow (with a zero moment of momentum relative to the axis of the units) through the water conduit 1, the stay vanes 2 flows onto the guide

vanes 3 (set at a certain opening).

Passing the guide vane 3, the flow enters the runner 4 with a certain circulation and causes it to rotate. The rotation of the runner 4 is transmitted to the rotor shaft (not indicated in the drawing) of the hydro generator 6. At the same time, the guide vane 3 creates a part of the moment of the momentum generated by the runner 4, and the runner 5, rotating in the opposite direction, provides a non-circulating flow at the outlet in the optimal mode. Therefore, passing through the runner 4, the flow acquires a negative swirl (circulation). From the runner 4, the flow with a negative swirl enters the runner 5, where this circulation of the flow is depleted, and the flow exits without circulation. The rotation of the runner 5 is transmitted to the hydro generator 7.

The backwater created by the runner 5 improves the energy cavitation characteristics of the runner 4, which makes it possible to operate the runner 4 at heads significantly higher than the limiting heads for existing direct-flow hydraulic units. During operation, the guide vane 3 can change the opening angle (depending on the mode of operation). With a change in the opening of the guide vane 3 through a cate-blade relationship, the angles of rotation of the blades of the runners 4 and 5 (triple regulation) are changed to ensure maximum efficiency in a wide range of regulation [11].

Thus, the use of the twin bulb hydraulic unit can significantly increase the average operating performance, expand the operating area in terms of head and flow rate, increase efficiency, and makes it possible to use a direct-flow scheme for higher pressures [8–10].

As in any hydro turbine, the working process is carried out by creating a torque on the runner of the hydro turbine (which is determined by the total moment of hydrodynamic pressure forces on the blades) equal to [4, 9]

$$M_{tor} = \rho Q \left[ (\overline{rv_u})_1 - (\overline{rv_u})_2 \right] - \Delta M_{los},$$

where  $\rho Q (\overline{rv_u})_1 = \int_{S_1} \rho (rv_u) v_n ds$  – the total moment of

momentum of the liquid in the cross section  $S_1$  at the inlet of the runner;  $\rho Q (\overline{rv_u})_2 = \int_{S_2} \rho (rv_u) v_n ds$  – the total

moment of momentum of the fluid in the cross section  $S_2$  at the outlet of the runner;  $\Delta M_{los}$  – loss of momentum of the fluid due to friction on stationary surfaces and leakage in the seals bypassing the flow path.

In accordance with the Euler equation for a hydraulic turbine:

$$\frac{\eta_h g H}{\omega} = (\overline{rv_u})_1 - (\overline{rv_u})_2,$$

where  $\eta_h$  – hydraulic efficiency of the hydraulic turbine;  $H$  is the head of the hydraulic turbine;  $g = 9,81 \text{ m/c}^2$ ;  $\omega$  – frequency of rotation of the rotor of the hydraulic unit.

During operation of a hydraulic turbine, the hydraulic efficiency depends on the level of hydraulic losses. In the balance of losses, especially in off-design (far from optimal) modes, a significant part of the head

loss is circulating losses:  $H_2 = \frac{\omega}{\eta g} (\overline{rv_u})_2$ .

In the optimal operating mode, these losses are close to zero, since  $(\overline{rv_u})_2 \approx 0$ .

The working process of the twin bulb hydraulic unit with a combinatorial system for turning the guide vanes, the runner blades of the first hydraulic unit and the runner blades of the second hydraulic unit from the conditions of a minimum total head loss (maximum efficiency in the currently operating mode) is more complex.

On the basis of the analysis of the working process of various axial and diagonal turbines, the analysis of their universal characteristics, scientifically based proposals on the nomenclature of twin direct-flow hydraulic units were developed [7–10].

Two turbines of diagonal or axial type, the shafts of which are placed horizontally, are installed in the flow path of the twin bulb hydraulic unit (Fig. 3). The choice of layout is determined by the head of the designed hydraulic unit (Table 1).

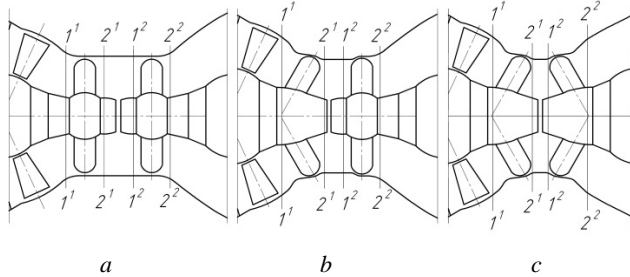


Fig. 3. Schemes of the runner layouts and cross-sections of the twin bulb hydraulic unit:  
 a – two axial runners; b – diagonal and axial runners; c – two diagonal runners

Table 1 – Head ranges for the different runner layouts

Scheme	a	b	c
Head range, m	40–75	75–180	180–320

If we designate:

$$H_1^{(1)} = \left[ \frac{\omega_1}{\eta_1 g} (\overline{rv_u})_1 \right]^{(1)} \quad \text{and} \quad H_2^{(1)} = \left[ \frac{\omega_2}{\eta_2 g} (\overline{rv_u})_2 \right]^{(1)}$$

for the first hydraulic unit and

$$H_1^{(2)} = \left[ \frac{\omega_1}{\eta_1 g} (\overline{rv_u})_1 \right]^{(2)} \quad \text{and} \quad H_2^{(2)} = \left[ \frac{\omega_2}{\eta_2 g} (\overline{rv_u})_2 \right]^{(2)}$$

for the second hydraulic unit, then the head generated by the first hydraulic unit will be

$$H_{1-2}^{(1)} = H_1^{(1)} - H_2^{(2)},$$

and by the second hydraulic unit

$$H_{1-2}^{(2)} = H_1^{(2)} - H_2^{(1)}.$$

It should be noted that the rotor of the second hydraulic unit rotates in the opposite direction with

respect to the direction of rotation of the rotor of the first hydraulic unit and the negative moment of momentum determined by the head  $H_2^{(1)}$  is positive for the second hydraulic unit:  $|-H_2^{(1)}| = H_1^{(2)}$ .

With increasing the head, the moment of momentum of water in front of the runner  $(V_u r)_1$  increases and for its formation in the inlet elements of hydraulic turbines, spiral cases and an increased number of stay vanes are used (at heads of 400 m and more). The difficulty of creating the moment of momentum necessary for the optimal operation of the hydraulic turbine is one of the main reasons that impede the advancement of direct-flow hydraulic units to higher heads. Therefore, in world practice, direct-flow hydraulic units up to 40 m of head are used, in which the angular momentum of the flow leading to the runner (with a non-spiral supply) is created in the stay vane channels and guide vanes.

When operating the twin hydraulic unit in modes other than the optimal drawdown of heads  $H_{1-2}^{(1)}$  and  $H_{1-2}^{(2)}$  in the first and second hydraulic units is redistributed (according to a cate-blade relationship) in order to minimize energy losses in each operating mode. This also leads to a redistribution of the moments of momentum of the fluid in front of and behind the first runner and in front of and behind the second runner. The cate-blade relationship of the turn of the blades of the first and second runners as a function of the opening of the guide vanes (i.e., changing the water flow or power of the twin hydraulic unit), along with a decrease in all types of hydraulic losses, minimizes the circulation losses of the flow leaving the second unit, and, consequently, minimizes friction losses when flowing around the second capsule.

The fact that for two capsules we have one inlet and one outlet flow organ will certainly lead to an increase in efficiency and in the optimal mode of operation compared to Francis hydro turbines.

**Bulb hydraulic unit using nozzle diaphragms.** The main disadvantages of the twin bulb hydraulic unit [10] are the long length of the hydraulic unit along the axis of rotation of the hydro turbine-generator rotors, the complexity of the design, which leads to the complexity of the maintenance of the hydraulic unit, the complexity of the work process control system.

The useful model [12] is based on the task of increasing the average operating and energy-cavitation indicators of direct-flow horizontal bulb hydraulic units, expanding the operating area in terms of heads up to 80–100 m.

The task is achieved by the fact that in the turbine in front of the guide vane a nozzle inlet diaphragm of the hydraulic turbine is installed, which is a series of specially profiled curvilinear (spiral) confusing nozzle channels placed around the circumference in front of the guide vane. They provide the necessary moment of momentum for good operation of the hydraulic turbine for heads up to 80–100 m and a uniform flow supply to the runner along the circumferential direction and along the height of the guide vane. In this case, the vanes of the nozzle

diaphragm also play the role of stay vanes, which provide reliable support for the hydraulic unit capsule.

In the Fig. 4 a meridional section of the horizontal direct-flow bulb hydraulic unit is shown; in the Fig. 5 the nozzle confusor channel is presented in plan.

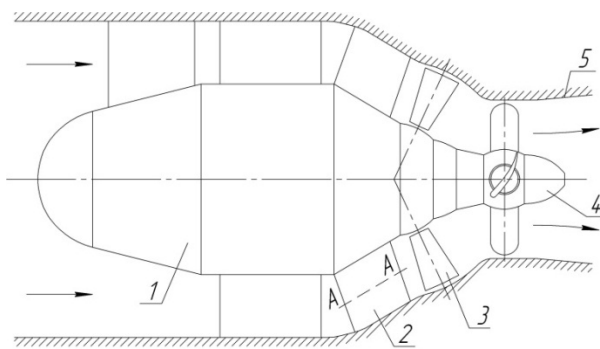


Fig. 4. Horizontal direct-flow bulb hydraulic unit

Intersection A-A

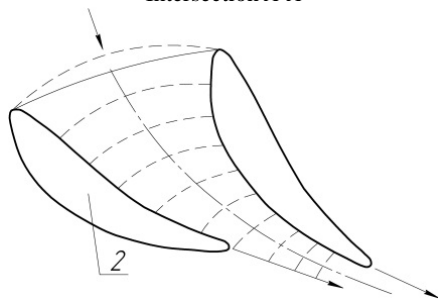


Fig. 5. Nozzle confusor channel

The horizontal direct-flow bulb hydraulic unit includes a metal capsule 1, in which an electric current generator, bearings, a thrust bearing, auxiliary equipment are located; a nozzle inlet diaphragm 2; guide vanes 3; rotary-vane runner of axial type 4; a draft tube of straight axis type 5.

The horizontal direct-flow bulb hydro unit consists of hydro turbine and electric generator equipment [12].

The hydraulic turbine is the drive of the electric current generator, converting the water flow energy into the mechanical energy of rotation of the rotor of the generator and works as follows. The flow of water with a certain head and flow rate is supplied to the area of the nozzle inlet diaphragm 2. In the confuser, specially profiled nozzle channels located around the circumference in front of the guide vane, the meridional and circumferential components of the flow velocity increase.

At the same time, the necessary moment of the flow momentum and uniformity in the circumferential direction and height of the guide vane are created for optimal operation of the hydraulic turbine, providing high energy-cavitation performance of the hydraulic turbine. Next, the flow enters through the vane channels of the wicket gate 3, which is a control device, into the interblade channels of the axial-type runner 4.

The rotation of the runner blades is carried out due to the control system in accordance with the cate-blade relationship on the opening of the wicket gate vanes, ensuring minimal energy loss [11]. Next, the flow with minimal losses is diverted to the downstream pool through

a straight-axis draft tube 5 [12].

Thus, the use of direct-flow horizontal hydraulic units for higher heads (up to 80–100 m) makes it possible to extend the advantages of these units (such as higher throughput, providing greater turbine power with the same runner diameter, higher energy-cavitation performance and operational reliability) to the above-mentioned heads.

**Conclusions.** 1. The use of twin bulb hydraulic units in special capsules (bulb hydraulic units) or in a concrete pier makes it possible to obtain hydraulic units with a wide range of operation in terms of heads and flow rates for heads of 50–250 meters and higher, increase the average operating efficiency by 5–15 % and provide reliable operation.

2. The use of nozzle diaphragms as elements that create the moment of momentum necessary for optimal operation of the hydraulic turbine allows the use of direct-flow (bulb) hydroelectric units for higher heads (80–100 m).

#### References

- Pandey B., Karki A. *Hydroelectric Energy: Renewable Energy and the Environment*. Wallingford, United Kingdom: CRC Press, 2016. 419 p.
- Spellman F. R. *Environmental Engineering*. Florida: CRC Press, 2015. 750 p.
- Caldwell J. *Hydropower: Renewable Energy Essentials*. United States: Larsen and Keller Education, 2019. 257 p.
- Сокол С., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідрравлічні машини*. Харків: Промарт, 2020. 534 с.
- Линник А. В., Хаитов В. Д. Современный уровень и основные направления развития гидротурбостроения в Украине. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13, № 1. С. 11–18.
- Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы*. Харьков. 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
- Линник А. В., Рябов А. В. Экспериментальный стенд ПАО «Турбоатом» для физического моделирования гидродинамических процессов в проточных частях моделей поворотно-лопастных гидротурбин. *Проблемы машиностроения*. 2014. Т. 14, № 3. С. 11–18.
- Потетенко О. В., Дранковський В. Е., Ковальов С. М., Крупа С. С., Вахрушева О. С., Шевченко Н. Г. Тенденції просування горизонтальних прямоточних і вертикальних радіально-осьових гідротурбін на високі напори з широким діапазоном експлуатації. *Вісник Сумського державного університету. Сер.: Технічні науки*. Суми: СумДУ. 2010. № 3. С. 125–135.
- Потетенко О. В., Дранковський В. Е., Крупа С. С. Розрахункове дослідження робочого процесу зведеного капсульного прямоточного гідроагрегату. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2009. № 3/7 (39). С. 29–32.
- Потетенко О. В., Ковальов С. М. Пат. 76872, Україна. *Звоєнений прямоточний гідроагрегат*. 2006.
- Мигущенко Р. П., Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк А. И., Дорошенко А. В., Черкашенко А. Системы управления гидротурбин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 84–97.
- Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Крупа С. С., Гасюк О. І. Пат. 139837, Україна. *Горизонтальний прямоточний капсульний гідроагрегат*. 2020.

#### References (transliterated)

- Pandey B., Karki A. *Hydroelectric Energy: Renewable Energy and the Environment*. Wallingford, United Kingdom, CRC Press Publ., 2016. 419 p.
- Spellman F. R. *Environmental Engineering*. Florida, CRC Press Publ., 2015. 750 p.

3. Caldwell J. *Hydropower: Renewable Energy Essentials*. United States, Larsen and Keller Education Publ., 2019. 257 p.
4. Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Drankovs'kyi V., Hasyuk O., Hryb O. *Hidroenerhetyka. Tom 2. Hidravlichni mashyny* [Hydropower engineering. Vol. 2. Hydraulic machines]. Kharkiv, Promart Publ., 2020. 534 p.
5. Linnik A. V., Khaitov V. D. Sovremennyy uroven' i osnovnyye napravleniya razvitiya gidroturbostroyeniya v Ukraine [The current level and main directions of development of hydroturbation in Ukraine]. *Problemy mashinostroyeniya*. 2010, vol. 13, no 1, pp. 11–18.
6. Landau Yu. A. Osnovnye tendentsii razvitiya gidroenergetiki Ukrainy [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Nauchnye raboty*. Kharkov, 2014, vol. 53, iss. 40, pp. 82–86.
7. Linnik A. V., Ryabov A. V. Eksperimental'nyy stand PAO "Turboatom" dlya fizicheskogo modelirovaniya gidrodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh modeley povorotno-lopastnykh gidroturbin [Experimental stand of PJSC "Turboatom" for the physical modeling of hydrodynamic processes in the flow parts of the Kaplan turbine models]. *Problemy Mashinostroyeniya*. 2014, vol. 14, no. 3, pp. 11–18.
8. Potetenko O. V., Drankovs'kyi V. E., Koval'ov S. M., Krupa Ye. S., Vakhrusheva O. S., Shevchenko N. H. Tendentsiyi prosvannya horyzontal'nykh pryamotochnykh i vertykal'nykh radial'no-os'ovykh hidroturbin na vysokii napory z shyrokym diapazonom ekspluatatsiyi [Trends in the promotion of horizontal direct-flow and vertical radial-axial hydraulic turbines for high heads with a wide range of operation]. *Visnyk Sums'koho derzhavnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Sumy State University Bulletin. Series: Technical sciences]. Sumy, SumDU Publ., 2010, no. 3, pp. 125–135.
9. Potetenko O. V., Drankovs'kyi V. E., Krupa Ye. S. Rozrakhunkove doslidzhennya robochoho protsesu zdvoynoho kapsul'noho pryamotochnoho hidroahrehatu [Computational study of the working process of a twin bulb direct-flow hydraulic unit]. *Skhidno-Yevropeys'kyi zhurnal peredovykh tekhnolohiy*. 2009, no. 3/7 (39), pp. 29–32.
10. Potetenko O. V., Koval'ov S. M. *Zdvoynyy pryamotechnyy hidroahrehat* [Twin bulb hydro unit]. Patent UA, no. 76872, 2006.
11. Migushchenko R. P., Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Gasyuk A. I., Doroshenko A. V., Cherkashenko A. Sistemy upravleniya gidroturbin [Hydraulic turbin control systems]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 1, pp. 84–97.
12. Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Krupa Ye. S., Hasyuk O. I. *Horyzontal'nyy pryamotochnyy kapsul'nyy hidroahrehat* [Horizontal direct-flow bulb hydraulic unit]. Patent UA, no. 139837, 2020.

Received 10. 11. 2022

#### *Відомості про автора / About the Author*

**Крупа Євгеній Сергійович (Крупа Yevhenii)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3997-3590>; e-mail: [zhekr@ukr.net](mailto:zhekr@ukr.net)

**Н. Г. ШЕВЧЕНКО, О. Л. ШУДРИК, К. М. ЛУЧАНІНОВ, В. С. АНДРІЄВСЬКА**

## **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ТА ЧИСЕЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ В ГНУЧКИХ ТРУБАХ КОЛТЮБІНГОВИХ УСТАНОВОК З ОБЛІКОМ РЕОЛОГІЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ РІДИНИ**

Актуальним напрямом економічного розвитку країни є інтенсивне нарощування видобутку вуглеводнів на території України, запровадження нових сучасних технологій та підвищення ефективності роботи енергетичного обладнання. Одним із сучасних напрямів, що використовуються в нафтогазовій промисловості, є застосування спеціалізованого обладнання установок колтюбінгу. Також з розвитком технологій буріння свердловин та інтенсифікації видобутку нафти з'являються сучасні багатокомпонентні промивальні (технологічні) рідини. Потреба в полімерах заснована на їх здатності впливати на властивості водних і вуглеводневих систем і утворювати гелі різної щільності, в'язкості та реології. Полімерні системи набули широкого поширення за рахунок високих очисних, транспортуючих та утримуючих властивостей. Широко відомі полімерні системи технологічних розчинів на основі ксантанової камеді. Розглянуто узагальнену інформацію про реологічні показники рідин, що використовуються для інтенсифікації роботи нафтогазових свердловин. Основними реологічними показниками досліджуваної рідини є напруження зсуву та швидкість деформації середовища. Ці показники визначаються за допомогою ротаційного віскозиметра OFITE 900. Представлені результати експериментальних досліджень властивостей водного розчину з різними концентраціями ксантанової камеді від 0,6 до 8 г/л. Дослідження показали, що водний розчин з камеді створює неньютонівську поведінку рідини. Коефіцієнти реологічної моделі розчину були отримані шляхом апроксимації лабораторних даних. Для чисельного моделювання гідродинамічних характеристик полімерної системи використовуються нелінійна модель в'язкої рідини та модель із запровадженням ефективної в'язкості. Результати досліджень показників реології полімерної системи застосовуються для визначення режиму перебігу рідини, прогнозування гідрравлічних коефіцієнтів опору в трубах та енергетичних характеристик насосного обладнання для подачі технологічної рідини у свердловину. Представлені експериментальні та розрахункові залежності впливу полімерних добавок на опір руху рідин у гнучких трубах колтюбінгової установки. Проведено аналіз експериментальних та чисельних гідродинамічних досліджень. Для чисельного моделювання гідродинаміки неньютонівської поведінки рідини у трубах використовується відкрита інтегрована платформа OpenFOAM.

**Ключові слова:** біополімери, ксантова камедь, реологія, неньютонівська поведінка, в'язкість, гідрравлічний коефіцієнт опору, втрати тиску, експеримент, чисельне моделювання.

**N. SHEVCHENKO, O. SHUDRYK, K. LUCHANINOV, V. ANDRIIEVSKA**

## **EXPERIMENTAL AND NUMERICAL RESEARCH IN THE FLEXIBLE PIPES OF COIL TUBING INSTALLATIONS TAKING INTO ACCOUNT THE RHEOLOGY OF THE TECHNOLOGICAL FLUID**

The current direction of the country's economic development is an intensive increase in hydrocarbon production on the territory of Ukraine, the introduction of new modern technologies and an increase in the efficiency of power equipment. One of the modern directions used in the oil and gas industry is the use of specialized equipment for coiled tubing units. Also, with the development of well drilling and oil production intensification technologies, modern multicomponent flushing (process) waters appear. The need for polymers is based on their ability to influence the properties of aqueous and hydrocarbon systems and form gels of different density, viscosity and rheology. Polymer systems are widely used due to their high cleaning, transporting and holding properties. Widely known polymer systems of technological solutions based on Xanthan Gum. Generalized information about the rheological parameters of fluids used to intensify the work of oil and gas wells is considered. The main rheological indicators of the studied liquid are the shear stress and the strain rate of the medium. These indicators are determined using an OFITE 900 rotational viscometer. The results of experimental studies of the properties of an aqueous solution with different concentrations of Xanthan gum from 0.6 to 8 g/l are presented. The study showed that an aqueous solution of gum creates a non-Newtonian behavior of the liquid. The coefficients of the rheological model of the solution were obtained by approximation of laboratory data. To simulate the hydrodynamic characteristics of a polymer system, a nonlinear viscous fluid model and a model with the introduction of effective viscosity are used. The results of studies of rheology indicators are used to determine the fluid flow regime, predict the hydraulic resistance coefficients in pipes and the energy characteristics of pumping equipment for supplying process fluid to the well. Experimental and calculated dependences of the influence of polymer additives on the resistance to the movement of liquids in coiled tubing of a coiled tubing unit are presented. The analysis of experimental and numerous hydrodynamic studies has been carried out. For numerical simulation of the hydrodynamics of non-Newtonian behavior of fluid in pipes, the open integrated platform OpenFOAM is used.

**Keywords:** biopolymers, Xanthan Gum, rheology, non-Newtonian behavior, viscosity, hydraulic drag coefficient, pressure loss, experiment, numerical simulation.

**Вступ.** Актуальним напрямком економічного розвитку країни є інтенсивне нарощування видобутку вуглеводнів на території України, введення нових сучасних технологій та підвищення ефективності роботи енергетичного обладнання [1]. Щоб максимізувати видобуток на вуглеводних родовищах, необхідно впроваджувати ефективні сучасні технології буріння та ремонтних робіт (промивка та ліквідація пробок, розбурювання цементних мостів, перфорація, ремонтно-ізоляційні роботи), підвищення нафтовіддачі пластів (проведення гідророзриву пласту, обробка привибійних зон свердловин та інші).

Одним із сучасніших напрямків, що використовується у нафтогазовій промисловості є

застосування спеціалізованого обладнання установок колтюбінгу (англ. *Coiled tubing*; колонна гнучких насосно-компресорних труб).

Також з розвитком технологій буріння свердловин та інтенсифікації видобутку нафти з'являються сучасні багатокомпонентні промивальні (технологічні) рідини [2, 3]. При підготовці таких рідин використовують обтяжувачі, глино порошок, крохмаль, біополімери та ін. У даний час широке застосування отримали біополімери – полісахариди (рослинного та мікробного походження). Їх перевагою є здатність у малих концентраціях суттєво змінювати реологічні властивості технологічної рідини. Розглянемо ксантанову камедь (англ. *Xanthan gum*),



яка широко використовується у водних розчинах при похилому бурінні та в різних технологіях інтенсифікації свердловин. Ксантан є мікробним полісахаридом, який добре розчиняється у воді і характеризується дуже високою в'язкістю при низьких концентраціях. Цей біополімер має спеціальний реологічний профіль. При сильних зсувних навантаженнях він дозволяє розчинам вільно текти, водночас камедь за низької швидкості течії перетворює розчин на пружний гель. Такі розчини прийнято називати розчинами із зворотною в'язкістю, при високих швидкостях перебігу розчину втрати тиску зводяться до мінімуму, у той же час при низьких швидкостях забезпечується висока здатність, що утримує. Рекомендована концентрація ксантанової камеді – від 0,6 до 8 г/л [4, 5].

Тому задача гідродинамічного дослідження в гнучких трубах колтубінгових установок з обліком реології технологічної рідини є **актуальною**. Дослідження властивостей технологічної рідини з біополімерами, визначення режиму перебігу суміші рідини в трубах та прогнозування гідравлічних коефіцієнтів опору дозволяють прогнозувати енергетичні характеристики насосного обладнання для подачі технологічної рідини у свердловину.

**Інформаційний огляд.** У класичній постановці для опису реологічних властивостей в'язкої нестисливої ньютонівської рідини використовується лінійний закон зв'язку тензора в'язкої напруги  $\tau$  з тензором швидкостей зсуву  $S_{ij}$ :

$$\tau = 2\mu S, \quad (1)$$

де  $\mu$  – динамічна (молекулярна) в'язкість ньютонівської рідини;  $S \equiv S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$  – тензор швидкостей деформації;  $u_i, u_j$  – декартові компоненти векторної швидкості.

Однак часто зустрічаються рідини, у яких при перебігу проявляються властивості нелінійності в'язкості, пластичність, пружність. Такі рідини класифікуються як ньютонівські. Одним із ефективних підходів до вивчення властивостей рідини одного класу є узагальнена реологічна модель.

У роботі використовується узагальнена ньютонівська модель, у якій запроваджується поняття ефективної в'язкості. Узагальнена модель для в'язко-пластичної ньютонівської рідини має вигляд:

$$\tau = \mu_{eff}(\dot{\gamma}) \cdot \dot{\gamma}. \quad (2)$$

Ефективна молекулярна в'язкість залежить від швидкості деформації середовища  $\dot{\gamma} = \sqrt{2S \cdot S}$ .

Найбільш поширеними в нафтогазовій промисловості є моделі рідини зі статичним реологічним законом, рідини Бінгмана й рідини Гершеля-Балклі [4–8]. Залежності ефективної в'язкості  $\mu_{eff}(\dot{\gamma})$  для цих трьох моделей мають вигляд:

$$\mu_{eff}(\dot{\gamma}) = k_v \dot{\gamma}^{n-1} - \text{модель статична}; \quad (3)$$

$$\mu_{eff}(\dot{\gamma}) = \frac{k_v \dot{\gamma} + \tau_0}{\dot{\gamma}} - \text{модель Бінгмана}; \quad (4)$$

$$\mu_{eff}(\dot{\gamma}) = \frac{k_v \dot{\gamma}^n + \tau_0}{\dot{\gamma}} - \text{модель Гершеля-Балклі}; \quad (5)$$

де  $k_v$  – міра консистенції середовища;  $n$  – показник ньютонівського середовища;  $\tau_0$  – гранична напруга зсуву (межа плинності).

У роботі [9] представлені результати лабораторних та промислових досліджень біополімерної системи для проведення похилих та горизонтальних стволів глибоких нафтогазових свердловин. Реологія розчинів описана статичною (Power-law) та бінгамівською (Bingham) моделями.

Результати чисельних досліджень течій ньютонівських моделей в'язкої рідини в циліндричній трубці, кільцевих проміжках, каналах гідромашин представлені в роботах [7, 10].

**Аналіз експериментальних досліджень.** Основними реологічними показниками досліджуваної рідини є напруга зсуву  $\tau$  та швидкість деформації середовища  $\dot{\gamma}$ . Ці два показники визначаються за допомогою ротаційного віскозиметра – рис. 1. Методику обробки результатів виміру описано в роботі [11].



Рис. 1. Ротаційний віскозиметр OFITE 900

Прийнято, що швидкість деформації середовища (швидкість зсуву)  $\dot{\gamma}$  ідентична частоті обертання ротора віскозиметра. Величина напруги зсуву  $\tau$ , Па (*Shear stress*, Pa) визначається для восьми значень частоти обертання ротора віскозиметра,  $\text{хв}^{-1}$  (англ. *Viscometer rotor speed VRS*,  $\text{min}^{-1}$ ) і десяти значень концентрації камеді, г/л (англ. *Concentration of xanthan gum CXG*, g/l).

Результати експерименту – реологічні залежності напруги зсуву від частоти обертання ротора віскозиметра представлені на рис. 2.

**Обробка лабораторних досліджень реології водного розчину. Визначення ефективної в'язкості.** Аналіз характеру реологічних кривих на рис. 2 вказує, що досліджувані рідини описуються статичним законом –  $\tau(\dot{\gamma}) = k_v \dot{\gamma}^n$ .

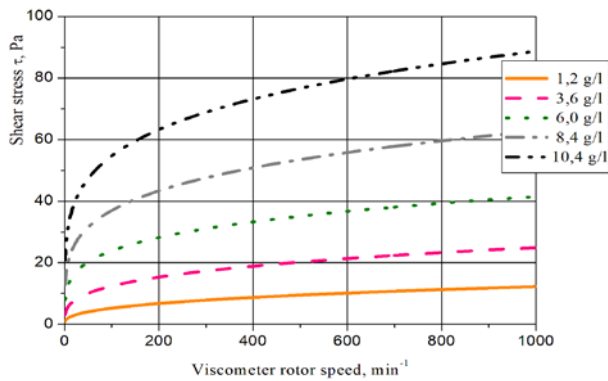


Рис. 2. Реологічні характеристики досліджуваної технологічної рідини для п'яти значень концентрації камеді: CXG 1,2–10,4 г/л

Коефіцієнти реологічної статечної моделі розчину  $k_v$  та  $n$  були отримані шляхом апроксимації лабораторних даних. Результати наведено на рис. 3.

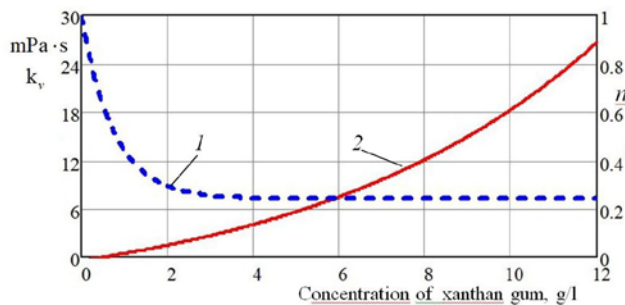


Рис. 3. Залежності реологічних показників статечної моделі рідини від концентрації ксантанової камеді у воді: 1 –  $n$ ; 2 –  $k_v$

При значеннях коефіцієнтів реології  $n = 1$  та  $k_v = 1$  МПа·с концентрація камеді дорівнює нулю, тобто досліджувана рідина – вода.

Використовуючи формулу (3), можна визначити значення ефективної в'язкості рідини. Залежності ефективної в'язкості від швидкості зсуву для п'яти значень концентрації ксантанової камеді у водному розчині представлені на рис. 4.

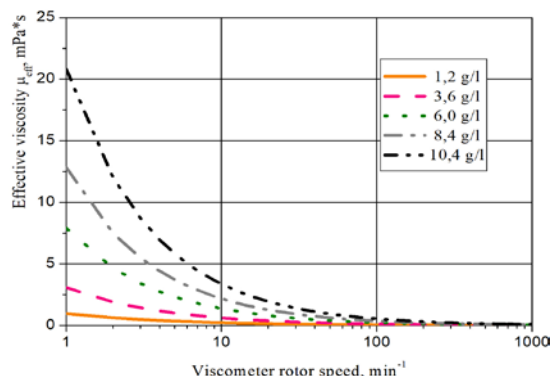


Рис. 4. Залежність ефективної в'язкості від частоти обертання ротора віскозиметра при різних концентраціях ксантанової камеді у водному розчині

Дослідження полімерних добавок у технологічних рідинах показало, що розчини, отримані на основі добавок біополімерів, створюють

структуру неньютонівської рідини. Дані розчини є псевдопластичними рідинами.

Результати досліджень реології використовуються для визначення режиму перебігу рідини в трубах та прогнозування гідравлічних коефіцієнтів опору, енергетичних характеристик насосного обладнання для подачі технологічної рідини.

**Експериментальні дослідження подачі промивного розчину через гнучку колтубінгову трубу.** У роботі проведено експериментальні дослідження з перекачування розчину ксантанової камеді у воді через гнучку трубу колтубінгової установки. Дослідження проведено на 11 режимах роботи насосного агрегату ( $Q$  – витрата рідини по трубі в л/хв). Також у результаті проведення експерименту змінювалося концентрація біополімеру ксантанової камеді – від 1,2 г/л до 12 г/л. У результаті випробувань визначався необхідний тиск закачування рідини. Тиск на виході труби колтубінгу дорівнює атмосферному. Тому прийнято, що тиск накачування дорівнює гідравлічним втратам за довжиною. Технологічна рідина прокачувалася через трубу діаметром  $D = 38,1$  мм із товщиною стінки 3,2 мм та довжиною  $L = 5620$  м.

У табл. 3 наведено результати випробувань: залежності втрат тиску від концентрацій ксантанової камеді та подачі насосного агрегату.

**Обробка та аналіз експериментальних даних.** За законами гідравліки втрати тиску  $\Delta P$  в циліндричній трубі для в'язкої рідини визначають співвідношенням:

$$\Delta P = \lambda \left( \frac{L}{D} \right) \frac{\rho V^2}{2},$$

де  $\lambda$  – гідравлічний коефіцієнт опору;  $D$  – гідравлічний діаметр труби;  $L$  – довжина труби;  $V$  – середня швидкість руху рідини в трубі;  $\rho$  – густина рідини.

При відомих постійних величинах труби (довжини  $L$  і діаметра  $D$ ) швидкість руху рідини  $V$  є змінною величиною та залежить від режиму роботи насосного агрегату, тобто  $V = f(Q)$ . Втрати тиску задані з експерименту й залежать від режиму роботи насоса й типу рідини, що перекачується –  $\Delta P = f(Q, k_v, n)$ .

За результатами експериментальних досліджень обчислимо коефіцієнт гідравлічних втрат  $\lambda$  за формулою:

$$\lambda(Q, k_v, n) = \frac{2D \cdot \Delta P(Q, k_v, n)}{L \rho \cdot V(Q)^2}.$$

Зазвичай у гідравліці коефіцієнт опору представляють функції від числа Рейнольдса. Для неньютонівських рідин вводять поняття узагальненого числа Рейнольдса  $\lambda = f(\text{Re}^*)$ .

Для рідини зі статечним реологічним законом зазвичай використовують вираз Metznel-Reed Reynolds number [6, 8]:

Таблиця 1 – Втрати тиску в гнучкій трубі при різних режимах прокачування рідини з різною концентрацією ксантанової камеді, атм

Режим роботи Q, л/хв	Концентрація ксантанової камеді, г/л									
	1,2	2,4	3,6	4,8	6	7,2	8,4	9,6	10,8	12
50	29,4	40,1	63	90,5	114,4	147,7	174,3	205,4	250,1	300
80	33,1	40,9	75,4	106,7	132,4	169,8	200,4	231,8	281,8	336,3
100	39,2	45,7	61,6	116,2	142,8	182,6	215,3	246,8	299,8	356,6
120	46,7	52,1	68,4	92,6	152,6	194,4	229,1	260,7	316,3	375,3
150	60,4	64,3	79,9	104,5	122,9	154,7	248,4	280	339,2	401
180	77,1	79,4	93,3	118,2	135,5	167,6	196,3	217,7	360,5	424,9
200	89,9	91	103,3	128,3	145	177,2	206,5	226,2	273,4	440,1
230	111,6	110,9	119,9	145,1	160,7	193,1	223,2	240,5	288,2	337,1
250	127,8	125,9	132,8	157,3	172,3	204,8	235,2	251,1	299,1	347,7
280	154,7	150,7	155,4	177,4	191,3	223,9	255,1	268,6	317,1	365,2
300	174,4	169	171,9	191,9	205	237,7	269,4	281,3	330,1	377,9

$$Re^* = \frac{D^n V^{2-n} \rho}{k_v \left( \frac{6n+2}{n} \right)^n}$$

де  $k_v$  – міра консистенції середовища;  $n$  – показник неньютонівського середовища.

Результати перерахунку експериментальних даних визначення залежності  $\lambda = f(Re^*)$  представлені на рис. 5.

Аналіз експериментальних залежностей коефіцієнта опору труби колтюринга для неньютонівської рідини показує, що режим течії зі збільшенням концентрації біополімеру в воді наближається до ламінарного, а коефіцієнт втрат тиску (при  $Re = const$ ) – зменшується.

**Моделювання тривимірної течії в'язкої неньютонівської статичної рідини в гнучкій трубі колтюрингу.** Для математичного моделювання турбулентного перебігу нестискаємої в'язкої рідини використовується система рівнянь нерозривності й Нав'є-Стокса, усереднених по Рейнольдсу з урахуванням пульсацій в'язкості:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0; \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u'_i u'_j) = \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \end{cases} \quad (6)$$

де  $i, j = 1 \dots 3$  – підсумовування за однаковими індексами;

$x_1, x_2, x_3$  – осі координат;

$u_1, u_2, u_3$  – усереднені за часом значення швидкостей;

$u'_1, u'_2, u'_3$  – пульсаційні складові швидкостей;

$f_i$  – виражає дію масових сил.

Для замикання системи рівнянь (6) використовують двопараметричну модель Менгера SST [12].

Для підтвердження коректності обчислення

коефіцієнтів статичної реологічної моделі неньютонівської рідини в роботі проведено чисельне моделювання тривимірної в'язкої течії у вільному математичному пакеті CFD – *OpenFOAM* [13]. Завдяки можливостям сучасної програмної продукції *OpenFOAM* можна встановлювати опції для різних моделей ньютонівської та неньютонівської рідини – реологічні закони рідини та основні їх показники [14]. Розрахунковою областю прийнято об'єм рідини, що заповнює внутрішній простір гнучкої труби довжиною 1 м і діаметром 38 мм.

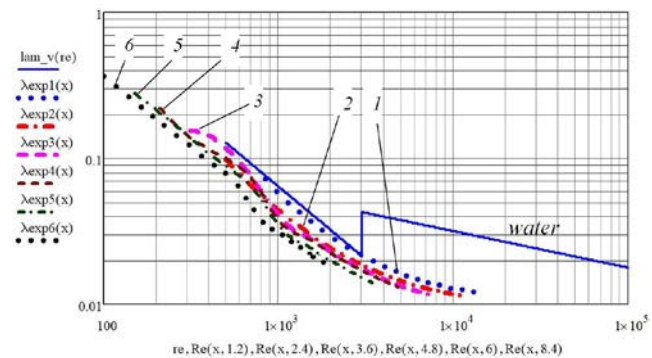


Рис. 5 Експериментальні залежності коефіцієнта опору  $\lambda = f(Re^*)$  при зміні концентрації ксантанової камеді у воді: 1 – 1,2 г/л; 2 – 2,4 г/л; 3 – 3,6 г/л; 4 – 4,8 г/л; 5 – 6 г/л; 6 – 8,4 г/л

Як гранична умова у вхідному перерізі задавався вектор швидкості в м/с. Розрахунок проводився для робочого діапазону роботи насоса  $Q$ : 50–300 л/хв. На виході з розрахункової області ставився статичний тиск рівний  $P/\rho = 101,325 \text{ м}^2/\text{с}^2$ .

Порівняння експериментальних та розрахункових втрат тиску по довжині труби представлено на рис. 6.

Чисельні результати перераховані на умови експлуатації гнучкої труби колтюрингу.

Аналіз результатів показав хороший збіг розрахункових та експериментальних втрат тиску по довжині труби для водних розчинів з концентрацією ксантанової камеді до 6 г/л (похибка до 8%). При збільшенні концентрації полімеру у воді більше 6 г/л спостерігається якісний збіг, але похибка вимірів збільшується.

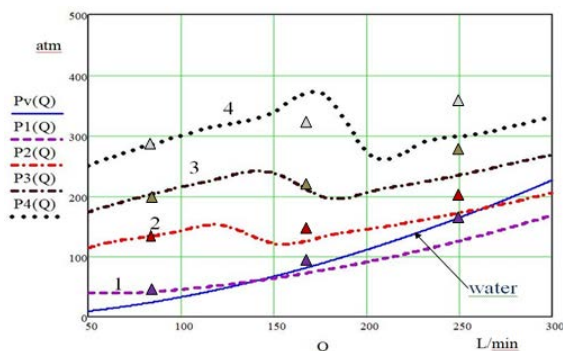


Рис. 6 Порівняння експериментальних та розрахункових втрат тиску по довжині труби. Концентрації ксантанової камеді у воді:

1 – 2,4 г/л; 2 – 6 г/л; 3 – 8,4 г/л; 4 – 12 г/л;

Δ – точки чисельних розрахунків за програмою *OpenFOAM*

**Висновки.** Дослідження полімерних добавок у технологічних рідинах показало, що розчини, отримані на основі добавок біополімерів, створюють структуру неньютонівської рідини. Досліджено в'язку неньютонівську статичну рідину на основі ксантанової камеді та її структуру при перебігу в гнучкій трубі колтбінгу.

Основні рівняння математичної моделі стаціонарного руху узагальненої ньютонівської рідини не відрізняються від класичної моделі ньютонівської рідини. У турбулентних течіях молекулярна в'язкість неньютонівського середовища залежить від флуктуючої швидкості зсуву. Тому при описі турбулентного перебігу необхідно оперувати середньою величиною ефективною молекулярною в'язкості.

Моделювання тривимірної в'язкої течії неньютонівської в'язкої рідини показує адекватну подібність експериментальних і розрахункових даних, що свідчить про правильний вибір математичної моделі, моделі турбулентності та коректності визначення коефіцієнтів статичної моделі рідини.

Результати досліджень дозволяють прогнозувати величину коефіцієнта опору та втрати тиску при прокачуванні в'язкої неньютонівської рідини через гнучку трубу колтбінгу.

Для підвищення точності розрахункових робіт необхідно проводити попередні лабораторні дослідження реологічних параметрів рідини, що досліджується (бурові розчини, водо-нафтові суміші, розчини з полімерами).

#### Список літератури

1. *Енергетична стратегія України на період до 2035 року*. URL: [http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art\\_id=245239564&cat\\_id=245239555](http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245239564&cat_id=245239555) (дата звернення: 09.12.2022).
2. Berdugo-Clavijo C., Scheffer G., Sen A., Gieg L. M. Biodegradation of Polymers Used in Oil and Gas Operations: Towards Enzyme Biotechnology Development and Field Application. *Polymers*. 2022. Vol. 14, issue 9. P. 1871. doi: 10.3390/polym14091871
3. Bicerano J. *Applications of Polymers and Composites in the Oil and Natural Gas Exploration and Production Industry*. URL: <https://polymerexpert.biz/industries/184-oil-gas-exploration-production> (дата звернення: 10.12.2022).
4. Оринчак М. І., Оринчак М. М., Бейзык О. С. Буровий розчин для якісного вторинного розкриття продуктивних горизонтів.

1. *Prospecting and Development of Oil and Gas Fields*. 2012. No. 1 (42). P. 25–32. URI: <https://rrngr.nung.edu.ua/index.php/rrngr/article/view/79> (дата звернення: 09.12.2022).
2. Zhong L., Oostrom M., Truex M. J. Rheological behavior of xanthan gum solution related to shear thinning fluid delivery for subsurface remediation. *Journal of Hazardous Materials*. 2013. Vol. 244–245. P. 160–170. doi: 10.1016/j.jhazmat.2012.11.028
3. Khan S., Yusuf M., Sardar N. Studies on rheological behavior of Xanthan Gum solutions in presence of additives. *Petroleum & Petrochemical Engineering Journal*. 2018. Vol. 2, issue 5. P. 1–7.
4. Gavrilov A. A., Rudyak V. Ya. Reynolds-averaged modeling of turbulent flows of power-law fluid. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*. 2016. Vol. 227. P. 45–55. doi: 10.1016/j.jnnfm.2015.11.006
5. Mohammadi A. *Analysis of non-Newtonian behavior of crude oil: experimental study annumerical modeling using computational fluid dynamics (CFD) technique*. URL: <https://researchspace.ukzn.ac.za/handle/10413/18907> (дата звернення: 09.12.2022).
6. Петров И., Давыдова И. Исследования безглинистой промывочной системы FLO-PRO для бурения горизонтального ствола скважин. *Нефтегазовое дело*. 2011. Т. 9, № 3. С. 21–28.
7. Шевченко Н. Г., Шудрик О. Л., Коваль О. С., Дорошенко О. В. Врахування реологічних властивостей водонафтової емульсії на робочі характеристики відцентрового насоса. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2018. No. 17 (1293). P. 58–65.
8. Leusheva E.; Brovkina N., Morenov V. Investigation of Non-Linear Rheological Characteristics of Barite-Free Drilling Fluids. *Fluids*. 2021. Vol. 6, issue 9. P. 327. doi: org/10.3390/fluids6090327
9. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*. 1994. No. 8. P. 1598–1605.
10. *OpenFOAM. Open source CFD. Documentation*. URL: <https://www.openfoam.com/documentation/guides/v2206/doc/index.html> (дата звернення: 26.07.2022).
11. Shudryk A. Using open software application packages for simulation of viscous incompressible fluid. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 90–93.

#### References (transliterated)

1. *Enerhetychna stratehiya Ukrainy na period do 2035 roku* [Energy strategy of Ukraine for the period up to 2035]. Available at: [http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art\\_id=245239564&cat\\_id=245239555](http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245239564&cat_id=245239555) (accessed 09.12.2022).
2. Berdugo-Clavijo C., Scheffer G., Sen A., Gieg L. M. Biodegradation of Polymers Used in Oil and Gas Operations: Towards Enzyme Biotechnology Development and Field Application. *Polymers*. 2022, vol. 14, issue 9, p. 1871. doi: 10.3390/polym14091871
3. Bicerano J. *Applications of Polymers and Composites in the Oil and Natural Gas Exploration and Production Industry*. Available at: <https://polymerexpert.biz/industries/184-oil-gas-exploration-production> (accessed 10.12.2022).
4. Orynychak M. I., Orynychak M. M., Beyzyk O. S. Burovyi rozchyn dlya yakisnoho vtorynnoho rozkrytya produktyvnykh horizontiv [Drilling solution to qualitatively secondary open the productive horizons]. *Prospecting and Development of Oil and Gas Fields*. 2012, no. 1 (42), pp. 25–32. Available at: <https://rrngr.nung.edu.ua/index.php/rrngr/article/view/79> (accessed 09.12.2022).
5. Zhong L., Oostrom M., Truex M. J. Rheological behavior of xanthan gum solution related to shear thinning fluid delivery for subsurface remediation. *Journal of Hazardous Materials*. 2013, vol. 244–245, pp. 160–170. doi: 10.1016/j.jhazmat.2012.11.028
6. Khan S., Yusuf M., Sardar N. Studies on rheological behavior of Xanthan Gum solutions in presence of additives. *Petroleum & Petrochemical Engineering Journal*. 2018, vol. 2, issue 5, pp. 1–7.
7. Gavrilov A. A., Rudyak V. Ya. Reynolds-averaged modeling of turbulent flows of power-law fluid. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*. 2016, vol. 227, pp. 45–55. doi: 10.1016/j.jnnfm.2015.11.006
8. Mohammadi A. *Analysis of non-Newtonian behavior of crude oil: experimental study annumerical modeling using computational fluid dynamics (CFD) technique*. Available at:

- <https://researchspace.ukzn.ac.za/handle/10413/18907> (accessed 09.12.2022).
9. Petrov I., Davydova I. Issledovaniya bezglinistoy promyvochnoy sistemy FLO-PRO dlya bureniya gorizontalnogo stvola skvazhin [Research into the FLO-PRO clay-free flushing system for drilling horizontal boreholes]. *Neftegazovoe delo*. 2011, vol. 9, no. 3, pp. 21–28.
  10. Shevchenko N. H., Shudryk O. L., Koval' O. S., Doroshenko O. V. Vrachuvannya reolohichnykh vlastyivostey vodonaftovoyi emul'siyi na robochi kharakterystyky vidtsentrovoho nasosa [Accounting rheology water-oil emulsion to performance of centrifugal pumps]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 17 (1293), pp. 58–65.
  11. Leusheva E.; Brovkina N., Morenov V. Investigation of Non-Linear Rheological Characteristics of Barite-Free Drilling Fluids. *Fluids*. 2021, vol. 6, issue 9, p. 327. doi: [org/10.3390/fluids6090327](https://doi.org/10.3390/fluids6090327)
  12. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*. 1994, no. 8, pp. 1598–1605.
  13. *OpenFOAM. Open source CFD. Documentation*. Available at: <https://www.openfoam.com/documentation/guides/v2206/doc/index.html> (accessed 26.07.2022).
  14. Shudryk A. Using open software application packages for simulation of viscous incompressible fluid. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 90–93.
11. Leusheva E.; Brovkina N., Morenov V. Investigation of Non-Linear

Надійшла (received) 09.11.2022

#### Відомості про авторів / About the Authors

**Шевченко Наталія Григорівна (Shevchenko Nataliya)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6877-7428>; e-mail: [shevng@ukr.net](mailto:shevng@ukr.net)

**Шудрик Олександр Леонідович (Shudryk Oleksandr)** – кандидат технічних наук, ТОВ «Реґіон», провідний технолог проектно-технологічного відділу; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0991-2498>; e-mail: [o.shudryk@region.if.ua](mailto:o.shudryk@region.if.ua)

**Лучанінов Костянтин Миколайович (Luchaninov Kostiantyn)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: [luchaninov.18@gmail.com](mailto:luchaninov.18@gmail.com)

**Андрієвська Вікторія Сергіївна (Andriyevska Viktoriia)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9620-9401>; e-mail: [vikaandriyevska065@gmail.com](mailto:vikaandriyevska065@gmail.com)

**К. А. МИРОНОВ, О. В. ДМИТРИЄНКО**

### **СПОСОБИ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ПРИСТРОЯХ ДЛЯ ГІДРОЗБИВАННЯ ОКАЛИНИ**

Розглянута причина виникнення окалини на литих заготовках та в процесі плющення, показана різниця фізичних властивостей окалини і основного металу, що знижує якість і стійкість металу, а також ускладнює обробку виробу. Запропонований ефективний спосіб видалення окалини, який є екологічним, не потребує додаткової обробки води і не деформує металічної поверхні. Проведений аналіз пристроїв для видалення окалини з поверхні металу показав, що перші колектори з соплами мали проблеми з експлуатацією: великі витрати води та енергії та неякісне очищення металеві поверхні. Запропоновано їх замінити на пристрої гідрозбивання іншого принципу з роторними головками, які використовують дуже малу витрату при високому тиску удару, що також знижує витрати електроенергії. Надана порівняльна таблиця звичайних колекторів і колекторів з іншим принципом дії через удосконалення конструкції пристроїв для подачі рідини на поверхню металу за умови якості очищення металу від окалини. Запропоновані способи збереження електроенергії. Виявлено, що можна знижувати енерговитрати, оптимізуючи роботу електроприводу насосної станції. Результат оптимізації наданий у вигляді графіка економії енергії в період пауз гідрозбивання за допомогою регульованого електроприводу з частотним керуванням і гідроромуфти. Запропоновано на основі проведеного аналізу пристроїв для видалення окалини ще один спосіб зниження електроенергії через удосконалення конструкції пристроїв подачі води на поверхню металу шляхом покращення їхніх властивостей. Виявлено, що важливу роль у видаленні окалини грає не тільки особливості конструкції сопел, а і їхнє оптимальне розташування. Система гідрозбиву окалини повністю управляється автоматом, що дає можливість регулювати параметри видалення окалини та забезпечувати необхідний робочий тиск у системі, компенсацію зносу сопел.

**Ключові слова:** гідрозбивання, сопло, колектор, відцентровий насос, високонапірна насосна станція, гідромуфта.

**К. MYRONOV, O. DMYTRIENKO**

### **METHODS OF ENERGY SAVING IN DEVICES FOR HYDRO-CRACKING OF SCALE**

The cause of scale formation on the cast blanks and in the process of ivy is considered, the difference between the physical properties of the scale and base metal is shown, which reduces the quality and stability of the metal, and also complicates the processing of the product. The proposed effective way to remove the scale, which is environmentally friendly, does not require additional water treatment and does not deform the metal surface. The analysis of devices for removal of scale from the metal surface showed that the first collectors with nozzles had problems with operation: high water and energy consumption and poor cleaning of the metal surface. They are proposed to replace them with a hydraulic device with a rotary principle with rotary heads that use very low cost at high impact pressure, which also reduces electricity consumption. A comparative table of ordinary collectors and collectors with a different principle is provided by improving the design of devices for supplying fluid to the metal surface with the quality of cleaning of the metal from scale. Electricity is proposed. It is revealed that you can reduce the eager expenses by optimizing the operation of the pumping station. The optimization result is given in the form of an energy saving schedule in the period of hydraulic pauses by means of an adjustable electric drive with frequency control and hydraulic rods. It is proposed on the basis of the analysis of devices for removal of scale another way to reduce electro -energy by improving the design of water supply devices to the metal surface by improving their properties. It is revealed that not only the features of the design of the nozzles, but their optimal location, plays an important role in removing the scale. The hydraulic scale system is fully controlled by the machine, which allows to regulate the parameters of removal of the scale and to provide the required working pressure in the system, to compensate for the wear of the nozzles.

**Keywords:** hydraulic whipping, nozzle, collector, centrifugal pump, high-pressure pumping station, hydraulic coupling.

**Вступ.** У металургійній промисловості окалина, що утворюється на поверхні гарячого металу створює досить серйозні проблеми. Вона утворюється на литих заготовках, а також в процесі плющення, в результаті взаємодії при нагріві поверхні продукції з докільям (в основному кисень з повітря). Окалина за своїми фізичними властивостями відрізняється від основного металу, і тому вона ускладнює подальшу обробку виробу, а також знижує його якість і стійкість при використанні готової продукції. Необхідною умовою для вирішення даного завдання є повне видалення окалини з поверхні металу під час його прокатування.

Найбільш ефективним способом видалення окалини є гідравлічний. Гідравлічне видалення окалини (гідрозбивання) – видалення окалини з поверхні металу при гарячій прокатці водою під високим тиском. Для полегшення збиття окалини струменя води із сопел спрямовують під кутом проти руху металу. Процес видалення окалин є цілком екологічним. Для очищення поверхні використовують звичайну воду без додаткової обробки.

**Аналіз літературних даних та постановка проблеми.** Пристрої для гідрозбивання окалини

складаються з двох основних частин: пристрої створення та акумулювання води під тиском (напірної води); і підвідних та розбризкувальних пристроїв із соплами, колекторами та дозаторами.

Історично першими з підвідних та розбризкувальних пристроїв виникли і надалі набули найбільшого промислового поширення конструкції пристроїв для гідравлічного видалення окалини у вигляді стаціонарних колекторів, в які подається під необхідним тиском вода, із закріпленими на них соплами з плоским смолоскипом (рис. 1) [1]. Практика використання стаціонарних колекторів виявила окремі проблеми, пов'язані з їх експлуатацією, а саме: великі витрати води і вжиток електроенергії, наявність зон на поверхні прокату з неповним очищенням із-за відмінності в характеристиках окалини.

Дані факти призвели до створення пристроїв для гідравлічного видалення окалини, що ґрунтуються на іншому принципі. Видалення окалини виконується одним або декількома струменями води поступово по ширині прокату, переміщаючись з одного боку прокату до іншого.

Потім подача води відключається і відбувається

повернення пристрою у вихідне положення. Струмені, переміщуючись по ширині прокату, можуть також здійснювати круговий рух навколо вертикальної осі.

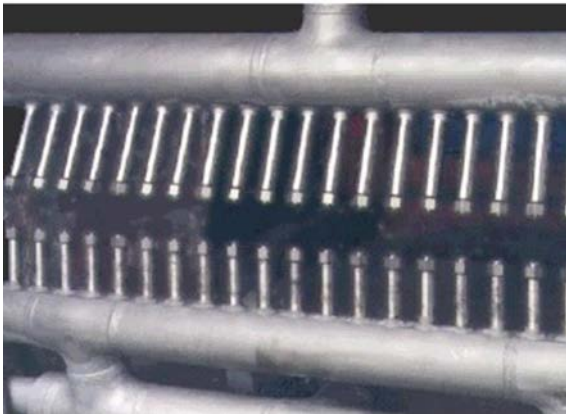


Рис. 1. Водяной колектор з соплами

Подальші тенденції зниження як тепловтрат, і енергоспоживання при гідрозбиванні, отже, і вартості встановленого устаткування, і, навіть, підвищення якості очищення металу було реалізовано у пристроях гідрозбивання з роторними головками (рис. 2) [2, 3].

У таких системах використовуються, як правило, круглі сопла масивного струменя, які створюють дуже високий тиск удару [2, 4]. Тиск у цих системах становить від 30 до 60 МПа при витратах води до 500 л/хв, а тиск удару в 10 разів більший, ніж удар із плоского сопла. Кількість сопел невелика (5, 6 голівок), щоб покрити ширину заготовки. Такий тип гідрозбивання використовує дуже малу витрату при високому тиску удару. Оскільки витрата води мала, необхідна встановлена потужність невелика за дуже високої ефективності використання енергії.

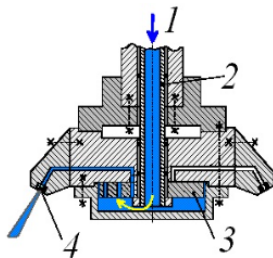


Рис. 2. Розріз роторної головки VAI:

1 – вода; 2 – трубка; 3 – регульовальна шайба; 4 – сопло

Роторні системи, що працюють при особливо малих витратах, загалом мають покращені характеристики при трохи нижчих швидкостях руху металу (табл. 1).

Сучасні системи та агрегати гідрозбиву характеризуються широким використанням автоматизації [5, 6].

У АТ «NOVA HUT» (Острава) для видалення первинної окалини розроблена система високонапірного гідрозбивання із заготовок при виготовленні безшовних труб. Установка гідрозбивання встановлена на виході з карусельної печі перед перфоратором. Окалина усувається з початкових заготовок, які потім поступають в

перфоратор. Перевагою усунення окалини є підвищення якості кінцевого продукту (безшовних труб) і зниження витрат на технічне обслуговування унаслідок низького зносу технологічного устаткування. Усунення окалини із заготовок досягається за допомогою дії високошвидкісного водяного потоку. Джерелом напірної води є високонапірна насосна станція, яка подає воду по трубопроводній трасі до місця гідрозбивання, де знаходиться вінець гідрозбивання з форсунками. Вся система управляється автоматично залежно від технологічного процесу [5].

Таблиця 1 – Порівняння різних систем гідрозбивання [4]

Параметри систем	Типи систем	
	звичайні	роторні
1. Системний тиск, МПа	18,3	20,4
2. Кількість сопел, шт.	16	20
3. Витрата на колектор, л/хв	2400	348
4. Витрата на сопло (головку), л/хв	150	17,4
5. Питомий тиск удару, кПа (ат)	620 (6,3)	4000 (40,8)
6. Питома витрата, л/м <sup>2</sup>	24,5	3,8
7. Потужність насоса, кВт	950	450
8. Потрібна енергія, кВт·час	4,0	2,3

Проведений аналіз [1–9] дозволив виявити, які проблеми стоять на шляху ефективності роботи пристроїв гідравлічного видалення окалини.

**Мета та задачі дослідження.** Метою роботи є зниження енергоспоживання пристроїв для гідрозбивання окалини.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- огляд основних частин пристроїв для видалення окалини, виявлення їхніх недоліків;
- пошук резервів для зменшення енергоспоживання.

**Способи енергозбереження.** Частіше для створення напору води в пристроях для гідрозбивання на сьогоднішній день є пристрої з відцентровими насосами з гідравлічними акумуляторами, тобто високонапірна насосна станція.

Як правило, насосна станція складається з 5 насосів (типу ЦНС-180/1050) для подачі води на гідрозбивання окалини та підйомно-поворотних столів.

Основним недоліком застосування системи гідровидалення окалини загалом є підвищене енергоспоживання – потужність приводного електродвигуна насосно-акумуляторної станції порівнянн з сумарною потужністю двигунів приводу ролгангу.

Один із способів зниження енергоспоживання є оптимізація роботи електроприводу насосної станції. Цей спосіб описаний в [4]. Там порівнюється енергоспоживання класичної насосно-акумуляторної станції з дросельним керуванням та насосного агрегату з частотним керуванням.

Застосування частотного приводу для насосних станцій систем гідрозбивання окалини дозволяє

знизили енергоспоживання видалення окалини з металу. При цьому економія електроенергії відбувається в різних «точках» системи гідровидалення окалини: при циклічній роботі системи гідрозбивання частотний перетворювач дозволяє під час пауз між гідрозбиванням переводити двигун у режим так званого «вибігу», при цьому підтримується мінімальна критична частота обертання ротора двигуна з метою можливості достатньо швидкого розгону при включенні гідрозбивання та недопущення виникнення гідроудару по колектору з форсунками та іншою гідравлічною апаратурою, таким чином можна досягти значного (20–25 %) зниження енергоспоживання, оскільки відсутня необхідність заповнювати гідроаккумулятори. У той же час застосування частотного перетворювача для керування електродвигуном насосного агрегату дає можливість повністю реалізувати концепцію граничної ударної енергії потоку, оскільки стає можливим плавне регулювання частоти обертання приводу насоса і, відповідно, регулювання подачі насоса і витрати в широких межах. К таким висновкам прийшла й фірма VOESTALPINE, Лінц, Австрія [2]. Рис. 3 характеризує економію електроенергії при зниженні швидкості відцентрового насоса в період пауз гідрозбивання за допомогою частотного перетворювача і гідромумфти [4].

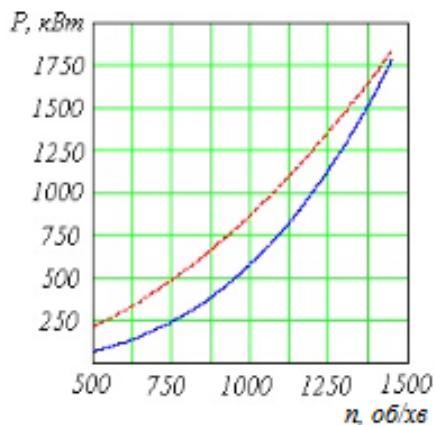


Рис. 3. Економія електроенергії в період пауз гідрозбивання: верхня крива – гідромумфта; нижня крива – регульований електродвигун [4]

Інший спосіб зниження енергоспоживання – це удосконалення пристрою для подачі рідини на поверхню прокату за умови якості очищення металу від окалини. В основі даного способу лежить забезпечення в режимі реального часу необхідної енергії видалення окалини в залежності від характеристик окалини на поверхні виробу шляхом оптимізації параметрів потоків рідини, що дозволяє досягти високої якості видалення окалини [10].

Важливу роль в видаленні окалини відіграє підбір форсунок та їхнє оптимальне розташування. Крім того, це дозволяє реалізувати весь потенціал енергозбереження та запобігти зростанню витрат на електроенергію (рис. 4) [11, 12].

У процесі гідрозбивання особливе значення має

сила удару (імпект) форсунки. Велика сила удару форсунок гідрозбивання досягається завдяки їхній спеціальній конструкції у вигляді плоскофакельних форсунок з дуже малою товщиною смолоскипа, що досягається шляхом поєднання спеціальної вставки та фільтра-стабілізатора [11].

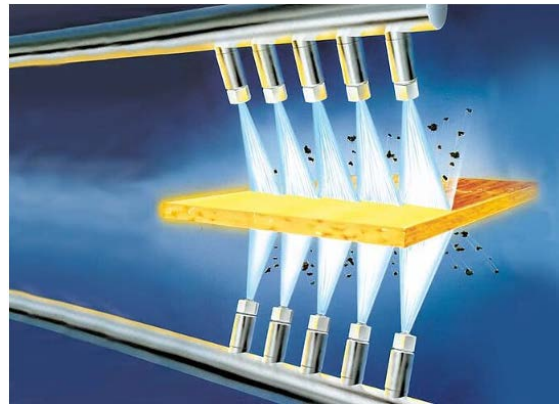


Рис. 4. Колектор з форсунками для видалення окалини німецької фірми Lechler

На рис. 5 представлений пристрій серії форсунок фірми Lechler SCALEMASTER: на ділянці підведення води перед форсункою передбачено напрямний пристрій для струменя, який створює згладжений потік води без турбулентності [11].

Форсунки гідрозбивання Lechler набули широкої популярності та забезпечують оптимальні умови для найвищої якості продукції, низьких витрат на обслуговування та зниження зносу валків.

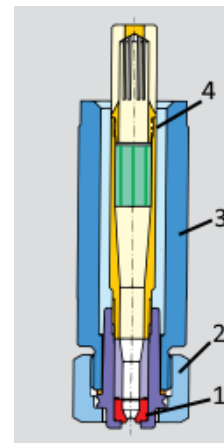


Рис. 5. Форсунка фірми Lechler SCALEMASTER: 1 – форсунка; 2 – накидна гайка; 3 – ніпель; 4 – напрямний пристрій для потоку води на вході

**Висновки.** 1. Правильний вибір сопел та їхнє оптимальне розташування знижує витрати на електроенергію та підвищує якість очищення металу від окалини.

2. Істотним резервом, що дозволяє значно знизити енергоспоживання установки гідровидалення окалини є застосування частотного приводу як пристрою, що керує електродвигуном насосної станції або електродвигуна постійної швидкості спільно з гідромумфтою.



## Список літератури

1. Грабовський Г. Г., Ієвлев М. Г., Чистоп'янов О. Ф. Теоретичний аналіз механізмів руйнування окалини при гідрозбиванні. *Автоматизація виробничих процесів*. 2005. № 2 (21). С. 99–106.
2. Manfred M. W. Upscaling of descaling – 2nd International Conference on hydraulic de-scaling in rolling mills. *Steel Times International*. 1988. No. 1. P. 17–18.
3. Silk N. J. The practical aspects of hydraulic de-scaling. *Steel Times International*. 2001. No. 7. P. 38.
4. Грабовський Г. Г., Ієвлев М. Г., Євдоксін А. В., Корбут В. Б. Енергозбереження в системах гідрозбивання окалини на станах гарячої прокатки. *Промислова електроенергетика та електротехніка*. 2005. № 4. С. 59–63.
5. Ієвлев М. Г., Корбут В. Б. Енергозберігаюча автоматизована система гідрозбивання окалини для стана гарячої прокатки. *Науково-технічна інформація*. 2012. № 1 (51). С. 44–48.
6. Добряк В. Д., Степаненко О. М., Угрюмов Ю. Д. Пат. 97007, Україна. *Пристрій для гідрозбивання окалини*. 2015.
7. Степаненко О. М., Добряк В. Д., Угрюмов Ю. Д. Пат. 105598, Україна. *Пристрій для гідрозбивання окалини з внутрішньої поверхні нагрітих довгомірних нерухомих труб*. 2016.
8. Sheridan A. T., Simon P. Descaling of Steels in Rolling Mills. *European Steel-making Developments & Perspectives in Rolling & Reheating: Conf. (1–2 February 1995, Luxembourg)*. Luxembourg, 1995. 224 p.
9. Бердніков О. К., Євгіненко І. О., Левіна В. І. Пат. 21334, Україна. *Пристрій для гідролічного видалення окалини із плоского прокату*. 2007.
10. Серєда Б. П., Прищип М. Г., Кругляк І. В., Васильченко Т. О. *Прокатка листів та штаб*. Запоріжжя: ЗДІА, 2012. 186 с.
11. *Lechler*. URL: <https://www.lechler.com/de-en/lechler-uk> (дата звернення: 05.12.2022).
12. Ельс Б., Фігер-Шланген К., Шустер І., Арменат Ю. Пат. 78237, Україна. *Пристрій і спосіб видалення окалини, яка відшаровується, з поверхні сляба*. 2007.
2. Manfred M. W. Upscaling of descaling – 2nd International Conference on hydraulic de-scaling in rolling mills. *Steel Times International*. 1988. no. 1, pp. 17–18.
3. Silk N. J. The practical aspects of hydraulic de-scaling. *Steel Times International*. 2001. no. 7, p. 38.
4. Hrabov'skyi H. H., Iyevlyev M. H., Yevdoksin A. V., Korbut V. B. Enerhozberezhennya v systemakh hidrozbyvannya okalyny na stanakh haryachoyi prokatky [Energy saving in slag hydro-beating systems on hot rolling mills]. *Promyslova elektroenerhetyka ta elektrotehnika*. 2005. no. 4, pp. 59–63.
5. Iyevlyev M. H., Korbut V. B. Enerhozberihayucha avtomatyzovana systema hidrozbyvannya okalyny dlya stana haryachoyi prokatky [Energy-saving automated slag hydro-beating system for hot rolling mill]. *Naukovo-tekhnichna informatsiya*. 2012, no. 1 (51), pp. 44–48.
6. Dobryak V. D., Stepanenko O. M., Uhryumov Yu. D. *Prystriy dlya hidrozbyvannya okalyny* [Device for hydro whipping of scale]. Patent UA, no. 97007, 2015.
7. Stepanenko O. M., Dobryak V. D., Uhryumov Yu. D. *Prystriy dlya hidrozbyvannya okalyny z vnutrishn'oyi poverkhni nahritykh dovhomirnykh nerukhomykh trub* [Device for hydraulic descaling from inner surfaces of heated still lengthy pipes]. Patent UA, no. 105598, 2016.
8. Sheridan A. T., Simon P. Descaling of Steels in Rolling Mills. *European Steel-making Developments & Perspectives in Rolling & Reheating: Conf. (1–2 February 1995, Luxembourg)*. Luxembourg, 1995. 224 p.
9. Berdnikov O. K., Yevhynenko I. O., Levina V. I. *Prystriy dlya hidravlichnogo vydalennya okalyny iz ploskoho prokatu* [Device for hydraulic descaling of flat rolled products]. Patent UA, no. 21334, 2007.
10. Sereda B. P., Pryshchyp M. H., Kruhlyak I. V., Vasylychenko T. O. *Prokatka lystiv ta shtab* [Sheet rolling and headquarters]. Zaporizhzhya, ZDIA Publ., 2012. 186 p.
11. *Lechler*. Available at: <https://www.lechler.com/de-en/lechler-uk> (accessed 05.12.2022).
12. El's B., Fiher-Shlanhen K., Shuster I., Armenat Yu. *Prystriy i sposib vydalennya okalyny, yaka vidsharovuyet'sya, z poverkhni slyaba* [Device and method for removing loose cinder from surface of slab]. Patent UA, no. 78237, 2007.

## References (transliterated)

1. Hrabov'skyi H. H., Iyevlyev M. H., Chystop'yanov O. F. Teoretychnyy analiz mekhanizmiv ruynuvannya okalyny pry hidrozbyvanni [Theoretical analysis of the mechanisms of scum destruction during hydraulic thrashing]. *Avtomatyzatsiya vyrobnychyykh protsesiv*. 2005, no. 2 (21), pp. 99–106.

Надійшла (received) 11.12.2022

## Відомості про авторів / About the Authors

**Міронов Костянтин Анатолійович (Mironov Konstantin)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», заступник директора ННІ МІТ; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6034-410X>; e-mail: konst.mironov@gmail.com

**Дмитрієнко Ольга Вячеславівна (Dmytrienko Olha)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідролічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3510-2176>; e-mail: olga\_dm@meta.ua

*О. М. ФАТЄЄВ, Н. М. ФАТЄЄВА, В. В. ПОЛЯКОВ*

## МЕТОДИ ТА ЗАСОБИ ДІАГНОСТУВАННЯ НАСОСІВ І ГІДРОМОТОРІВ ЗА КОЕФІЦІЄНТОМ КОРИСНОЇ ДІЇ

Для визначення технічного стану елементів гідроприводів під час експлуатації пропонується вибрати спосіб контролю, який забезпечує ефективну оцінку за найменших витрат і дозволяє визначити ті параметри, зміна яких під час експлуатації призводить до максимальних втрат. Крім того, обрані параметри мають давати змогу здійснювати контроль технічного стану елементів гідроприводу без зняття їх з машини і без розбирання. Цим вимогам, насамперед, відповідає контроль технічного стану гідроприводу за коефіцієнтом корисної дії. Розглянуто визначення загальних втрат, гідромеханічних втрат та об'ємних втрат. Показано, що можна визначити як загальний енергетичний коефіцієнт корисної дії, так і гідромеханічний коефіцієнт корисної дії, оцінити втрати за вказаними рівняннями, з урахуванням ефекту стисливості робочої рідини. Для визначення реальних параметрів гідросистем та для оцінки фактичних показників коефіцієнта корисної дії був використаний комплект засобів діагностики гідравлічних систем, розроблений кафедрою «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури», за допомогою якого параметри, які вимірюються, можуть бути записані на внутрішню карту пам'яті або передані через бездротовий Bluetooth зв'язок на персональний комп'ютер PC або Android-пристрій (смартфон, планшет) для подальшої обробки. Наведена схема для випробування насосів з відкритим та закритим контурами, а також схема випробування гідромоторів. В наведених схемах вказано на яких позиціях можливо використовувати даний комплект. Наведені теоретичні залежності, спільно з обробленими даними, та отриманими за допомогою розробленого комплексу засобів діагностики, дозволяють визначити та побудувати реальні характеристики агрегатів з урахуванням втрати потужності, яка може змінюватися в залежності від рівня тиску, температури рідини і кількості повітря, розчиненого в рідині.

**Ключові слова:** насос, гідромотор, коефіцієнт корисної дії, втрати потужності, гідроустаткування, комплект засобів діагностики, тестер гідравлічний.

*O. FATYUEV, N. FATIEVA, V. POLIAKOV*

## METHODS AND MEANS OF DIAGNOSING PUMPS AND HYDRAULIC MOTORS BY EFFICIENCY

To determine the technical condition of the elements of hydraulic drives during exploitation, it is proposed to choose a control method that provides an effective assessment at the lowest cost and allows you to determine those parameters, the change of which during exploitation leads to maximum losses. In addition, the selected parameters should allow to control the technical condition of the hydraulic drive elements without removing them from the machine and without disassembly. These requirements, first of all, corresponds to the control of the technical condition of the hydraulic drive by the coefficient of efficiency. The definition of total losses, hydromechanical losses and volumetric losses is considered. It is shown that it is possible to determine both the total energy efficiency and the hydromechanical efficiency, to estimate the losses by the specified equations, taking into account the effect of compressibility of the working fluid. To determine the real parameters of hydraulic systems and to assess the actual performance of the efficiency, a set of diagnostic tools for hydraulic systems developed by the Department of Hydraulic Machines named after academician G. F. Proskura was used, with which the measured parameters can be recorded on an internal memory card or transmitted via wireless Bluetooth to a personal computer PC or Android device (smartphone, tablet) for further processing. A scheme for testing pumps with open and closed circuits, as well as a scheme for testing hydraulic motors is given. These schemes indicate on which positions this set can be used. The given theoretical dependences, together with the processed data, and obtained with the help of the developed set of diagnostic tools, allow to determine and build the real characteristics of the units, taking into account the power loss, which can vary depending on the pressure level, fluid temperature and the amount of air dissolved in the liquid.

**Keywords:** pump, hydraulic motor, efficiency, power loss, hydraulic equipment, complete set of diagnostic tools, hydraulic tester.

**Вступ.** Призначенням гідроприводу в будь-якій машині є перетворення механічної енергії приводного двигуна в енергію потоку рідини і далі в механічну енергію виконавчих органів.

Зміна технічного стану того чи іншого гідроагрегату по-різному позначається на зниженні продуктивності машини. Найбільше зменшується продуктивність машини при зниженні ефективності роботи насоса. Час роботи окремих виконавчих гідродвигунів (гідромоторів і гідроциліндрів) становить від 5 % до 25 % часу роботи насоса, а окремих розподільних пристроїв – 15–30 %.

Для визначення технічного стану елементів гідроприводів під час експлуатації необхідно вибрати спосіб контролю, який забезпечував би ефективну оцінку за найменших витрат і дозволив би визначити ті параметри, зміна яких під час експлуатації призводить до максимальних втрат. Крім того, обрані параметри мають давати змогу здійснювати контроль технічного стану елементів гідроприводу без зняття їх з машини і без розбирання. Цим вимогам, насамперед, відповідає контроль технічного стану гідроприводу за

коефіцієнтом корисної дії (ККД).

**Методи діагностування насосів і гідромоторів за коефіцієнтом корисної дії.** Згідно стандарту ДСТУ ISO 4409:2013 [1] «Насоси об'ємні, гідромотори та гідропередачі. Методи випробування та подання основних сталих робочих характеристик» визначаються наступні поняття:

- *загальний ККД насоса* (pump overall efficiency)

$\eta_r^p$  – відношення значення потужності, яка передається рідині протягом її проходження насосом, до значення механічної потужності на вході, як наведено у рівнянні (1):

$$\eta_r^p = \frac{(q_{V_{2,e}} \cdot p_{2,e}) - (q_{V_{1,e}} \cdot p_{1,e})}{2\pi \cdot n \cdot T}, \quad (1)$$

де  $q_{V_{2,e}}$  – дійсна витрата на виході насоса (pump effective outlet flow rate);

$p_e$  – дійсний тиск (effective pressure). Тиск робочої рідини відносно атмосферного тиску, значення якого є позитивним, якщо тиск перевищує атмосферний, або негативним, якщо тиск менше ніж

атмосферний;

$n$  – частота обертання вала. Кількість обертів приводного вала за одиницю часу;

$T$  – крутний момент. Вимірне значення крутного моменту на валу випробовуваного пристрою;

- **об'ємний ККД насоса** (pump volumetric efficiency)  $\eta_V^P$  – відношення значення витрати на виході, придатної для роботи, до добутку значень корисного об'єму насоса,  $V_i$ , та частоти обертання вала,  $n$ , за визначених умов, як наведено у рівнянні (2):

$$\eta_V^P = \frac{q_{V_2,e}}{V_i^P \cdot n}, \quad (2)$$

де  $V_i$  – корисний об'єм (derived capacity). Об'єм робочої рідини, переміщуваної насосом або гідромотором за один оберт, розрахований з вимірювань за різних значень швидкості в умовах випробовування [2].

Експериментальне визначення повного корисного об'єму  $V_i$  насоса або гідромотора описано в ДСТУ ISO 8426:2013 [3] або в [4]. Однак, в даний час не існує експериментального методу для визначення мінімального об'єму робочої камери. Ця інформація повинна бути або надана виробником, або розрахована на основі розмірів компонентів насоса або гідромотора.

З точки зору ефективності, більшість розробників насосів і гідромоторів намагаються звести до мінімуму «мертвий» об'єм  $V_{\min}$ . Для багатьох насосів і двигунів відношення  $V_{\min}/V_i$  менше 1. Однак існують також конструкції, в яких відношення  $V_{\min}/V_i$  набагато більше, як, наприклад, у аксіально-поршневому насосі з похилим диском. Ситуація значно ускладнюється для машин зі змінним робочим об'ємом. Якщо, наприклад, в аксіально-поршневому насосі з похилим диском, зменшити кут повороту, то мертвий об'єм збільшиться, а витіснений об'єм одночасно зменшиться. Це може призвести до високих значень відношення  $V_{\min}/\Delta V$ . Дослідження [5] доводить, що визначення гідромеханічного ККД за стандартом ISO 4409 може призвести до похибки навіть більше 15 %. Також для машин цифрового поршневого типу і машин, що використовують зворотні клапани для перемикання, співвідношення буде залежати від фаз клапанів і клапанної динаміки впускного і випускного клапанів [6].

У дослідженні [7] пропонується нове визначення, у порівнянні з визначенням ISO, теоретичного крутного моменту, який відрізняється поправочним коефіцієнтом  $a_1$ . Цей коефіцієнт залежить від перепаду тиску  $\Delta p$ , середнього ізентропійного об'ємного модуля оливи  $K_S$  і співвідношення між мінімальним об'ємом камери витіснення  $V_{\min}$  і об'ємом витіснення  $V_i$ . Всі ці параметри мають додатне значення, а це означає, що  $a_1 < 1$ . Для малих перепадів тиску і малих мертвих об'ємів поправка теоретичного крутного моменту не є суттєвою. Однак, існують також ситуації, в яких ISO 4409 завищує теоретичний крутний момент на цілих 10 % або навіть вище.

Таким чином, авторами дослідження [7] пропонується розраховувати **загальний ККД** шляхом порівняння механічної потужності з гідравлічною:

- для насоса:

$$\eta_t^P = \frac{a_2 \cdot p_2 \cdot Q_2 - p_1 \cdot Q_1}{T \cdot \omega},$$

- для гідромотора:

$$\eta_t^M = \frac{T \cdot \omega}{a_2 \cdot p_2 \cdot Q_2 - p_1 \cdot Q_1},$$

де поправочний коефіцієнт  $a_2$  знаходиться як:

$$a_2 = 1 + \frac{p_2}{2K_S}.$$

**Гідромеханічний ККД** пропонується визначати за новим визначенням [7] шляхом порівняння вимірної механічної потужності з теоретичним крутним моментом:

- для насоса:

$$\eta_{hm}^P = \frac{T_{th} \cdot \omega}{T \cdot \omega} = \frac{\Delta p \cdot V_g \cdot a_1}{2\pi \cdot T};$$

- для гідромотора:

$$\eta_{hm}^M = \frac{T \cdot \omega}{T_{th} \cdot \omega} = \frac{2\pi \cdot T}{\Delta p \cdot V_g \cdot a_1},$$

де поправочний коефіцієнт  $a_1$  знаходиться як:

$$a_1 = 1 - \frac{\Delta p}{K_S} \left( \frac{1}{2} + \frac{V_{\min}}{\Delta V} \right).$$

На прикладі [8] доведено, що вплив нових визначень на загальні втрати для насоса на 5–9 % менші, а для гідромотора на 12–14 % перевищують втрати, отримані з використанням методів і визначень ISO 4409. Це пов'язано з врахуванням впливу внутрішньої енергії, що призводить до збільшення гідравлічної потужності на виході насоса, і більшого гідравлічного навантаження на вході мотора, ніж при використанні ISO-визначень.

Нові визначення втрат, наведені в роботі [7], показують набагато більший вплив на розрахункові гідромеханічні втрати. Нові визначення призводять до збільшення гідромеханічних втрат насосів, в той час, як ті ж втрати зменшуються від 41 % до 68 % для гідромоторів. Це дослідження також доводить, що нові визначення мають сильний вплив на об'ємні втрати. Для насоса розрахункові втрати зменшуються від 48 % до 75 %. При використанні нових визначень, об'ємні втрати насоса майже ідентичні вимірним втратам дренажного потоку. Для гідромотора, однак, новий розрахунок об'ємних втрат дає набагато більше значення, ніж отримане за допомогою рівнянь ДСТУ ISO 4409:2013. Втрати в 1,8–2,2 рази вищі за новими визначеннями. Ці результати аналізуються при тиску в системі 400 бар. Різниця стає меншою для нижчих рівнів тиску [9].

ДСТУ ISO 4409:2013 є непослідовним у розрахунку впливу стисливості оливи, хоча він вимагає врахування стисливості оливи у витратах, він не вимагає такої ж поправки для визначення ККД:

- визначення загального та гідромеханічного ККД для гідростатичних насосів та гідромоторів повинні бути скориговані шляхом включення ефекту стисливості [10, 11];

- чинні визначення об'ємного ККД за стандартом ДСТУ ISO 4409:2013 базуються на співвідношенні витрат, а не на потужності. Для цілей аналізу втрат потужності та аналізу перетворення енергії необхідні нові визначення.

- було б більш корисно визначити рівняння для втрат потужності замість того, щоб розділяти втрати за допомогою визначень ефективності.

#### Засоби діагностування насосів і гідромоторів.

Для фактичної оцінки стану гідрообладнання в реальних умовах [12], а також для випробування насосів, було розроблено комплект засобів діагностики гідравлічних систем (рис. 1), який містить у собі:

- тестер гідравлічний електронний SHD (Smart Hydraulic DataLogger);

- блок вимірювальних приладів – БВП-200;

- навантажувальний пристрій – НП-200;

- уніфіковані датчики тиску;

- тахометр.

SHD має шість вхідних каналів (три аналогових – тиск  $P$ ,  $P_1$ ,  $P_2$  і три цифрових – витрата  $Q$ , температура  $t$ , частота обертання  $n$ ) і може відображати, записувати й обробляти сигнали від датчиків, під'єднаних до приладу.

Для оперативного вимірювання основних параметрів гідросистеми використовується один роз'єм із трьома каналами ( $Q$ ,  $P$ ,  $t$ ), до якого підключається блок вимірювальних приладів для одночасного вимірювання витрати, тиску і температури робочої рідини.

Для вимірювання тиску в різних точках гідросистеми є два аналогових канали ( $P_1$  і  $P_2$ ) з окремими роз'ємами для підключення датчиків тиску. Для цих датчиків на екрані SHD можуть бути відображені виміряні фактичні, максимальні,

мінімальні значення тиску, а також різниця між значеннями каналів  $P_1$  і  $P_2$  ( $P_1 - P_2$ ). Максимальні та мінімальні значення ( $P_{1min}$ ,  $P_{1max}$ ,  $P_{2min}$ ,  $P_{2max}$ ) можуть бути скинуті в будь-який момент часу натисканням кнопки "Скидання" (Reset). Діапазон вимірювання датчиків, що підключаються, обирається в налаштуванні.

Для вимірювання частоти обертання приводного вала насоса або вала гідромотора передбачено окремий роз'єм із цифровим входом ( $n$ ), до якого під'єднується тахометр.

SHD має вбудований годинник реального часу, що зручно для обробки результатів вимірювань. Поточна дата і час відображається у верхній частині екрана. Коригування поточної дати та часу можливе в режимі налаштування.

Вимірювані значення можна записати на внутрішню карту пам'яті або передати через бездротовий Bluetooth зв'язок на персональний комп'ютер PC або Android-пристрій (смартфон, планшет) для подальшого опрацювання.

Тестер гідравлічний електронний – SHD працює в трьох основних режимах.

Перший режим – вимір та побудова залежності витрати від тиску, а також знаходження потужності в десятих точках відповідно до випробуваних режимів роботи. Таким чином можливо оцінити втрати потужності во всьому діапазоні роботи насоса (гідромотора).

Другий режим – зовнішні датчики тиску, які вимірюють тиск у двох різних точках гідросистеми. Під час проведення вимірювання на екрані відображається поточне значення зовнішніх датчиків тиску, різниця значень тиску, максимальні та мінімальні значення, що може бути використано для оцінки показників надійності гідроустаткування [13].

Третій режим – показання всіх датчиків.

Розроблений комплект засобів діагностики можливо використовувати для діагностики та оцінки стану гідравлічних систем, позиційних агрегатів [14], а також використовувати для випробування насосів та гідромоторів за стандартом ДСТУ ISO 4409:2013, які проводять за наступними схемами:



Рис. 1. Комплект засобів діагностики

- випробування за відкритого контуру (схема для випробування рис. 2);
- випробування за закритого контуру (схема для випробування рис. 3);
- випробування гідромотора (схема для випробування гідромотора рис. 4).

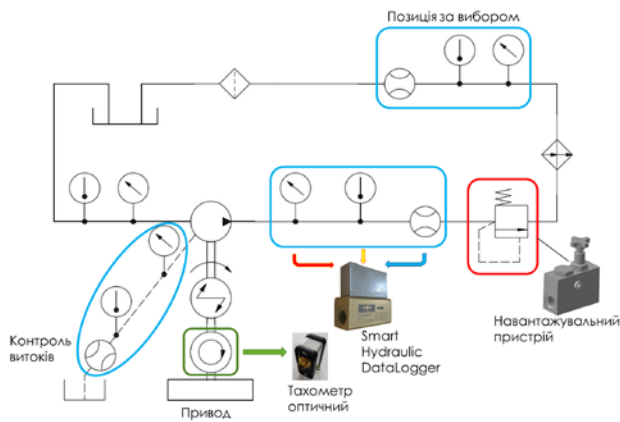


Рис. 2. Схема для випробування насоса (відкритий контур)

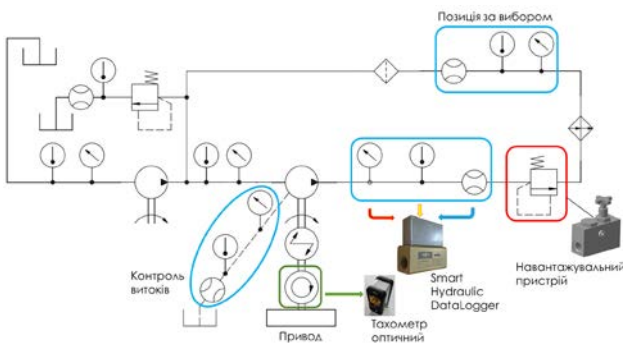


Рис. 3. Схема для випробування насоса (закритий контур)

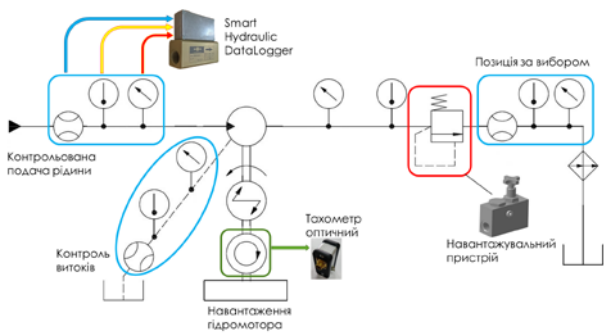


Рис. 4. Схема для випробування гідромотора

**Висновки.** В роботі розглянуто нові визначення загальних втрат, гідромеханічних втрат та об'ємних втрат. Показано, що можна визначити як загальний енергетичний ККД, так і гідромеханічний ККД. Хоча ISO 4409 не надає жодних рівнянь для розрахунку втрат потужності, ці рівняння можна вивести з визначень ефективності, наведених в ISO 4409. Таким чином, пропонується виправити ці рівняння втрат за вказаними рівняннями, щоб включити ефекти стисливості робочої рідини, що зменшить вплив на загальну похибку.

Розроблено й розглянуто комплект засобів діагностики гідравлічних систем за допомогою якого можливо оцінити фактичний стан гідрообладнання в реальних умовах. Випробування насосів і гідромоторів пропонується проводити за вказаними схемами та за допомогою розробленого комплексу засобів діагностування. Таким чином, можливо побудувати реальні характеристики агрегатів з урахуванням втрати потужності, яка може змінюватися в залежності від рівня тиску, температури рідини і кількості повітря, розчиненого в рідині.

#### Список літератури

1. ДСТУ ISO 4409:2013. Об'ємні гідроприводи. Насоси об'ємні, гідромотори та гідропередачі. Методи випробування та подання основних сталих робочих характеристик (ISO 4409:2007, IDT) / Нац. Стандарт України. Київ: Мінекономрозвитку України, 2014. 17 с.
2. Toet G., Johnson J., Montague J., Torres K., Garcia-Bravo J. The Determination of the Theoretical Stroke Volume of Hydrostatic Positive Displacement Pumps and Motors from Volumetric Measurements. *Energies*. 2019. Vol. 12, issue 3. P. 415. doi: 10.3390/en12030415
3. ДСТУ ISO 8426:2013. Об'ємні гідроприводи. Насоси об'ємні та гідромотори. Методи визначення корисного об'єму (ISO 8426:2008, IDT) / Нац. Стандарт України. Київ: Мінекономрозвитку України, 2014. 10 с.
4. Costa G. K., Sepehri N. Understanding overall efficiency of hydrostatic pumps and motors. *International Journal of Fluid Power*. 2018. Vol. 19, issue 2. P. 106–116. doi: 10.1080/14399776.2018.1476306
5. Manring N., Williamson C. Calculating the Mechanical and Volumetric Efficiencies for Check-Valve Type, Digital Displacement Pumps. *Proceedings of the BATH/ASME 2018 Symposium on Fluid Power and Motion Control (12–14 September 2018, Bath, UK)*. Bath: ASME, 2018. P. no. FPMC2018-8834, V001T01A016. 10 p. doi: 10.1115/FPMC2018-8834
6. Achten P., Potma J., Eggenkamp S. A New Hydraulic Pump and Motor Test Bench for Extremely Low Operating Speeds. *Proceedings of the ASME/BATH 2017 Symposium on Fluid Power and Motion Control (16–19 October 2017, Sarasota, Florida, USA)*. Sarasota: ASME, 2017. P. no. FPMC2017-4232, V001T01A015. 6 p. doi: 10.1115/FPMC2017-4232
7. Achten P., Mommers R., Nishiumi T., Murrenhoff H., Sepehri N., Stelson K., Palmberg J., Schmitz K. Measuring the Losses of Hydrostatic Pumps and Motors: A Critical Review of ISO 4409:2007. *Proceedings of the ASME/BATH 2019 Symposium on Fluid Power and Motion Control (7–9 October 2019, Longboat Key, Florida, USA)*. Longboat Key: ASME, 2019. P. no. FPMC2019-1615, V001T01A007. 11 p. doi: 10.1115/FPMC2019-1615
8. *Performance of Hydrostatic Machines. Extensive Measurement Report*. URL: <https://www.google.com/search?client=firefox-b-d&q=1.+Performance+of+hydrostatic+machines.+Extensive+measurement+report> (дата звернення: 10.12.2022).
9. Li P. Y., Barkei J. Hydraulic Effort and the Efficiencies of Pump and Motors With Compressible Fluid. *Proceedings of the BATH/ASME 2020 Symposium on Fluid Power and Motion Control (9–11 September 2020, Virtual, Online)*. ASME, 2020. P. no. FPMC2020-2801, V001T01A051. 13 p. doi: 10.1115/FPMC2020-2801
10. Achten P., Potma J., Achten J. Low Speed Performance of Axial Piston Machines. *Proceedings of the BATH/ASME 2018 Symposium on Fluid Power and Motion Control (12–14 September 2018, Bath, UK)*. Bath: ASME, 2018. P. no. FPMC2018-8832, V001T01A014. 10 p. doi: 10.1115/FPMC2018-8832
11. Schänzle C., Pelz P. F. Meaningful and Physically Consistent Efficiency Definition for Positive Displacement Pumps – Continuation of the Critical Review of ISO 4391 and ISO 4409. *Proceedings of the ASME/BATH 2021 Symposium on Fluid Power and Motion Control (19–21 October 2021, Virtual, Online)*. ASME, 2021. P. no. FPMC2021-68739, V001T01A027. 8 p. doi: 10.1115/FPMC2021-68739

- 10.1115/FPMC2021-68739
12. Фатеев А. Н., Салыга Т. С., Красильник А. В., Ерёмин А. В. Методика диагностики и настройки гидравлических систем тестером гидравлическим ТГ-200. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 45 (1154). P. 106–110.
  13. Фатеева Н. Н., Фатеев А. Н. Оценка показателей надежности гидрооборудования с учетом влияния величины рабочего давления. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 104–108. doi: 10.20998/2411-3441.2019.17.15
  14. Черкашенко М. В., Фатеева Н. Н., Фатеев А. Н., Салыга Т. С., Радченко Л. Р. Позиционные гидропневмоагрегаты. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 45 (1154). С. 4–8.
- References (transliterated)**
1. DSTU ISO 4409:2013 *Ob'yemni hidropriyvody. Nasosy ob'yemni, hidromotory ta hidroporedachi. Metody vyprovuvannya ta podamyi osnovnykh stalykh robochykh kharakterystyk* [State Standard 4409:2013. Volumetric hydraulic drives. Positive displacement pumps, hydraulic motors and hydraulic transmissions. Methods of testing and presentation of the main stable operating characteristics]. Kyiv, Ministry of Economic Development and Trade of Ukraine Publ., 2014. 17 p.
  2. Toet G., Johnson J., Montague J., Torres K., Garcia-Bravo J. The Determination of the Theoretical Stroke Volume of Hydrostatic Positive Displacement Pumps and Motors from Volumetric Measurements. *Energies.* 2019, vol. 12, issue 3, p. 415. doi: 10.3390/en12030415
  3. DSTU ISO 8426:2013. *Ob'yemni hidropriyvody. Nasosy ob'yemni ta hidromotory. Metody vyznachannya korysnoho ob'yemu* [State Standard 8426:2013. Volumetric hydraulic drives. Positive displacement pumps and hydraulic motors. Methods of determining the useful volume]. Kyiv, Ministry of Economic Development and Trade of Ukraine Publ., 2014. 10 p.
  4. Costa G. K., Sepehri N. Understanding overall efficiency of hydrostatic pumps and motors. *International Journal of Fluid Power.* 2018, vol. 19, issue 2, pp. 106–116. doi: 10.1080/14399776.2018.1476306
  5. Manning N., Williamson C. Calculating the Mechanical and Volumetric Efficiencies for Check-Valve Type, Digital Displacement Pumps. *Proceedings of the BATH/ASME 2018 Symposium on Fluid Power and Motion Control (12–14 September 2018, Bath, UK).* Bath, ASME Publ., 2018, p. no. FPMC2018-8834, V001T01A016, 10 p. doi: 10.1115/FPMC2018-8834
  6. Achten P., Potma J., Eggenkamp S. A New Hydraulic Pump and Motor Test Bench for Extremely Low Operating Speeds. *Proceedings of the ASME/BATH 2017 Symposium on Fluid Power and Motion Control (16–19 October 2017, Sarasota, Florida, USA).* Sarasota, ASME Publ., 2017, p. no. FPMC2017-4232, V001T01A015, 6 p. doi: 10.1115/FPMC2017-4232
  7. Achten P., Mommers R., Nishiumi T., Murrenhoff H., Sepehri N., Stelson K., Palmberg J., Schmitz K. Measuring the Losses of Hydrostatic Pumps and Motors: A Critical Review of ISO 4409:2007. *Proceedings of the ASME/BATH 2019 Symposium on Fluid Power and Motion Control (7–9 October 2019, Longboat Key, Florida, USA).* Longboat Key, ASME Publ., 2019, p. no. FPMC2019-1615, V001T01A007, 11 p. doi: 10.1115/FPMC2019-1615
  8. *Performance of Hydrostatic Machines. Extensive Measurement Report.* Available at: <https://www.google.com/search?client=firefox-b-d&q=1.+Performance+of+hydrostatic+machines.+Extensive+measurement+report> (accessed 10.12.2022).
  9. Li P. Y., Barkei J. Hydraulic Effort and the Efficiencies of Pump and Motors With Compressible Fluid. *Proceedings of the BATH/ASME 2020 Symposium on Fluid Power and Motion Control (9–11 September 2020, Virtual, Online).* ASME, 2020, p. no. FPMC2020-2801, V001T01A051, 13 p. doi: 10.1115/FPMC2020-2801
  10. Achten P., Potma J., Achten J. Low Speed Performance of Axial Piston Machines. *Proceedings of the BATH/ASME 2018 Symposium on Fluid Power and Motion Control (12–14 September 2018, Bath, UK).* Bath, ASME Publ., 2018, p. no. FPMC2018-8832, V001T01A014, 10 p. doi: 10.1115/FPMC2018-8832
  11. Schänzle C., Pelz P. F. Meaningful and Physically Consistent Efficiency Definition for Positive Displacement Pumps – Continuation of the Critical Review of ISO 4391 and ISO 4409. *Proceedings of the ASME/BATH 2021 Symposium on Fluid Power and Motion Control (19–21 October 2021, Virtual, Online).* ASME Publ., 2021, p. no. FPMC2021-68739, V001T01A027, 8 p. doi: 10.1115/FPMC2021-68739
  12. Fatyeyev A. N., Salyga T. S., Krasil'nik A. V., Eremin A. V. Metodika diagnostiki i nastroyki gidravlicheskih sistem testerom gidravlicheskim TG-200 [Methods of diagnostics and adjustment of hydraulic systems with a hydraulic tester TG-200]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 45 (1154), pp. 106–110.
  13. Fatieieva N. N., Fatyeyev A. N. Otsenka pokazateley nadezhnosti gidrooborudovaniya s uchetom vliyaniya velichiny rabocheho davleniya [Estimation of indicators of reliability of hydraulic equipment taking into account the influence of the value of working pressure]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 1, pp. 104–108. doi: 10.20998/2411-3441.2019.17.15
  14. Cherkashenko M. V., Fatieieva N. N., Fatyeyev A. N., Salyga T. S., Radchenko L. R. Pozitsionnye gidropnevmoagregaty [Positional hydropneumatic units]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 45 (1154), pp. 4–8.

Надійшло (received) 11.12.2022

#### Відомості про авторів / About the Authors

**Фатєєв Олександр Миколайович (Fatyeyev Oleksandr)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9212-4507>; e-mail: fatyan1@ukr.net

**Фатєєва Надія Миколаївна (Fatieieva Nadiia)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6955-5301>; e-mail: nadin\_yak@ukr.net

**Поляков Валерій Валерійович (Poliakov Valerii)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: valerii.poliakov@mit.khpi.edu.ua

*А. С. РОГОВИЙ, С. І. ЛУК'ЯНЕЦЬ, А. О. НЕСКОРОЖЕНИЙ, О. Л. ШУДРИК, П. В. ТОЛСТИЙ*

## ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИХОРОКАМЕРНИХ НАСОСІВ ПІД ЧАС ПЕРЕКАЧУВАННЯ НАФТИ З ЗА РІЗНОГО ТИСКУ ВСМОКТУВАННЯ

Покращення ефективності перекачування нафти є актуальною та складною задачею внаслідок значної розмаїтості складу, фізичних властивостей та домішок, що можуть потрапляти в нафту. Серед засобів транспортування нафти поширення отримують струминні насоси та технології. Струминні машини та апарати мають високі показники надійності внаслідок відсутності рухомих органів за низької ефективності, що пов'язане з передачею енергії між струменями, а вихорокамерні нагнітачі виділяються серед інших насосів струминного типу поєднанням позитивних якостей відцентрових та струминних насосів. Метою роботи є визначення характеристик вихорокамерних насосів (ВКН) під час перекачування нафти за різних умов всмоктування нафти. Дослідження проведено числовим шляхом вирішенням осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса. Аналіз чутливості результатів розрахунку проведено для трьох сіток за використання моделі турбулентності Shear Stress Transport (SST). Вперше на основі аналітичних досліджень отримані залежності зміни основних інтегральних параметрів роботи ВКН від надлишкового тиску в каналі всмоктування. Збільшення надлишкового тиску в каналі всмоктування дозволяє збільшити максимальну витрату всмоктування на 44 %, а відносний ККД – на 14 %. Збільшення тиску у каналах всмоктування зменшує відносний корисний тиск на виході з насоса на 30 %. Відбувається лінійне зменшення відносного корисного тиску на виході з насоса в режимах відсутності статичного тиску на виході. Також, відбувається практично лінійне зростання витрати всмоктування але з більшим кутлом нахилу характеристики, що приводить до збільшення відносного ККД. За збільшення ККД ВКН, у порівнянні з серійним прямооточним струминним насосом, зменшено лінійний габаритний розмір більше ніж в 3 рази.

**Ключові слова:** вихорокамерний насос, нафта, числовий розрахунок, інтегральні параметри, ефективність, витрата.

*A. ROGOVYI, S. LUKIANETS, A. NESKOROZHENYI, O. SHUDRYK, P. TOLSTYI*

## VORTEX CHAMBER PUMP CHARACTERISTICS DURING OIL PUMPING WITH DIFFERENT SUCTION PRESSURES

Improving the efficiency of oil pumping is an urgent and difficult task due to the significant variety of composition, physical properties and impurities that can enter the oil. Among the means of oil transportation, jet pumps and technologies are gaining popularity. Jet machines and devices have high-reliability indicators due to the absence of moving bodies at low efficiency, which is associated with the energy transfer between jets, and vortex chamber superchargers stand out among other jet-type pumps by combining the positive qualities of centrifugal and jet pumps. The aim of the work is to determine the characteristics of vortex chamber pumps (VCP) during oil pumping with different conditions of oil suction. The study was carried out numerically by solving the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. The sensitivity analysis of the calculation results was carried out for three grids using the Shear Stress Transport (SST) turbulence model. For the first time, on the basis of analytical studies, the dependences of changes in the main integral parameters of the VCP operation efficiency on the gauge pressure in the suction channel were obtained. Increasing the suction gauge pressure allows to increase the maximum suction flow rate by 44 %, and the maximum relative efficiency by 14 %. Increasing the pressure in the suction channels reduces the relative effective pressure at the pump outlet by 30 %. There is a linear decrease in the relative effective pressure at the pump outlet in the absence of outlet static pressure. Also, there is an almost linear increase in suction flow rate, but with a greater angle of characteristic inclination, which leads to an increase in relative efficiency. Along with an increase in the efficiency of the VKN in comparison with a serial direct-flow jet pump, the linear overall size has been reduced by more than 3 times.

**Keywords:** vortex chamber pump, numerical calculation, integral parameters, efficiency, flow rate.

**Вступ.** Покращення ефективності перекачування нафти є актуальною та складною задачею внаслідок значної розмаїтості складу, фізичних властивостей та домішок, що можуть потрапляти в нафту [1]. Тому, ККД насосів менші у порівнянні з їх роботою під час перекачування води [2]. Зі зменшенням ККД класичних насосів актуальним стає пошук та використання нових технологій перекачування на основі струминних машин [3].

Струминні машини та апарати мають високі показники надійності внаслідок відсутності рухомих органів за низької ефективності, що пов'язане з передачею енергії між струменями [4]. Класичні прямооточні струминні насоси мають ККД, який не перевищує 30 % [3], а у більшості промислових випадках використання, ККД не перевищує 10 % [5]. Ерліфти, які часто використовують для транспортування нафти також мають низький ККД [6]. Вихорокамерні нагнітачі мають більш високу ефективність, але досліджень щодо характеристик перекачування нафти ще не проводилося.

**Аналіз останніх досліджень.** Вихорокамерні нагнітачі (ВКН) винайдені більше 30 років тому, перш

за все, для перекачування твердих середовищ [7]. Для цих середовищ винайдені значно більші, у порівнянні з прямооточними струминними нагнітачами, показники ефективності за рахунок збільшення дії відцентрової сили через значне співвідношення густин. ККД ВКН за перекачування води менший, але у випадках перекачування агресивних середовищ, вібрацій, температур, абразивних частинок довговічність таких насосів може бути важливою [8]. В роботі [9] розглянуто характеристики ВКН для перекачування Бінгамівських неньютонівських рідин з різними показниками в'язкості. Зроблено висновок, що ефективність роботи ВКН знижується зі збільшенням в'язкості, але досліджень за перекачування нафти не проводилося.

В роботі [10] виконане дослідження поведінки ВКН під час перекачування нафти з газом та сумісного вирішення рівнянь Рейнольдса та Релея-Плессета. Але, в цій роботі не визначалися й не досліджувалися загальні характеристики ВКН, що важливе для використання їх у промисловості.

Загалом, струминні насоси є затребуваними у нафтогазовій галузі, тому зі збільшенням ККД, ВКН

можуть їх замінити за збереження показників надійності та довговічності [11].

Сучасні дослідження течії у струминних насосах включають числове моделювання на основі вирішення рівнянь Нав'є-Стокса осереднених за Рейнольдсом з використанням тієї або іншої моделі турбулентності. Такий підхід є цілком прийнятним за попередньої верифікації та валідації течії, що проведено в роботах [8, 12]. Основні параметри роботи насоса, розраховані таким чином, є адекватними та помилка розрахунку прийнятна не лише за інтегральними характеристиками, але й за розподілами тиску у вихровій камері.

**Мета.** Метою роботи є визначення характеристик вихорокамерних насосів під час перекачування нафти за різних умов всмоктування нафти.

**Результати досліджень.** ВКН складається з вихрової камери та чотирьох каналів входу та виходу (рис. 1): два осьові канали всмоктування та два тангенціальні канали входу й виходу. Робочий процес базується на поєднанні позитивних якостей струминного та відцентрового насоса. Відцентрова сила дозволяє розраховувати на збільшення ККД струминного насоса зі збільшенням гідравлічної енергії вихідного потоку.

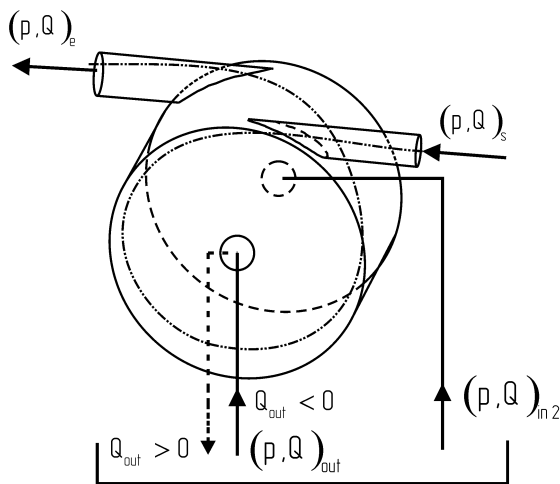


Рис. 1. Вихорокамерний насос

В роботі розрахунок характеристики виконано за умовами фізичного експерименту, тобто зі збільшенням тиску на виході з насоса шляхом коригування витрати. За таких умов тиск на виході з насоса може перевищити значення, за якого частина витрати живлення може потрапляти в один з осьових каналів входу в насос, й перетворювати такий канал на дренажний. В такому випадку, визначається значна зміна в розподілі тиску вздовж вісі насоса зі зростанням тиску на виході. Для перекачування нафти такий режим роботи не є доцільним внаслідок значного зниження витрати у вихідному тангенціальному каналі. Такий режим корисний для перекачування твердого середовища.

Дослідження проведено в програмному середовищі Ansys CFX за використання студентської ліцензії [13]. Аналіз чутливості результатів розрахунку проведено для трьох сіток: 100, 300 та

500 тис. елементів [14]. Визначено, що раціональним є використання сіткового розбиття 500 тис. елементів, що дозволяє збільшити кількість елементів у прикордонному шарі для використання моделі турбулентності SST [15]. Хоча, результати визначення інтегральних характеристик не залежали від кількості елементів, починаючи з 300 тис. Математична модель наведена у [8, 16]. Для більш якісного визначення вакууму біля осі обертання використано виправлення на кривизну ліній струму та обертання потоку [16]. Розрахунок виконано у стаціонарній постановці й виконувався до досягнення нев'язань усіх рівнянь значень  $10^{-5}$  за сталості витрат всмоктування у насос та на виході з насоса, що є стандартним для вихрових пристроїв [17–19].

В якості граничних умов задавалися: повний тиск на вході у тангенціальний канал живлення, відкрита умова зі статичним тиском у каналах всмоктування для ефективного реалізації можливості входу та виходу потоку через ці канали. Значення тиску варіювалося під час дослідження. У вихідному тангенціальному каналі задавався статичний тиск різного значення, що дозволяло отримати характеристику насоса. Фізичні властивості нафти: густина  $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$ , динамічна в'язкість  $\mu = 0,004 \text{ Па}\cdot\text{с}$ . Основні геометричні розміри ВКН: діаметр вихрової камери 50 мм, відносні до діаметра горла вихрової камери діаметри тангенціальних каналів входу – 0,86 та виходу – 1,14. Таким чином, в даному насосі реалізовано робочий режим із всмоктуванням нафти через обидва осьові канали [8].

Для визначення впливу тиску у каналі всмоктування дослідження проведено для п'яти різних тисків: 96 кПа, 80 кПа, 60 кПа, 30 кПа та 0 у відношенні до тиску в каналі живлення характеристики з  $p_{in} = 96 \text{ кПа}$  та  $p_e = 0$ : 0,27; 0,23; 0,18; 0,094 та 0 відповідно.

Аналіз максимальних витрат, що всмоктується насосом показує, що зі збільшенням тиску в каналі всмоктування, збільшується й витрата. Це можна бачити на рис. 2, на якому представлені характеристики ВКН. Збільшення надлишкового тиску в каналі всмоктування до  $0,27p_s$  дозволяє збільшити максимальну витрату всмоктування на 44 %.

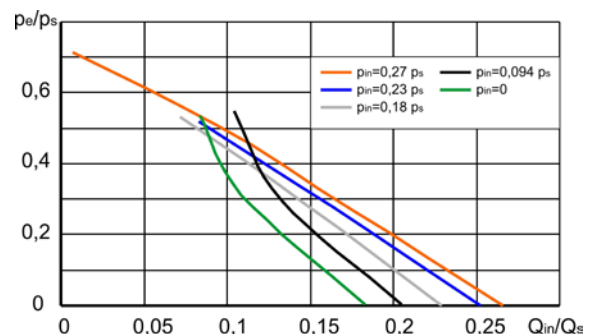


Рис. 2. Характеристики ВКН за різного тиску в каналі всмоктування

Збільшення відносної витрати всмоктування не дозволяє отримати збільшення ефективності роботи



насоса (рис. 3) внаслідок зниження тиску на виході (рис. 4). Ефективність насоса визначалася за ККД насоса:

$$\eta = \frac{p_e - p_{in} + \frac{\rho}{2}(V_e^2 - V_{in}^2)}{p_s - p_e + \frac{\rho}{2}(V_s^2 - V_e^2)} \cdot \frac{Q_{in}}{Q_s} \quad (1)$$

На рис. 3 ККД насоса віднесено до максимального ККД характеристики з  $0,27p_s$  та  $Q_{in}/Q_s = 0,265$ . Збільшення надлишкового тиску в каналі всмоктування до  $0,27p_s$  дозволяє збільшити відносний ККД на 14 %.

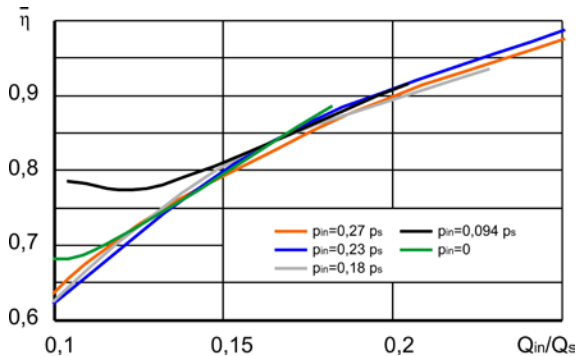


Рис. 3. Залежність відносного ККД від відносної витрати всмоктування у насос

Збільшення тиску у каналах всмоктування зменшує відносний корисний тиск на виході з насоса на 30 %, що можна бачити на рис. 4, якщо аналізувати початок ліній за максимальної витрати всмоктування. Відносний корисний тиск розраховано шляхом відношення корисного тиску до робочого за загальними для струминних насосів формулами (2), (3).

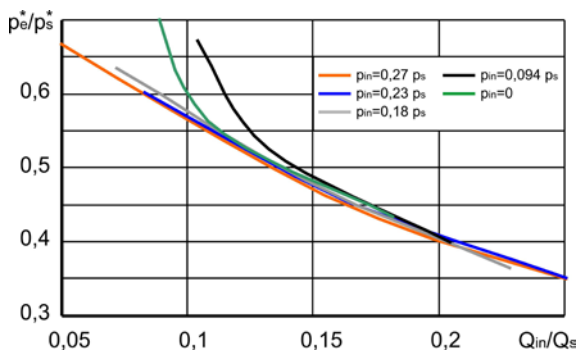


Рис. 4. Залежність відносного корисного тиску на виході з насоса від відносної витрати всмоктування у насос

Корисний тиск:

$$p_e^* = p_e - p_{in} + \frac{\rho}{2}(V_e^2 - V_{in}^2) \quad (2)$$

Робочий тиск:

$$p_s^* = p_s - p_e + \frac{\rho}{2}(V_s^2 - V_e^2) \quad (3)$$

Зменшення відносного корисного тиску на виході зменшує ефективність перекачування. Але, згідно з

рис. 3 та 4 можна бачити, що в зоні порівняно малих витрат всмоктування відбувається збільшення ККД та відносного тиску для варіантів перекачування без використання надлишкового тиску в каналі всмоктування.

Загальна інформація щодо впливу збільшення надлишкового тиску в каналі всмоктування наведена на рис. 5. Відбувається лінійне зменшення відносного корисного тиску на виході з насоса в режимах відсутності статичного тиску на виході. Також, відбувається практично лінійне зростання витрати всмоктування, але з більшим кутом нахилу характеристики, що приводить до збільшення відносного ККД.

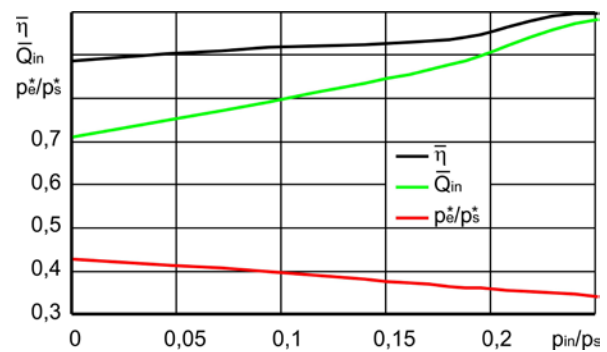


Рис. 5. Вплив надлишкового тиску в каналі всмоктування на інтегральні характеристики ВКН

ККД серійного промислового насоса прямого струминного типу НСФБ 39/45 приблизно 3 %. Отриманий ККД вихорокамерного насоса більше ніж в 2,5 рази перевищує ККД НСФБ 39/45, крім того, внаслідок використання вихрової камери, загальний габаритний розмір насоса зменшено більше ніж в 3 рази.

**Висновки.** Числовим шляхом за рахунок вирішення рівнянь Нав'є-Стокса осереднених за Рейнольдсом визначено характеристики вихорокамерних насосів під час перекачування нафти за різних надлишкових тисків в каналах усмоктування.

Вперше на основі аналітичних досліджень отримані залежності зміни основних інтегральних параметрів ефективності роботи ВКН від надлишкового тиску в каналі всмоктування.

Збільшення надлишкового тиску в каналі всмоктування до  $0,27p_s$  дозволяє збільшити максимальну витрату всмоктування на 44 %. Збільшення надлишкового тиску в каналі всмоктування до  $0,27p_s$  дозволяє збільшити максимальний відносний ККД на 14 %. Збільшення тиску у каналах всмоктування зменшує відносний корисний тиск на виході з насоса на 30 %.

Під час збільшення тиску всмоктування відбувається лінійне зменшення відносного корисного тиску на виході з насоса в режимах відсутності статичного тиску на виході. Також, відбувається практично лінійне зростання витрати всмоктування, але з більшим кутом нахилу характеристики, що приводить до збільшення відносного ККД.

Зі збільшенням ККД ВКН, у порівнянні з

серійним прямооточним струминним насосом, зменшено лінійний габаритний розмір більше ніж в 3 рази.

*Applied energy*. 2017. Vol. 207. P. 195–207. doi: 10.1016/j.apenergy.2017.05.119

#### Список літератури

1. Ляпощенко О. О., Моїсєєв В. Ф., Старинський О. С., Сейф Х. Оптимізація розділюючого обладнання установки атмосферної переробки вуглеводневої сировини. *Хімічна технологія: наука, економіка та виробництво. Зб. наук. пр. VI міжнародної науково-практичної конференції (23–25 листопада 2022 р., Шостка)*. Суми: СумДУ, 2022. С. 85–88.
2. Liu Y., Cheng Q., Gan Y., Wang Y., Li Z., Zhao J. Multi-objective optimization of energy consumption in crude oil pipeline transportation system operation based on exergy loss analysis. *Neurocomputing*. 2019. Vol. 332. P. 100–110.
3. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. *Струйные аппараты*. Энергоатомиздат, 1989. 352 с.
4. Melentiev R., Fang F. Recent advances and challenges of abrasive jet machining. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*. 2018. Vol. 22. P. 1–20.
5. Panevnyk D. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*. 2021. Vol. 77 (9). P. 579–586.
6. IGNB Catrawedarma, Deendarlianto, Indarto. The performance of airlift pump for the solid particles lifting during the transportation of gas-liquid-solid three-phase flow: A comprehensive research review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2021. Vol. 235, issue 2. P. 606–628. doi: 10.1177/09544089209517
7. Beck J. L. Patent 444862, United States. *Vortex injection method and apparatus*. 1984.
8. Сьомін Д. О., Роговий А. С. *Вихорокамерні нагнітачі: монографія*. Харків: ФОП Мезина В. В., 2017. 204 с.
9. Rogovyi A., Korohodskiy V., Medvediev Y. Influence of Bingham fluid viscosity on energy performances of a vortex chamber pump. *Energy*. 2021. Vol. 218. P. 119432. doi: 10.1016/j.energy.2020.119432
10. Роговий А. С., Лук'янець С. І. Кінематичні параметри течії нафти у вихорокамерному насосі. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 59–65. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.09
11. Якимечко Я. Я. Використання пульсаційно-хвильової технології для інтенсифікації видобування високов'язких нафт. *Збірник статей учасників дев'ятого всеукраїнської практично-пізнавальної інтернет-конференції «Наукова думка сучасності і майбутнього» (27 березня–11 квітня 2018 р., Дніпро)*. Дніпро: Вид-во НМ, 2018. С. 19–21.
12. Stephens D. W., Mohanaragam K. Turbulence model analysis of flow inside a hydrocyclone. *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*. 2010. Vol. 10, issue 5–6. P. 366–373.
13. ANSYS, C. R22. *1 Help manual*. ANSYS Inc. 2022.
14. Besagni G., Inzoli F. Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: Screening of turbulence modeling approaches. *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 117. P. 122–144.
15. Shur M. L., Strelets M. K., Travin A. K., Spalart P. R. Turbulence modeling in rotating and curved channels: assessing the Spalart-Shur correction. *AIAA journal*. 2000. Vol. 38, no. 5. P. 784–792. doi: 10.2514/2.1058
16. Smirnov P. E., Menter F. R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term. *Journal of Turbomachinery*. 2009. Vol. 131, issue 4. P. 1–8. doi: 10.1115/1.3070573
17. Alahmadi Y. H., Nowakowski A. F. Modified shear stress transport model with curvature correction for the prediction of swirling flow in a cyclone separator. *Chemical Engineering Science*. 2016. Vol. 147. P. 150–165. doi: 10.1016/j.ces.2016.03.023
18. Markovich D. M., Abdurakipov S. S., Chikishev L. M., Dulin V. M., Hanjalić K. Comparative analysis of low-and high-swirl confined flames and jets by proper orthogonal and dynamic mode decompositions. *Physics of Fluids*. 2014. Vol. 26 (6). P. 065109. doi: 10.1063/1.4884915
19. Valera-Medina A., Viguera-Zuniga M. O., Baej H., Syred N., Chong C. T., Bowen P. J. Outlet geometrical impacts on blowoff effects when using various syngas mixtures in swirling flows.

#### References (transliterated)

1. Liaposhchenko O. O., Moisieiev V. F., Starynskyi O. Ye., Seif Kh. Optymizatsiia rozdiliuuchoho obladnannia ustanovky atmosfernoi pererobky vuhlevodnevoi syrovyny [Optimization of the separation equipment of the atmospheric processing installation of hydrocarbon raw materials]. *Khimichna tekhnolohiia: nauka, ekonomika ta vyrobnytstvo. Zb. nauk. pr. VI mizhmarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii (23–25 lystopada 2022 r., Shostka)* [Chemical technology: science, economy and production. Collection of research papers of the 6th Int. Research and Practical Conf. (23–25 November 2022, Shostka)]. Sumy, SumDU Publ., 2022, pp. 85–88.
2. Liu Y., Cheng Q., Gan Y., Wang Y., Li Z., Zhao J. Multi-objective optimization of energy consumption in crude oil pipeline transportation system operation based on exergy loss analysis. *Neurocomputing*. 2019, vol. 332, pp. 100–110.
3. Sokolov E. Ya., Zinger N. M. *Struynye apparaty* [Jet devices]. Energoatomizdat Publ., 1989. 352 p.
4. Melentiev R., Fang F. Recent advances and challenges of abrasive jet machining. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*. 2018, vol. 22, pp. 1–20.
5. Panevnyk D. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*. 2021, vol. 77 (9), pp. 579–586.
6. IGNB Catrawedarma, Deendarlianto, Indarto. The performance of airlift pump for the solid particles lifting during the transportation of gas-liquid-solid three-phase flow: A comprehensive research review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2021, vol. 235, issue 2, pp. 606–628. doi: 10.1177/09544089209517
7. Beck J. L. *Vortex injection method and apparatus*. Patent U. S., no. 444862, 1984.
8. Syomin D. O., Rogovyi A. S. *Vykhoro kamerni nahnitachi: monohrafiya* [Vortex chamber superchargers]. Kharkiv, FOP Mezhina V. V. Publ., 2017. 204 p.
9. Rogovyi A., Korohodskiy V., Medvediev Y. Influence of Bingham fluid viscosity on energy performances of a vortex chamber pump. *Energy*. 2021, vol. 218, p. 119432. doi: 10.1016/j.energy.2020.119432
10. Rogovyi A. S., Lukianets S. I. Kinematychni parametry techii nafty u vykhoro kamernomu nasosi [Kinematic parameters of the oil flow in a vortex chamber pump]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 59–65. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.09
11. Yakymechko Ya. Ya. Vykorystannya pul'satsiyno-khvylovoyi tekhnolohiyi dlya intensyfikatsiyi vydobuvannya vysokov'язkykh naft [The use of pulsation-wave technology to intensify the production of highly viscous oils]. *Zbiryk statey uchasykyv dev'yatnadcyatoyi vseukrayins'koyi praktychno-piznaval'noyi internet-konferentsiyi "Naukova dumka suchasnosti i maybutn'oho" (27 berezhnya–11 kvitnya 2018 r., Dnipro)* [A collection of articles by the participants of the nineteenth All-Ukrainian practical and cognitive Internet conference "Scientific thought of the present and the future" (March 27–April 11, 2018, Dnipro)]. Dnipro, NM Publ., 2018, pp. 19–21.
12. Stephens D. W., Mohanaragam K. Turbulence model analysis of flow inside a hydrocyclone. *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*. 2010, vol. 10, issue 5–6, pp. 366–373.
13. ANSYS, C. R22. *1 Help manual*. ANSYS Inc. 2022.
14. Besagni G., Inzoli F. Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: Screening of turbulence modeling approaches. *Applied Thermal Engineering*. 2016, vol. 117, pp. 122–144.
15. Shur M. L., Strelets M. K., Travin A. K., Spalart P. R. Turbulence modeling in rotating and curved channels: assessing the Spalart-Shur correction. *AIAA journal*. 2000, vol. 38, no. 5, pp. 784–792. doi: 10.2514/2.1058
16. Smirnov P. E., Menter F. R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term. *Journal of Turbomachinery*. 2009, vol. 131, issue 4, pp. 1–8. doi: 10.1115/1.3070573
17. Alahmadi Y. H., Nowakowski A. F. Modified shear stress transport

- model with curvature correction for the prediction of swirling flow in a cyclone separator. *Chemical Engineering Science*. 2016, vol. 147, pp. 150–165. doi: 10.1016/j.ces.2016.03.023
18. Markovich D. M., Abdurakipov S. S., Chikishev L. M., Dulin V. M., Hanjalić K. Comparative analysis of low-and high-swirl confined flames and jets by proper orthogonal and dynamic mode decompositions. *Physics of Fluids*. 2014, vol. 26 (6), p. 065109. doi: 10.1063/1.4884915
19. Valera-Medina A., Viguera-Zuniga M. O., Baej H., Syred N., Chong C. T., Bowen P. J. Outlet geometrical impacts on blowoff effects when using various syngas mixtures in swirling flows. *Applied energy*. 2017, vol. 207, pp. 195–207. doi: 10.1016/j.apenergy.2017.05.119

Надійшла (received) 18.12.2022

*Відомості про авторів / About the Authors*

**Роговий Андрій Сергійович (Rogovyi Andrii)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6057-4845>; e-mail: [asrogovoy@ukr.net](mailto:asrogovoy@ukr.net)

**Лук'янець Сергій Ігорович (Lukianets Serhiy)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5719-2598>; e-mail: [serhii.lukianets@mit.khpi.edu.ua](mailto:serhii.lukianets@mit.khpi.edu.ua)

**Нескорожений Артем Олегович (Neskorozhenyi Artem)** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри «Деталей машин і теорії механізмів і машин»; м. Харків, Україна; e-mail: [nao@m-impex.com.ua](mailto:nao@m-impex.com.ua)

**Шудрик Олександр Леонідович (Shudryk Oleksandr)** – кандидат технічних наук, ТОВ «Реґіон», провідний технолог проектно-технологічного відділу; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0991-2498>; e-mail: [o.shudryk@region.if.ua](mailto:o.shudryk@region.if.ua)

**Толстий Павло Вячеславович (Tolsty Pavlo)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: [pavlo.tolsty@emmb.khpi.edu.ua](mailto:pavlo.tolsty@emmb.khpi.edu.ua)

ПРИКЛАДНІ  
ДОСЛІДЖЕННЯ

APPLIED  
RESEARCH

*О. Г. ГРИБ, І. Т. КРАПАЛЮК, С. В. ШВЕЦЬ, О. В. ЛУКА, Є. О. КАУРКІН*

## **ЯКІСТЬ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ЯК ФУНКЦІЯ ЗВ'ЯЗАНОГО ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ МІСЬКИХ ЕНЕРГОМЕРЕЖ**

Розглядається питання погіршення якості електричної енергії внаслідок наднормативного її споживання. Таке споживання спонукається недостатньою кількістю постачання теплової енергії. Запропоновано концепцію загальноенергетичного споживання суб'єктами господарювання. В рамках концепції ураховуються всі типи енергії, які споживає споживач, і виводиться кореляційна залежність заміщення одного типу енергії іншим. Таким чином, створюється математична модель взаємо зв'язаного енергетичного пулу, що споживає споживач. В рамках такої моделі електрична енергія, як найбільш універсальна, може виступати заміником або доповнювачем іншим типам енергії в пулі споживання. Пропонується вимірювати типи енергії за її ринковою вартістю, приведеною до потреби і затребуваності споживачем. Причому залежність приведеної вартості має корегуватися у відповідності від рівня енергії оточуючого простору (сезонні температури), потреби в діяльності і інше. Корегування пропонується виконувати відповідними коефіцієнтами, що отримуються статистично. Модель зв'язаності енергій пропонується побудувати в об'ємі, як поєднання кінців векторів, що пропорційні приведеній вартості відповідного типу енергії. А кут нахилу вектора має відповідати ступеню заміщення одного типу енергії іншим. Таким чином, отримується залежність взаємо впливу різних видів енергії, що споживає споживач. А найбільшим обсягом енергії в нашому кліматі є тепла енергія. Тому недостача теплової енергії, або її низька якість, має компенсуватися іншими типами енергії споживання споживача. Так як електрична енергія є найуніверсальнішою, то її використовують в першу чергу для вирівнювання тіла енергетичного споживання. Таке споживання призводить до погіршення якості електричної енергії. Розробляється концепція взаємного впливу енергій, до якої вводиться поняття «тіло енергетичного споживання» для можливості наочного представлення і розрахунку впливу взаємопов'язаності енергій і створення методики, що дозволяє підвищити якість електричної енергії за рахунок прогнозування надспоживання для введення своєчасних заходів.

**Ключові слова:** показники якості електроенергії, природні умови, енергоспоживання, втрата потужності, тепла енергія, електрична енергія, взаємопов'язаність енергій, тіло енергетичного споживання.

*O. GRUB, I. KRAPALYUK, S. SHVETS, O. LUKA, Y. KAURKIN*

## **RELATIONSHIP BETWEEN CORONAL DISCHARGE AND HARMONIOUS COMPONENT AND THEIR INFLUENCE ON ELECTRICITY QUALITY INDICATORS**

The issue of deterioration in the quality of electrical energy as a result of its excess consumption is considered. Such consumption is due to insufficient supply of thermal energy. The concept of general energy consumption by business entities is proposed. Within the framework of the concept, all types of energy consumed by the consumer are taken into account and a correlation dependence of the replacement of one type of energy with another is derived. Thus, a mathematical model of the interconnected energy pool consumed by the consumer is created. Within the framework of such a model, electrical energy, as the most versatile, can act as a substitute or supplement for other types of energy in the consumption pool. It is proposed to measure the types of energy by its market value, adjusted to the needs and demand of the consumer. Moreover, the dependence of the present value should be adjusted in accordance with the energy level of the surrounding space (seasonal temperatures), the need for activity, and so on. The adjustment is proposed to be carried out by the corresponding statistical coefficients. The energy connectivity model is proposed to be built in volume as a combination of the ends of vectors proportional to the present value of the corresponding type of energy. The slope of the vector must correspond to the degree of substitution of one type of energy by another. Thus, the dependence of the mutual influence of various types of energy consumed by the consumer is obtained. The largest amount of energy in our climate is thermal energy. Therefore, the lack of thermal energy or its low quality must be compensated by other types of consumer energy consumption. Since electrical energy is the most versatile, it is used primarily to equalize the body's energy consumption. Such consumption leads to a deterioration in the quality of electrical energy. The concept of the mutual influence of energies is being developed, in which the concept of "energy consumption body" is introduced to enable visual representation and calculation of the influence of the interconnectedness of energies and the creation of a methodology that allows improving the quality of electrical energy by predicting overconsumption for the introduction of timely measures.

**Keywords:** power quality indicators, environmental conditions, energy consumption, power loss, thermal energy, electrical energy, interconnectedness of energies, body of energy consumption.

**Постановка проблеми.** В даний час існує безліч проблем забезпечення міст енергією. Серед актуальних проблем слід виділити наступні: енергопостачання міст в умовах дефіциту енергоресурсів, оптимізація тепло-, газо- та електропостачання великих житлових масивів, оптимізація споживання електроенергії в комунально-побутовому секторі, підвищення ефективності централізованого теплопостачання. Для вирішення таких завдань пропонувалися різні концепції, теорії та методики [1–6].

Пошук оптимальних режимів відпуску тепла житловим масивам призводить до необхідності розробки нової структури зв'язків між об'єктом управління, керуючим процесом і засобами контролю, при якій забезпечується протікання технологічного процесу з заданими техніко-економічними

показниками і гарантується заданий рівень якості енергопостачання [7].

В нашому кліматі найбільший обсяг споживання доводиться на теплову енергію. А виходячи з того, що теплове навантаження абонентів величина не постійна, як зазначено в [3], воно змінюється в залежності від погодних умов (температури зовнішнього повітря, вітру, вологості повітря тощо), режиму гарячого водопостачання та інших факторів. Для забезпечення з одного боку якісного теплопостачання, а з іншого досягнення економічних режимів вироблення і транспортування теплоносія необхідно обирати відповідний метод регулювання, а саме: центральне, групове, місцеве та індивідуальне регулювання (в залежності від пункту здійснення) [3]. Якісний відпуск тепла абонентам у системах центрального теплопостачання можливий тільки при

комплексному застосуванні декількох ступенів регулювання [3, 4], що має включати застосування комбінованого регулювання: центральне, групове та індивідуальне або центральне, місцеве та індивідуальне.

Оскільки основне завдання систем опалення [3] полягає у підтримці температури усередині приміщень на заданому рівні, то найбільш просте й ефективне рішення цієї задачі можливе при індивідуальній автоматизації, тобто при встановленні автоматичних регуляторів безпосередньо на нагрівальних приладах. При такому вирішенні спрощуються методи регулювання відпуску тепла від ТЕЦ. Однак, впровадження індивідуального регулювання безпосередньо на теплоприладах зв'язано з великими початковими витратами і в даний час не завжди здійснимо.

Тому ефективне регулювання (у разі відсутності індивідуального і неможливості здійснення центрального регулювання відхилення регульованого параметра) може бути досягнуто тільки за допомогою впровадження нових підходів до комплексного оперативного управління виробництвом, передачею та розподілом теплової та електричної енергії.

Одним з можливих рішень ситуації, є вирішення проблеми за рахунок створення автоматизованої системи моніторингу якості енергопостачання, заснованої на статистичному аналізі. Така система дозволить отримати повну інформацію про просторово-часову структуру споживання енергії і оцінити витрати паливно-енергетичних ресурсів. Використання інформації щодо різних видів енергії, постачаємої споживачу, із урахуванням факторів, що впливають на постачання і виконання статистичного аналізу, дасть можливість прийняти необхідні заходи для поліпшення якості енергопостачання. Статистичний моніторинг дозволить здійснити виявлення відхилень, розладнань, підвищити надійність і якість енергопостачання.

Як зазначено в [3], на базі моніторингу стану споживчого попиту на паливно-енергетичні ресурси можливе здійснення більш ефективної диспетчеризації великих генераторів тепла, що може зробити систему теплопостачання більш керованою.

**Контроль якості енергопостачання, загальноенергетичного споживання суб'єктами господарювання.** Авторами запропонована ідея використання концепції загальноенергетичного споживання суб'єктами господарювання. В рамках концепції ураховуються всі типи енергії, які споживає споживач, і виводиться кореляційна залежність заміщення одного типу енергії іншим. Таким чином, пропонується модель взаємозв'язаного енергетичного пулу, що споживає споживач. В рамках такої моделі електрична енергія, як найбільш універсальна, може виступати заміником або доповнювачем до інших типів енергії в пулі споживання. Пропонується вимірювати типи енергії за її ринковою вартістю, приведеною до потреби і затребуваності споживачем. Причому залежність приведеної вартості має корелюватися у відповідності від рівня енергії

оточуючого простору (сезонні температури), потреби в діяльності і інше. Корегування пропонується виконувати відповідними коефіцієнтами, що отримуються статистично.

Так величина енергії  $Q_i$  для  $i$  виду енергії, вираховується наступною залежністю:

$$Q_i = C_i \cdot K_i \cdot K_{out},$$

де  $C_i$  – ринкова вартість  $i$  енергії;

$K_i$  – коефіцієнт потреби в  $i$  енергії споживачем;

$K_{out}$  – коефіцієнт залежності від оточуючої температури.

Модель зв'язаності енергій пропонується побудувати в об'ємі, як поєднання кінців векторів, що пропорційні приведеній вартості відповідного типу енергії (рис. 1). Кут нахилу вектора  $\alpha_{i-1}$  має відповідати ступеню заміщення одного типу енергії іншим. Таким чином, отримується залежність взаємовпливу різних видів енергії, що споживає споживач.

$$\alpha_{i-1} = \arctg \frac{Q_i}{Q_{i-1}} \cdot k_{i-1},$$

де  $k_{i-1}$  – коефіцієнт ступеню заміщення типу  $i-1$  енергії до  $i$  енергії.

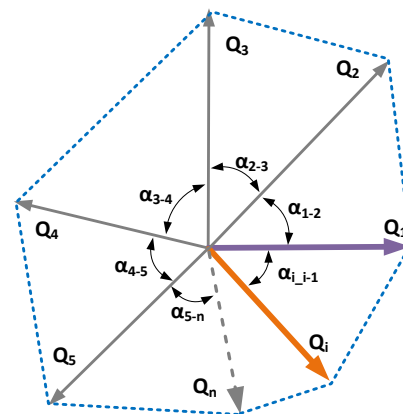


Рис. 1. Енергії, що споживає споживач, у вигляді векторної діаграми

В якості прикладу можна показати тіло енергоспоживання за трьома видами енергії (рис. 2)

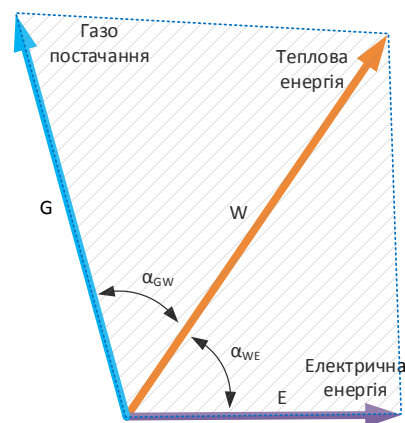


Рис. 2. Тіло енергоспоживання за трьома видами енергії

В нашому кліматі найбільший обсяг споживасмої енергії є теплова енергія. Тому недостача теплової енергії, або її низька якість, має компенсуватися іншими типами енергії споживання споживача. Так як електрична енергія є найуніверсальнішою, то її використовують в першу чергу для вирівнювання тіла енергетичного споживання. Таке споживання призводить до погіршення якості електричної енергії. Виходячи із концепції взаємопов'язаності енергій вводиться поняття «тіло енергетичного споживання». Тіло енергетичного споживання дає можливість наочного представлення і розрахунку впливу взаємопов'язаності енергій і створення методики, що дозволяє підвищити керованість енергоспоживання і таким чином підвищити якість електричної енергії за рахунок прогнозування надспоживання для введення своєчасних заходів.

Виходячи із положення зв'язаності енергії, можна показати логічний наслідок, що не різкі зміни споживання одного типу енергії обов'язково призведуть до змін у споживанні інших видів енергії. Тобто, якщо контролювати споживання, наприклад, електричної енергії, то можна через тіло енергоспоживання з'ясувати зміни у споживанні інших видів енергії. До того ж прилади споживання електричної енергії встановлені у кожного споживача. І параметри сучасних приладів обліку електричної енергії дозволяють виконувати збір даних віддалено. На даних про споживання електроенергії житловими масивами можна зробити висновки і для моніторингу якості теплопостачання. Розглядається можливість здійснення перетворення інформації, що неявно міститься у добових, тижневих даних по електроспоживанню, з якої можна отримати інформацію про якість теплопостачання, оскільки недоотримане тепло споживачі можуть компенсувати електрообігрівом. У такому разі виявлення надспоживання електроенергії буде сигналом про виникнення неполадок в системі теплопостачання, а також буде свідчити про низьку якість теплопостачання.

Як зазначено в [3, 4]: "Задача оптимізації систем теплопостачання представляє велику методичну складність у зв'язку з тим, що ці системи є підсистемами великих енергосистем, безперервно розвиваються в часі і характеризуються багатофакторною залежністю економічних показників від схеми, типу обладнання та режиму роботи системи централізованого теплопостачання, так і від структури обладнання та режиму роботи енергетичної системи в цілому."

Важливою властивістю ефективної сучасної системи моніторингу є можливість отримання доступу до даних у режимі реального часу, централізованого зберігання інформації та використання мережевого програмного забезпечення для обробки даних.

З-за неможливості експериментування на великих системах центрального теплопостачання виникає необхідність у теоретичній обробці архівних даних, у математичному моделюванні попиту на електричну та теплову енергію, у створенні

математичних моделей регулювання відпуску тепла і чисельних експериментах.

Впровадження автоматизованої системи моніторингу якості теплопостачання житлових масивів дозволить оптимізувати роботу диспетчерського центру систем центрального теплопостачання та скоротити витрати на виробництво, передачу і розподіл теплової та електричної енергії. В [2, 4] розглядається концепція автоматизації обліку і управління побутового енергоспоживання і описується використання апаратно-програмного комплексу для моніторингу якості теплопостачання житлових масивів.

Для удосконалення управління енергоспоживанням в муніципальному господарстві [2, 3, 6] проводиться дослідження сезонних закономірностей зв'язаного споживання електроенергії, газу і тепла в комунально-побутовому секторі. При цьому враховується дефіцит тепла і дефіцит сонячного світла в житлових приміщеннях. За результатами досліджень із загального потоку даних про електроспоживання для конкретного житлового масиву виявляється складова, зв'язана з електричним додатковим підігрівом. В [2] зроблено припущення, що якісній роботі системи центрального теплопостачання відповідає певна норма споживання електричної енергії житловими масивами.

Виходячи з цього, тіло енергоспоживання – кількість електроенергії, необхідна конкретному споживачу для забезпечення нормальної життєдіяльності за умови високоякісного теплопостачання, при якому заміна складова енергій буде використовуватися як найменше.

Зниження якості теплопостачання призводить до збільшення споживання електроенергії побутовими споживачами (для електрообігріву), тобто до перевищення встановленої норми. У зв'язку з чим пропонується побудова моделі «тіла енергоспоживання», що дозволить створити замкнуту систему регулювання відпуску енергії: наприклад тепла на основі системи моніторингу зв'язного споживання енергоресурсів побутовими споживачами.

Використання такої системи регулювання дає системі центрального теплопостачання можливість керування режимами відпуску тепла з урахуванням змін реакції побутових споживачів на тепловий дискомфорт, зв'язаний з недостатнім рівнем якості теплопостачання.

**Огляд математичних моделей і методів для моніторингу властивостей динамічних процесів. Завдання моніторингу динамічних процесів.** Важливою умовою нормального функціонування будь-якого технологічного процесу є своєчасне виявлення в ньому помилок і відхилень параметрів процесу від допустимих значень, а також ідентифікація чинників, які спричинили ці відхилення.

Мета моніторингу динамічних процесів полягає у виявленні відхилень і запобіганню їх наслідків на основі дослідження часових рядів, що містять інформацію про параметри процесу за певний часовий проміжок.

Ключова ідея моніторингу характеристик часових рядів полягає в тому, щоб контролювати і в разі необхідності регулювати параметри процесу з метою запобігання збоїв або «розладнань».

Завдання моніторингу динамічних процесів можна звести до вивчення характеристик часового ряду. Серед таких завдань можна виділити наступні:

- виявлення прихованих, неявних компонент часового ряду для аналізу причинно-наслідкових зв'язків генеруючої його динамічної системи;
- виявлення моментів часу змін властивостей досліджуваного часового ряду;
- виявлення моментів часу виходу значень певних параметрів процесу з заданої області;
- оптимізацію регулювання функціонування аналізованої системи і контроль якості кінцевого продукту.

**Аналіз структури часових рядів для виявлення причинно-наслідкових зв'язків динамічної системи.** Динамічні процеси, що протікають в технічних системах, породжують часові ряди складної структури, що містять різні компоненти, аналіз яких дозволяє зрозуміти природу системи, яка генерує часові ряди, і може бути використаний для вироблення стратегій оптимального керування процесом.

Можливість оптимального керування на основі вивчення динамічних взаємозв'язків часових рядів складної структури має велике практичне значення [8–13].

Обробка часових рядів, породжуваних технічними системами та виробничими процесами, дає можливість вивчення прихованих властивостей систем і процесів. Однак, на практиці дослідники часто обмежуються аналізом окремих компонент часового ряду.

Найчастіше розглядаються два класи завдань аналізу рядів динаміки: задачі ідентифікації об'єкта, що породжує ряд (підбір деякої математичної моделі, яка генерує адекватний часовий ряд) і задачі фільтрації часових рядів, мета якої полягає у виділенні і вивченні деякого компонента.

В реальній практиці моніторингу динамічних процесів, як правило, доводиться мати справу з рядами, які мають складну структуру. Це обумовлено тим, що на формування тимчасового ряду впливає багато взаємопов'язаних факторів, врахувати вплив яких поодиноці важко, а деколи і неможливо.

Як зазначено в [10], типові тимчасові ряди можуть складатися з наступних типових компонент: тренд (систематична зміна), коливання відносно тренда, періодичні складові (ефект сезонності), випадковий (несистематичний) компонент. Традиційна теорія часових рядів, присвячена розкладання даних на зазначені компоненти, їх окремому вивченню та аналізу.

Трендом є стійка, систематична зміна в поведінці низки. Причому може виникнути ситуація, коли за тренд помилково буде прийматися частина коливального процесу, з періодом більшим, ніж довжина ряду. В [10] запропоновано декілька способів

визначення тренда. Компоненту, що відповідає тренду, можна представити у вигляді полінома від часу  $t$ . Використовуючи метод найменших квадратів (метод докладно описаний у [11–13] та інших літературних джерелах), можна отримати поліном, який найбільш добре відображає еволюцію членів ряду, тобто здійснити вирівнювання членів ряду методом найменших квадратів. При цьому слід враховувати той факт, що характер тренда може змінюватися з часом. У цьому випадку авторами запропоновано використовувати поліном більш високого порядку або більш складну функцію. Авторами розглянуто і альтернативний підхід – ковзні середні, при якому здійснюється пошук полінома для деякої частини ряду (а не цілого ряду) і для різних етапів використовуються різні многочлени. У цьому випадку беруться  $n$  перших членів ряду, за цими членами будується поліном ступеня  $p$ , ( $p \leq n - 1$ ) і знаходиться значення полінома в середині його області визначення. Далі беруться  $n$  членів ряду, починаючи з другого до  $n + 1$ , будується новий поліном і так далі. На кожному етапі відбувається зсув на один член вправо.

Як зазначено в [9], спектральний аналіз у частотній області утворює один клас методів аналізу часових рядів.

Методи спектрального аналізу випадкових процесів з'явилися у зв'язку з виникненням задач розробки систем автоматичного керування динамічними системами, а також задачами автоматизованої передачі інформації. Аналіз частотної структури ряду дозволяє отримати змістовну інформацію про функціонування системи.

Статистичні методи спектрального аналізу, аналіз часових рядів Фур'є для розглянуто також у [9, 12, 13].

При спектральному аналізі ряду оцінювання спектру завжди проводиться на кінцевій частотній смузі. При цьому в першу частотну смугу включається як тренд, так і гармонічні складові з частотами близькими до нуля. При аналізі часових рядів часто виникає необхідність виділення частотних смуг, що вносять значний внесок в дисперсію породжує ряд процесу. Для виділення періодичних і неперіодичних компонент ряду враховується той факт, що процес, який не містить періодичні компоненти, має безперервну спектральну щільність. Якщо ж у процесі має місце гармонійна складова частоти  $\omega_0$ , то їй буде відповідати гострий пік в спектральній щільності.

В [14] розглядаються спектральні моделі ідентифікації: неперервні і дискретні. Спектр, вказує на те, якою мірою ряд підпорядковується тому чи іншого ритму.

В [14] проводиться аналіз головних компонент у частотній області, а також вивчаються ряди головних компонент та їх властивості. Розглядається векторний ряд  $X(t)$  з компонентами. Допускається, що необхідно передати значення величин  $X(t)$  по каналах зв'язку із одного пункту в інший, але при цьому в розпорядженні є тільки  $q \leq r$  каналів для передачі даних. У такому випадку процес передачі ряду по



каналах описується як фільтрація, в результаті якої виходить компонентний векторний ряд. Таку задачу можна розглядати як відшукування способу побудови такого мірного ряду  $q$ , який несе значну частину інформації про вихідний ряд  $X(t)$ .

Частотну фільтрацію тимчасового ряду здійснюють з метою виділення й аналізу деякого компонента або з метою виключення певної частотної смуги. Ці процедури зв'язані зі зміною структури спектру ряду і здійснюються, як вже було зазначено, за допомогою частотних інформаційних фільтрів.

Слід відзначити другу проблему. Виділення компонент часового ряду може бути проблематично і з причини, зв'язаної з наявністю різноманітних факторів (багато з яких не піддаються безпосередньому спостереженню і кількісному вимірюванню), що породжують різні типи нестационарностей ряду і суттєво поглиблюють проблему динамічної ідентифікації.

Незважаючи на зазначені проблеми, частотні методи отримали широке застосування при дослідженні стаціонарних процесів в автоматизованих системах управління.

#### Оптимізація регулювання та контроль якості.

Для вироблення стратегії оптимального управління складною системою необхідно виявлення характеру і структури взаємозв'язків між змінними параметрами процесу ( $X$ ), що впливають на деякі характеристики якості кінцевого продукту, і результуючим показником ( $y$ ). Внаслідок чого можливе управління показником за допомогою регулювання параметрів для запобігання або мінімізації відхилення результуючого показника від встановленого номіналу.

Регулювання, як зазначено в [9], в даному випадку являє собою спробу компенсувати збурення, що вносяться в систему, причому деякі з цих збурень доступні для безпосередніх вимірювань, інші ні, і проявляються як незрозумілі відхилення від встановленого значення керованої характеристики процесу.

Інший підхід для визначення якості кінцевого продукту представлений в [15]. Автор зазначає що, відомості про технологічні параметри процесу, зібрані за весь період протікання процесу, містять суттєву інформацію щодо якості кінцевого продукту. Однак, регулювання та контроль якості ускладнюються тим, що процес характеризується великою кількістю змінних. Ці змінні корелюють між собою, не всі вимірювані параметри є суттєвими, багато з них лише в непрякій формі відображають важливі, приховані властивості процесу. Тут передбачається, що матриця даних вимірювань параметрів технологічного процесу за певний проміжок часу і відповідна матриця даних про якість продукції. Дані надлишкові і тільки частина показників (можливо неявних) дійсно інформативні та містять потенційно важливу інформацію про якість кінцевої продукції. Порівняно з вихідною матрицею даних, матриця неявних змінних має низьку розмірність. Модель має вигляд:

$$\begin{aligned} X &= TP^T + E; \\ Y &= TQ^T + F, \end{aligned}$$

де  $X(n \times k)$  – матриця вимірювань технологічних параметрів;

$Y(n \times m)$  – матриця даних якості продукції;

$T(n \times A)$  – матриця неявних змінних;

$P(k \times A), Q(m \times A)$  – матриці навантажень;

$E, F$  – «шум».

Перехід до моделі неявних змінних передбачає значне зменшення розмірності масиву даних, а також з'являється можливість цілеспрямованого контролю параметрів процесу, беручи до уваги їх вплив на кінцевий результат процесу (якість кінцевого продукту).

При такому підході контроль може бути здійснений навіть тоді, коли на певних виробничих етапах безпосередні вимірювання якості продукції недоступні.

Отже, в промислових процесах для підтримки деякої узагальненої характеристики якості, як можна ближче до встановленого рівня, можливе здійснення управління якістю продукції засобами регулювання параметрів технологічного процесу за допомогою застосування моделей і методів компонентного аналізу.

Застосування компонентного аналізу для контролю якості найбільш актуально у випадках якщо:

- окремі показники якості не піддаються безпосередньому вимірюванню;

- відсутні деякі дані про параметри процесу, що впливають на якість кінцевого результату (наприклад, у деякі моменти часу не працював датчик, внаслідок чого отримані дані з пропусками);

- якість є комплексним показником, для якого немає шкали вимірювання;

- якість кінцевого продукту латентно на деяких стадіях виробничого процесу.

**Висновок.** Виходячи з вищесказаного можна відзначити, що використання облікових даних споживання електроенергії, варильного газу та тепла побутовими споживачами, а також прогнозних і поточних даних про метеумови, дає можливість отримання інформації щодо якості енергопостачання житлових масивів. Що дозволяє, на основі використання системи моніторингу зв'язного споживання енергоресурсів житловими масивами вирішити наступні завдання:

- виявлення і вивчення факторів, що впливають на особливості зв'язного споживання електроенергії, природного газу і тепла житловими масивами;

- виявлення і запобігання збоїв у системі теплопостачання;

- здійснення оперативного контролю якості теплопостачання;

- вдосконалення регулювання режимів відпуску тепла житловим масивам;

- вдосконалення планування виробництва електроенергії і тепла;

- підвищення економічності та оптимізація роботи систем центрального теплопостачання.

Таким чином, запропонована модель взаємозв'язаного енергетичного пулу, що споживає

споживач, дозволяє отримати нові шляхи для обґрунтування використання комплексного моніторингу і досягти більших мінімаксних показників при регулюванні енергопостачання, що дозволить досягти разом із покращенням економічних показників, ще й підвищення якісних показників енергопостачання.

#### Список літератури

1. Гриб О. Г., Сокол Е. И., Жаркин А. Ф., Васильченко В. И., Тесик Ю. Ф. *Качество электрической энергии. Том 2. Контроль качества электрической энергии*. Харьков: ПП «Граф-Ікс», 2014. 244 с.
2. Вороновский Г. К. *Усовершенствование практики оперативного управления крупными теплофикационными системами в новых экономических условиях*. Харьков: Изд-во «Харьков», 2002. 240 с.
3. Соколов Е. Я. *Теплофикация и тепловые сети*. Энергоиздат, 1982. 360 с.
4. Сафонов А. П. *Автоматизация систем централизованного теплоснабжения*. Энергія, 1974. 272 с.
5. Бравін Л. С., Охотін В. М., Рабкіна Д. І., Шальман М. П. *Автоматизация великих теплових електростанцій*. Энергія, 1974. 240 с.
6. Andarini R. The role of building thermal simulation for energyefficient building design. *Energy procedia*. 2014. Vol. 47. P. 217–226.
7. Онищенко В. А., Самойленко И. А., Гриб О. Г., Жаркин А. Ф., Васильченко В. И., Ушаповский К. В., Сендерович Г. А., Светелик А. Д., Кондратенко К. И., Довгалюк О. Н., Щербаклова П. Г., Захаренко Н. С. *Анализ и оценка экономических ущербов от низкого качества электрической энергии*. Харьков: ПП «Граф-Ікс», 2013. 329 с.
8. Box G. E. P., Jenkins G. M. *Time Series Analysis: Forecasting and Control*. San Francisco: Holden-Day, 1970. 197 p.
9. Brillinger D. R. *Time series: Data Analysis and Theory*. San Francisco: Holden-Day, 1980. 536 p.
10. Kendall M. G., Stuart A. *Design and Analysis, and Time-Series*. London: Charles Griffin & Company Limited, 1976. 736 p.
11. Otnes R. K., Enochson L. *Applied Time Series Analysis. Basic Techniques*. New York: John Wiley and Sons, 1982. 428 p.
12. Rao C. R. *Linear statistical inference and its applications*. New York: John Wiley and Sons, 1968. 547 p.
13. Ündey C., Çınar A. Statistical monitoring of multistage, multiphase batch processes. *IEEE Control Systems Magazine*. 2002. Vol. 22, issue 5. P. 40–52. doi: 10.1109/MCS.2002.1035216
14. Никифоров И. В. *Последовательное обнаружение изменения свойств временных рядов*. Наука, 1983. 199 с.
15. Martin E., Morris J., Lane S. Monitoring process manufacturing performance. *IEEE Control Systems Magazine*. 2002. Vol. 22, issue 5. P. 26–39. doi: 10.1109/MCS.2002.1035215

#### References (transliterated)

1. Grib O. G., Sokol E. I., Zharkin A. F., Vasil'chenko V. I., Tesik Yu. F. *Kachestvo elektricheskoy energii. Tom 2. Kontrol' kachestva elektricheskoy energii* [Quality of electrical energy. Vol. 2. Quality control of electrical energy]. Kharkov, PP "Graf-Iks" Publ., 2014. 244 p.
2. Voronovskiy G. K. *Usovershenstvovanie praktiki operativnogo upravleniya krupnymi teplofikatsionnymi sistemami v novykh ekonomicheskikh usloviyakh* [Improvement of operational management practices of large district heating systems in the new economic environment]. Kharkov, Khar'kov Publ., 2002. 240 p.
3. Sokolov E. Ya. *Teplofikatsiya i teplovye seti* [Heating and heating networks]. Energoizdat Publ., 1982. 360 p.
4. Safonov A. P. *Avtomatyzatsiya sistem tsentralizovanoho teplopостachannia* [Automation of district heating systems]. Enerhiia Publ., 1974. 272 p.
5. Bravin L. S., Okhotin V. M., Rabkina D. I., Shalman M. P. *Avtomatyzatsiya velykykh teplovykh elektrostantsii* [Automation of large thermal power plants]. Enerhiia, 1974. 240 p.
6. Andarini R. The role of building thermal simulation for energyefficient building design. *Energy procedia*. 2014, vol. 47, pp. 217–226.
7. Onishchenko V. A., Samoylenko I. A., Grib O. G., Zharkin A. F., Vasil'chenko V. I., Ushchapovskiy K. V., Senderovich G. A., Svetelik A. D., Kondratenko K. I., Dovgalyuk O. N., Shcherbakova P. G., Zakharenko N. S. *Analiz i otsenka ekonomicheskikh usherbov ot nizkogo kachestva elektricheskoy energii* [Analysis and assessment of economic damage from poor quality electricity]. Kharkov, PP "Graf-Iks" Publ., 2013. 329 p.
8. Box G. E. P., Jenkins G. M. *Time Series Analysis: Forecasting and Control*. San Francisco, Holden-Day Publ., 1970. 197 p.
9. Brillinger D. R. *Time series: Data Analysis and Theory*. San Francisco, Holden-Day Publ., 1980. 536 p.
10. Kendall M. G., Stuart A. *Design and Analysis, and Time-Series*. London, Charles Griffin & Company Limited Publ., 1976. 736 p.
11. Otnes R. K., Enochson L. *Applied Time Series Analysis. Basic Techniques*. New York, John Wiley and Sons Publ., 1982. 428 p.
12. Rao C. R. *Linear statistical inference and its applications*. New York, John Wiley and Sons Publ., 1968. 547 p.
13. Ündey C., Çınar A. Statistical monitoring of multistage, multiphase batch processes. *IEEE Control Systems Magazine*. 2002, vol. 22, issue 5, pp. 40–52. doi: 10.1109/MCS.2002.1035216
14. Nikiforov I. V. *Posledovatel'noe obnaruzhenie izmeneniya svoystv vremennykh ryadov* [Consistent detection of changes in time series properties]. Nauka Publ., 1983. 199 p.
15. Martin E., Morris J., Lane S. Monitoring process manufacturing performance. *IEEE Control Systems Magazine*. 2002, vol. 22, issue 5, pp. 26–39. doi: 10.1109/MCS.2002.1035215

Надійшла (received) 05.12.2022

#### Відомості про авторів / About the Authors

**Гриб Олег Герасимович (Grib Oleh)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4758-8350>; e-mail: oleg47gryb@gmail.com

**Карпалюк Ігор Тимофійович (Karpaliuk Igor)** – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5634-6807>; e-mail: humpway@gmail.com

**Швець Сергій Вікторович (Shvets Sergey)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3716-141X>; e-mail: se55sh32@gmail.com

**Лука Олексій Володимирович (Luka Oleksiy)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4178-8856>; e-mail: oleksiyluka141@gmail.com

**Кауркін Євген Олексійович (Kaurkin Yevgen)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5878-128X>; e-mail: yevgenkaurkin141@gmail.com

**В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, І. І. ТИНЯНОВА, В. Г. ДЮЖЕВ, К. С. РЄЗВА**

## **ІННОВАЦІЙНИЙ ПІДХІД ДО РОЗРОБКИ НОВИХ СХЕМ ГОРИЗОНТАЛЬНИХ ПРЯМОТОЧНИХ ГІДРОТУРБІН**

Розглянуто проблеми впливу прискороного розвитку поновлюваних джерел енергії та скорочення виробництва електроенергії традиційними генеруючими потужностями на зміну тенденції розвитку в світовій енергетиці, що привело до різкої зміни пріоритетів національної енергетичної політики України з швидким зростанням потужностей поновлюваних джерел енергії, яка в 2035 р. повинна скласти 25 млрд. кВт·г, проти 2,8 млрд. кВт·г в 2018 р. Показано, що такі тенденції потребують зростання балансуєчих високоманеврових потужностей в гідроенергетиці для регулювання графіків навантажень і забезпечення стійкості і надійної роботи об'єднаних енергосистем. За таких тенденцій в Україні відбувається перехід до нової інноваційної моделі функціонування електроенергетики в умовах поетапного створення повноцінного енергоринку і планованої інтеграції енергосистеми України з європейською енергосистемою (ENNSO-E). Стверджується, що у сучасних умовах роботи енергосистем гострою стає проблема покриття пікових навантажень, що викликає необхідність приділяти більше уваги роботі маневреного гідроенергетичного обладнання з метою оптимізації розподілення навантажень на споживачів. Пропонується ці проблеми вирішувати комплексно, як шляхом розробки нових лопатевих систем і проточних частин гідротурбін традиційного типу, так і вдосконаленням робочого процесу за рахунок інноваційних конструктивних рішень компоновання гідроенергетичного обладнання для нових гідроенергетичних об'єктів. На кафедрі «Гідралічні машини ім. Г. Ф. Проскури» на протязі десяти років професором Потетенко О. В. був заснований напрямок просування швидкохідних лопатевих гідротурбін на високі напори при розробці нових конструкційних схем в гідроенергетиці, що підтверджується отриманням десятків патентів на винаходи та корисні моделі. Стверджується, що подальший розвиток інноваційних схем горизонтальних капсульних гідроагрегатів пов'язаний з особливостями робочого процесу і направлений на досягнення високих середньоексплуатаційних ККД при одночасному розширенні зони експлуатації та надійності запропонованих конструкційних схем.

**Ключові слова:** гідроенергетика, маневрові потужності, генерація енергосистеми України, графік навантажень енергосистеми, інноваційні схеми гідротурбін, здвоєний капсульний гідроагрегат, середньоексплуатаційний ККД.

**V. DRANKOVSKIY, I. TYNANOVA, V. DYUZHEV, K. REZVAYA**

## **AN INNOVATIVE APPROACH TO THE DEVELOPMENT OF NEW SCHEMES OF HORIZONTAL DIRECT-FLOW HYDRAULIC TURBINES**

The impact of the rapid development of renewable energy sources and the reduction of electricity production by traditional generating capacities on the change in the development trend in world energy is analyzed. This led to a sharp change in the priorities of the national energy policy of Ukraine with an increase in the capacities of renewable energy sources, which in 2035 should be 25 billion kWh of generating capacity against 2.8 billion kWh in 2018. It is shown that such trends require the growth of balancing highly maneuverable capacities in hydropower to regulate load schedules and ensure stability and reliable operation of combined power systems. Under such trends, Ukraine is transitioning to a new innovative model of the operation of the electric power industry in the conditions of the gradual creation of a full-fledged energy market and the planned integration of the energy system of Ukraine with the European energy system (ENNSO-E). It is claimed that the problem of covering peak loads becomes acute in the modern conditions of power system operation. This makes it necessary to pay more attention to the operation of maneuverable hydropower equipment in order to optimize the distribution of loads to consumers. It is proposed to solve these problems comprehensively, both by developing new blade systems and water passages of traditional type hydroturbines, and by improving the working process due to innovative constructive solutions for the layout of hydropower equipment for new hydropower facilities. Potetenko O. V. (Professor of the Department of Hydraulic Machines named after G. F. Proskura, NTU "KhPI") founded a scientific direction in which for 10 years the tasks of introducing high-speed bladed hydraulic turbines at high heads in the development of new design schemes in hydropower were developed and researched. Dozens of patents for inventions and utility models are the results of this. Further development of innovative schemes of horizontal capsule hydraulic units, which is related to the features of the working process, is aimed to achieve high average operating efficiency while simultaneously expanding operation and reliability areas of the proposed design schemes.

**Keywords:** hydropower, shunting capacity, power system generation of Ukraine, power system load schedule, innovative hydraulic turbine scheme, double capsule hydraulic unit, average operating efficiency.

**Вступ.** В нинішньому столітті різко змінилися тенденції розвитку електроенергетики на основі принципів енергоефективності, енергобезпеки і низьковуглецевої енергетики з переходом на прискорений розвиток поновлюваних джерел енергії (ПДЕ) і різким скороченням виробництва електроенергії на вугіллі.

З врахуванням цих чинників Відповідно до «Енергетичної стратегії України на період до 2035 р.» визначаються пріоритети національної енергетичної політики України з швидким зростанням потужностей ПДЕ. Так, в 2018 р. в Україні потужність ПДЕ (ВЕС, СЕС, без великих ГЕС) склала 2 млн. кВт виробленням 2,8 млрд. кВт·ч (близько 2 % загального вироблення), з подальшим зростанням потужностей ПДЕ, в першу чергу, за рахунок СЕС і ВЕС з

досягненням вироблення ПДЕ (без великих ГЕС) в 2025 р. – 12 млрд. кВт·ч (6,7 % від загального вироблення), в 2035 р. – 25 млрд. кВт·ч (12,8 %) [1–5].

При цьому різко зростає роль балансуєчих високоманеврових потужностей, в першу чергу ГЕС-ГАЕС, в регулюванні графіків навантажень і забезпеченні стійкості і надійної роботи об'єднаних енергосистем (ОЕС), що вимагає зміни їх конфігурації. При цьому в Україні відбувається перехід до нової інноваційної моделі функціонування електроенергетики в умовах поетапного створення повноцінного енергоринку і планованої інтеграції ОЕС України з європейською енергосистемою (ENNSO-E) [3].

У довгостроковій перспективі розвитку ОЕС України в умовах інтеграції з ENNSO-E стрімким

© В. Е. Дранковський, І. І. Тинянова, В. Г. Дюжев, К. С. Рєзва, 2022

нарощуванням потужностей ПДЕ для її надійної і ефективної роботи із забезпеченням балансової стабільності в умовах негарантованої відпустки електроенергії ВЕС і СЕС знадобиться введення нових високоманеврових потужностей, в першу чергу ГЕС-ГАЕС, як найбільш ефективного регулювальника таких систем промислових електроакумуляторів.

Як впливає з Енергетичної програми України, модернізація та побудова гідроелектростанцій є пріоритетним напрямком розвитку гідроенергетики України. Перспектива збільшення вдвічі потужностей на ГЕС-ГАЕС до 12 млн. кВт до 2035 р. потребує вирішення ряду питань дослідження та модернізації проточних частин гідравлічних турбін на існуючих ГЕС. У сучасних умовах роботи енергосистем гострою є проблема покриття пікових навантажень, що викликає необхідність приділяти більше уваги роботі маневреного гідроенергетичного обладнання з метою оптимізації розподілення навантажень на споживачів.

Використання гідроелектростанцій в енергосистемах дозволяє максимально синхронізувати графік видачі електроенергії і графік вжитку. Конструктивні особливості гідротурбінного устаткування ГЕС і ГАЕС дозволяють енергосистемі оптимізувати коливання графіка навантаження з найбільш економічними показниками [6].

Дані, наведені в табл. 1 доказують переважну участь гідроенергетики в балансуванні потужності і частоти струму в енергосистемі [4].

Таблиця 1 – Участь різних основних типів генерації в покритті графіка навантажень енергосистеми України за підсумками 2018 р.

Встановлена потужність, МВт	1000	Балансировка	Виробітка
Атомна генерація	62,9 %	0 %	55,16 %
Теплова генерація	33,9 %	51,7 %	23,86 %
Гідрогенерація	3,2 %	48,3 %	20,98 %

**Основна частина.** При розробці перспективного гідротурбінного устаткування, разом з вимогами підвищення експлуатаційної надійності та отримання необхідної потужності, пред'являються також вимоги наступного характеру:

- розширення зони експлуатації по потужностям і напорам;
- підвищення середньоексплуатаційного ККД гідроагрегату, надійності роботи на режимах відмінних від оптимального;
- можливість форсування потужності гідроагрегату;
- зниження масово-габаритних параметрів гідроагрегатів за рахунок оптимізування гідроенергетичних схем використання гідротурбінного обладнання та вдосконалення робочого процесу лопатевих гідротурбін.

Вирішення цих питань за рахунок просування радіально-осьових і осьових гідротурбін на вищі напори пов'язано з підвищенням гідравлічних втрат енергії і не зможе задовольнити вищезгаданим

вимогам, що робить нераціональним використання традиційно вживаних конструктивних рішень [7, 8].

Ці питання вирішуються комплексно, як шляхом розробки нових лопатевих систем і проточних частин гідротурбін традиційного типу, так і вдосконаленням робочого процесу за рахунок нових конструктивних рішень компонування гідроенергетичного обладнання для нових гідроенергетичних об'єктів.

Таким чином, метою дослідження є вирішення проблеми підвищення ефективності при експлуатації гідроенергетичного обладнання на пікових навантаженнях та забезпеченні його надійності в широкому діапазоні роботи.

На кафедрі «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури» питаннями просування гідроенергетичного обладнання на високі напори при розробці нових конструкційних схем на протязі десяти років займаються аспіранти та співробітники на чолі з професором Потетенко О. В.

Одним з напрямків розробки перспективних схем гідроенергетичного обладнання є застосування прямооточних горизонтальних капсульних агрегатів на високі напори. Відомо, що капсульні гідроагрегати застосовуються на напори до 30 м. Це пов'язано з тим, що за рахунок спрощення проточної частини, із-за відсутності спірального підводу, потік, що натікає на робоче колесо з необхідною циркуляцією, для оптимальної роботи лопатеві системи гідротурбіни, створюється колонами статора і лопатками направляючого апарату, що достатньо для напорів 2–30 м.

Переваги горизонтальних прямооточних капсульних гідроагрегатів відносно масово-геометричних характеристик гідроенергетичного обладнання та діапазону експлуатації безумовні. По-перше, вони мають на 20–25 % вищу потужність в порівнянні з аналогічними гідротурбінами з вертикальною віссю, завдяки збільшенню витрати через спрощену проточну частину; по-друге, вони мають ширший діапазон по витратах  $Q_1 > 40\%$  з високими енергокавітаційними показниками; по-третє, вищий середньоексплуатаційний ККД завдяки комбінаторній залежності напрямного апарату та лопатеві системи робочого колеса; по-четверте, завдяки спрощенню відвідної проточної частини, низьким рівнем нестаціонарності потоку в ній, забезпечуючи при цьому надійну роботу гідроагрегату в широкому діапазоні експлуатації [9].

Проблема просування швидкохідних робочих коліс горизонтальних турбін на високі напори вирішується застосуванням прямооточних гідроагрегатів при капсульній компоновці або в бетонних бичках (колонах) запропонованою схемою розташування гідроенергетичного обладнання в винаході [10].

Поставлене завдання досягається тим, що у водоводі встановлюється здвоєний прямооточний гідроагрегат, з робочими колесами осьової гідротурбіни поворотно-лопатевого типу, який складається з двох турбін-генераторів, розташованих в одному водоводі послідовно один на зустріч другому,

які об'єднані трьох-компонентною системою регулювання з комбінаторною залежністю між відкриттям загального для двох турбін-генераторів направляючого апарату і кутами розвороту лопатей двох робочих коліс (рис. 1).

Здвоєний горизонтальний гідроагрегат, який був запропонований в результаті глибокого аналізу робочого процесу прямооточного капсульного гідроагрегату за допомогою сучасних пакетів чисельного дослідження просторової течії обтікання твердотільних моделей проточної частини, дозволив запропонувати науково-обґрунтовані пропозиції для проектування проточних частин і лопатевих систем з оптимальними енергокавітаційними показниками [11], що вирішило проблему просування на високі напори горизонтальних турбін і дозволяє застосовувати прямооточні гідроагрегати на напори до 200 м і більш при капсульній компоновці гідроагрегату або в бетонних бичках.

При використанні здвоєного капсульного гідроагрегату на напори  $H > 80$  м розподіл напорів на робочі колеса потребує збільшення напору на перше колесо, що вимагає від трьох-компонентної системи регулювання при недостатній циркуляції перед першим робочим колесом, із-за відсутності спіральної камери, перед другим робочим колесом для стабільної роботи обох робочих коліс створення циркуляції з напрямком протилежним, що створює напрямний апарат. Зміна знаку циркуляції при робочому процесі в першому робочому колесі призводить до зміни обертання другого робочого колеса відносно напрямку обертання першого.

Оптимальне перетворення енергії потоку в поворотно-лопатевому робочому колесі відбувається за певних умов, пов'язаних з необхідною циркуляцією, що створює напрямний апарат перед лопатеву системою робочого колеса та комбінаторною залежністю системи регулювання, що дозволяє розвернути лопаті робочого колеса на кути, що забезпечують максимальне ККД турбіни при нульовій циркуляції за робочим колесом, що мінімізує циркуляційні втрати в відповідній частині.

Така компоновка здвоєного гідроагрегату при розподіленні потужностей між гідроагрегатами, що вони несуть на покриття нагрівки між споживачами, робота другого гідроагрегату не завжди буде оптимальною, так як тільки за рахунок розвороту лопатей не завжди можна забезпечити безциркуляційний потік в відповідній частині другого гідроагрегату, що приводить до виникнення потужних спіралеподібних вихрових структур з великими циркуляційними втратами.

Нові розробки кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури» НТУ «ХПІ» [12] дозволяють усунути ці недоліки. Одною з цих розробок є горизонтальний двомашинний агрегат з робочими колесами поворотно-лопатеву гідротурбіни, який складається з двох турбін-генераторів, розташованих в одному водоводі послідовно один за одним, об'єднаних єдиною системою регулювання з чотирьох-компонентною комбінаторною залежністю між відкриттям спільного для двох турбін-генераторів напрямного апарату і проміжного апарату з кутами розвороту лопатей двох робочих коліс (рис. 2).

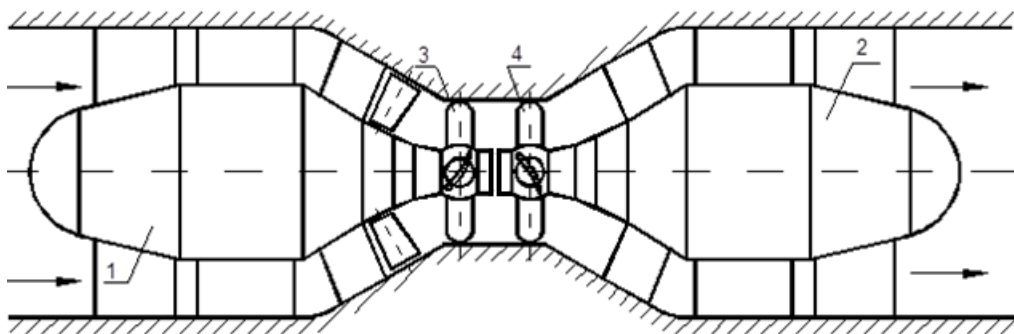


Рис. 1. Здвоєний капсульний прямооточний гідроагрегат

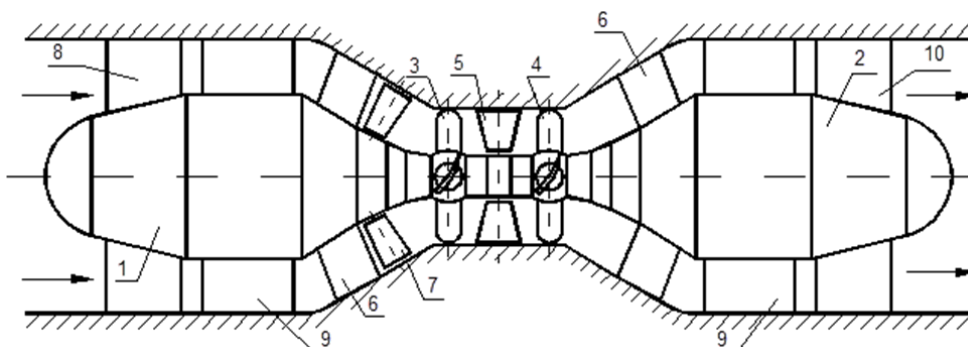


Рис. 2. Здвоєний капсульний прямооточний гідроагрегат з проміжним направляючим апаратом

Додавання в схему горизонтального двомашинного гідроагрегату проміжного напрямного апарату дозволяє в широкому діапазоні роботи гідроагрегату створити оптимальну циркуляцію перед другим робочим колесом, що сприяє збільшенню середньоексплуатаційного ККД до 94 %.

Спрацювання оптимальної циркуляції другим робочим колесом за комбінаторною залежністю чотирьох-компонентної схеми керування (напрямний апарат 7 – робоче колесо 3 – проміжний напрямний апарат 5 – робоче колесо 4) дозволяє на виході з другого робочого колеса отримати нульову циркуляцію, тобто осьовий потік у водовідних елементах, зменшуючи при цьому в них циркуляційні втрати.

Забезпечення комбінаторною залежністю чотирьох-компонентної схеми керування осьового потоку після робочих коліс в широкому діапазоні роботи гідроагрегату зменшує пульсаційні характеристики потоку у водовідних елементах, покращує вібраційні показники основних елементів конструкції, підвищуючи при цьому надійність гідроагрегату.

Запропонований горизонтальний двомашинний гідроагрегат працює наступним чином. Потік води з верхнього б'єфу через підвідну камеру обтікає в осьовому напрямку капсулу гідроагрегату 1 із силовими елементами, що фіксують капсулу в проточній частині разом із статорними колонами 6. Далі потік надходить до лопатевої системи напрямного апарату 7, що виконує функцію запірного органу та регулювання потужності гідроагрегату 1, створюючи при цьому необхідну циркуляцію води перед лопатевою системою поворотно-лопатевого осьового робочого колеса 3 гідроагрегату 1. Лопатева система поворотно-лопатевого осьового робочого колеса 3 за комбінаторною залежністю виставляється на кут в залежності від відкриття напрямного апарату 7 гідроагрегату 1, що дозволяє за робочим колесом 3 створювати нульову циркуляцію потоку, підвищуючи середньоексплуатаційний ККД в межах зміни розрахункової потужності в інтервалі. Потік з нульовою циркуляцією (осьовий потік) після робочого колеса 3 потрапляє в канали проміжного напрямного апарату 5, де створюється необхідна циркуляція перед лопатевою системою поворотно-лопатевого робочого колеса 4 гідроагрегату 2, що повертається на кут в залежності від відкриття лопаток напрямного апарату 7 і проміжного напрямного апарату 5, при цьому потік після лопатевої системи другого робочого колеса 4 виходить з нульовою циркуляцією, забезпечуючи мінімальні втрати у водовідних каналах гідроагрегату 2, що дозволяє підвищити середньоексплуатаційний ККД в порівнянні з прототипом [10].

**Висновки.** У роботі представлені перспективні напрями в гідроенергетиці просування швидкохідних проточних частин горизонтальних гідротурбін на високі напори, що дозволяють істотно розширити зону експлуатації гідроагрегату по напорах і потужностях,

зменшити масовогабаритні показники при однакових потужностях, підвищити надійність роботи устаткування на пікових навантаженнях, підвищити середньоексплуатаційне ККД. Показано, що перспективний напрям вдосконалення схеми горизонтальних капсульних гідротурбін дозволяє їх ефективно експлуатацію при напорах до 200 м.

#### Список літератури

1. *Енергетична стратегія України на період до 2035 року*. URL: [http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art\\_id=245239564&cat\\_id=245239555](http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245239564&cat_id=245239555) (дата звернення: 05.12.2022).
2. Ландау Ю. О., Калініна Л. Г. Перспективи гідроенергетики України. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Тези доповідей XXVIII міжнародної науково-практичної конференції. Ч. 1 (28–30 жовтня 2020 р., Харків)*. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. С. 131.
3. Ландау Ю. О. Перспективы развития гидроаккумулирования в Украине. *Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання. Тези доповідей XVII міжнародної науково-технічної конференції. Секція 2 (7–11 жовтня 2019 р., Харків)*. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 2019. С. 24–25.
4. Калініна Л. Г. Перспективные объекты гидроэнергетики Украины, требующие разработки новых проточных частей гидротурбин. *Удосконалювання енергоустановок методами математичного і фізичного моделювання. Тези доповідей XVII міжнародної науково-технічної конференції. Секція 2 (7–11 жовтня 2019 р., Харків)*. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 2019. С. 26–27.
5. Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы*. Харьков. 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
6. Кучерява І. М., Сорокіна Н. Л. Шляхи регулювання графіків навантаження та управління споживанням електричної енергії. *Гідроенергетика України*. 2007. № 4. С. 36–44.
7. Потетенко О. В., Дранковський В. Е., Ковальов С. М., Крупа Є. С., Вахрушева О. С., Шевченко Н. Г. Тенденції просування горизонтальних прямооточних і вертикальних радіально-осьових гідротурбін на високі напори з широким діапазоном експлуатації. *Вісник Сумського державного університету. Сер.: Технічні науки*. Суми: СумДУ. 2010. № 3. С. 125–135.
8. Потетенко О. В., Крупа Є. С., Резва К. С. Особливості робочого процесу нових типів горизонтальних прямооточних і вертикальних радіально-осьових гідротурбін на високі напори. *Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Сер.: Технічні науки*. Рівне, 2015. Ч. 1. Т. 3, № 71. С. 105–109.
9. Сокол Є., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідрравлічні машини*. Харків: Промарт, 2020. 534 с.
10. Потетенко О. В., Ковальов С. М. Пат. 76872, Україна. *Звоєний прямотечний гідроагрегат*. 2006.
11. Крупа Є. С. *Підвищення енергетичних показників гідроагрегатів шляхом вдосконалення робочого процесу нових типів гідротурбін: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.17 «Гідрравлічні машини та гідропневмоагрегати»*. Харків, 2012. 21 с.
12. Дранковський В. Е., Дюжев В. Г., Кухтенков Ю. М., Миронов К. А., Тиньянова І. І., Резва К. С., Шевченко Н. Г. Пат. 152165, Україна. *Горизонтальний двомашинний гідроагрегат*. 2022.

#### References (transliterated)

1. *Enerhetychna stratehiya Ukrainy na period do 2035 roku* [Energy strategy of Ukraine for the period up to 2035]. Available at: [http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art\\_id=245239564&cat\\_id=245239555](http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245239564&cat_id=245239555) (accessed 05.12.2022).
2. Landau Yu. O., Kalinina L. H. Perspektivyvy hidroenerhetyky Ukrainy [Prospects of hydropower in Ukraine]. *Informatsiyi*

- tehnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya. Tezy dopovidey XXVIII mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi. Ch. 1 (28–30 zhovtnya 2020 r., Kharkiv) [Information technology: science, engineering, technology, education, health. Abstracts of the XXVIII Int. Sci.-Pract. Conf. Part 1 (28–30 October 2020, Kharkiv)]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, p. 131.
3. Landau Yu. O. Perspektivy rozvitiya gidroakumulirovaniya v Ukraini [Prospects for hydro-storage development in Ukraine]. *Udoskonaluyannya enerhousanovok metodamy matematychnoho i fizychnoho modelyuvannya. Tezy dopovidey XVII mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi. Sektsiya 2 (7–11 zhovtnya 2019 r., Kharkiv)* [Improvement of power installations by using mathematical and physical modelling methods. Abstracts of the XVII Int. Sci. and Techn. Conf. Section 2 (7–11 October 2019, Kharkiv)]. Kharkiv, Instytut problem mashynobuduvannya im. A. M. Pidhornoho NAN Ukrainy Publ., 2019, pp. 24–25.
  4. Kalinina L. G. Perspektivnye ob"ekty gidroenergetiki Ukrainy, trebuyushchie razrobotki novykh prototipnykh chastey gidroturbin [Prospective hydropower facilities in Ukraine requiring development of new hydraulic turbine flow units]. *Udoskonaluyannya enerhousanovok metodamy matematychnoho i fizychnoho modelyuvannya. Tezy dopovidey XVII mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi. Sektsiya 2 (7–11 zhovtnya 2019 r., Kharkiv)* [Improvement of power installations by using mathematical and physical modelling methods. Abstracts of the XVII Int. Sci. and Techn. Conf. Section 2 (7–11 October 2019, Kharkiv)]. Kharkiv, Instytut problem mashynobuduvannya im. A. M. Pidhornoho NAN Ukrainy Publ., 2019, pp. 26–27.
  5. Landau Yu. A. Osnovnye tendentsii rozvitiya gidroenergetiki Ukrainy [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Nauchnye raboty*. Kharkov. 2014, vol. 53, issue 40, pp. 82–86.
  6. Kucheryava I. M., Sorokina N. L. Shlyakhy rehulyuvannya hrifikiv navantazheniya ta upravlinnya spozhyvannyam elektrychnoyi enerhiyi [Ways of adjusting load schedules and controlling the consumption of electric energy]. *Hidroenerhetyka Ukrainy*. 2007, no. 4, pp. 36–44.
  7. Potetenko O. V., Drankovskyy V. E., Koval'ov S. M., Krupa Ye. S., Vakhrusheva O. S., Shevchenko N. H. Tendentsiyi prosvannya horizontal'nykh pryamotochnykh i vertykal'nykh radial'no-os'ovykh hidroturbin na vysoki napory z shyrokym diapazonom ekspluatatsiyi [Trends in the promotion of horizontal direct-flow and vertical radial-axial hydraulic turbines for high heads with a wide range of operation]. *Visnyk Sums'koho derzhavnogo universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Sumy State University Bulletin. Series: Technical sciences]. Sumy, SumDU Publ., 2010, no. 3, pp. 125–135.
  8. Potetenko O. V., Krupa Ye. S., Ryezva K. S. Osoblyvosti robochoho protsesu novykh typiv horizontal'nykh pryamotochnykh i vertykal'nykh radial'no-os'ovykh hidroturbin na vysoki napory [Features of the working process of new types of horizontal direct-flow and vertical radial-axial hydraulic turbines for high heads]. *Visnyk Natsional'noho universytetu vodnoho hospodarstva ta pryrodokorystuvannya. Seriya: Tekhnichni nauky* [Bulletin National University of Water and Environmental Engineering. Series: Technical sciences]. Rivne, 2015, part 1, vol. 3, no. 71, pp. 105–109.
  9. Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Drankovskyy V., Hasyuk O., Hryb O. *Hidroenerhetyka. Tom 2. Hidravlichni mashyny* [Hydropower engineering. Vol. 2. Hydraulic machines]. Kharkiv, Promart Publ., 2020. 534 p.
  10. Potetenko O. V., Koval'ov S. M. *Zdvoyny pryamotechnyy hidroahrehat* [Twin bulb hydro unit]. Patent UA, no. 76872, 2006.
  11. Krupa Ye. S. *Pidvyshchennya enerhetychnykh pokaznykiv hidroahrehativ shlyakhom vdoskonalennya robochoho protsesu novykh typiv hidroturbin: avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk: spets. 05.05.17 "Hidravlichni mashyny ta hidropnevmoahrehaty"* [Improving energy performance of hydraulic units by improving the workflow of new types of hydraulic turbines. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.05.17 "Hydraulic machines and hydraulic pneumatic units"]. Kharkiv, 2012. 21 p.
  12. Drankovskyy V. E., Dyuzhev V. H., Kukhtenkov Yu. M., Myronov K. A., Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Shevchenko N. H. *Horizontal'nyy dvomashynny hidroahrehat* [Horizontal double-bar hydraulic unit]. Patent UA, no. 152165, 2022.

Надійшло (received) 12.12.2022

#### Відомості про авторів / About the Authors

**Дранковський Віктор Едуардович (Drankovskiy Viktor)** – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9011-2094>; e-mail: drankovskiy50@ukr.net

**Тиньянова Ірина Іванівна (Tynyanova Irina)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1185-3458>; e-mail: t.irinai@ukr.net

**Дюжев Віктор Геннадійович (Dyuzhev Viktor)** – доктор економічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Економіка бізнесу і міжнародні економічні відносини»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9929-2431>; e-mail: ekosistema999@gmail.com

**Резва Ксенія Сергіївна (Rezva Kseniya)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2457-0097>; e-mail: rezvayaks@gmail.com

*О. І. ГАСЮК***МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО ПЕРЕТВОРЮВАЧА СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ГІДРОТУРБИНИ**

Надано математичну модель електрогідрравлічного перетворювача з пропорційним керуванням. В світовій та вітчизняній практиці створення гідротурбінного обладнання визначилася чітка тенденція створення систем управління частотою обертання ротора гідротурбіни на базі комп'ютерів. Комп'ютерні системи відкривають можливість за допомогою програмного забезпечення реалізувати введення ефективних алгоритмів, що покращують статичні і динамічні характеристики системи. Це, в свою чергу, підвищує значимість математичного моделювання як на стадії проектування, так і під час пусканалагоджувальних робіт. Аналіз виконаних робіт, присвячених математичному опису елементів гідроприводу регулятора, показав, що вони зводяться до лінеаризованих рівнянь без урахування ряду важливих факторів, які дозволяють підвищити точність математичної моделі. Покращення статичних і динамічних характеристик і системи в цілому можна досягти шляхом вирішення наукової проблеми з дослідження його динаміки на базі розробки більш повної математичної моделі. Для зниження тертя і гістерезису, унеможливлення облітерації плунжер електрогідрравлічного перетворювача в нижній частині оснащений сегнеровим колесом. Поліпшення динамічних характеристик регуляторів швидкості гідротурбін вимагає розроблення нелінійних математичних моделей із подальшим аналізом перехідних процесів у гідроприводі регулятора швидкості. Оцінка показників якості перехідних процесів і подальше коригування параметрів дає змогу домогтися зниження тривалості перехідних процесів, підвищення швидкодії та точності позиціонування за малих переміщень сервомотора. Низка неврахованих чинників під час складання математичної моделі електрогідрравлічного перетворювача дає змогу підвищити її адекватність реальному об'єкту дослідження і підвищити швидкодію системи керування частотою обертання ротора гідротурбіни.

**Ключові слова:** система управління, робоче колесо, поворотно-лопатева гідротурбіна, регулятор, математична модель, позиційний гідропневмопривід.

*O. HASIUK***MATHEMATICAL MODEL OF THE ELECTRO-HYDRAULIC CONVERTER OF THE HYDRAULIC TURBINE SPEED CONTROL SYSTEM**

Presents a mathematical model of an electro-hydraulic converter with proportional control. In the world and domestic practice of creating hydraulic turbine equipment, there is a clear tendency to create computer-based rotor speed control systems for hydraulic turbines. Computer systems provide an opportunity to implement the introduction of effective algorithms using software that improve the static and dynamic characteristics of the system. This in turn increases the importance of mathematical modeling both at the design stage and during commissioning. The analysis of the performed works devoted to the mathematical description of the elements of the hydraulic drive of the regulator showed that they are reduced to linearized equations without taking into account a number of important factors that will increase the accuracy of the mathematical model. Improvement of static and dynamic characteristics and the system as a whole can be achieved by solving the scientific problem of studying its dynamics based on the development of a more complete mathematical model. To reduce friction and hysteresis, to prevent obliteration, the electrohydraulic converter plunger in the lower part is equipped with a segner wheel. Improving the dynamic characteristics of hydraulic turbine speed controllers requires the development of nonlinear mathematical models with subsequent analysis of transients in the hydraulic drive of the speed controller. Evaluation of the quality of transient processes and subsequent adjustment of parameters allows to achieve a reduction in the duration of transients, increase the speed and accuracy of positioning at small movements of the servo motor. A number of unaccounted factors during the preparation of the mathematical model of the electro-hydraulic converter makes it possible to increase its adequacy to the real object of study and increase the speed of the control system of the rotor speed of the hydraulic turbine.

**Keywords:** control system, impeller, rotary blade hydraulic turbine, regulator, mathematical model, positional hydraulic pneumatic drive.

**Вступ.** В світовій та вітчизняній практиці створення гідротурбінного обладнання визначилася чітка тенденція створення систем управління частотою обертання ротора (СУЧОР) гідротурбіни на базі ЕОМ. Комп'ютерні системи відкривають можливість за допомогою програмного забезпечення реалізувати введення ефективних алгоритмів, що покращують статичні і динамічні характеристики системи. Це, в свою чергу, підвищує значимість математичного моделювання як на стадії проектування СУЧОР, так і під час пусканалагоджувальних робіт.

**Сучасний стан розвитку СУЧОР.** У роботі [1] подано стислий опис лінійних ланок систем регулювання за допомогою передавальних функцій, частотних характеристик, розглянуто конструктивні схеми системи управління частотою обертання ротора гідротурбін і математичні моделі елементів, зокрема гідрравлічні, що представлені лінеаризованими рівняннями. Зазначається, що умови роботи СУЧОР

значно складніші, ніж регулювання парових і газових турбін, двигунів внутрішнього згоряння тощо. Останнє пояснюється головним чином виникненням гідрравлічного удару в довгих підвідних і відвідних водоводах у разі значної зміни відкриття регульовального механізму. Друга особливість функціонування СУЧОР пов'язана з різноманіттям режимів експлуатації. Цікавим є виведення й отримання передавальної функції гідроприводу (ГП) з урахуванням зміни витрати води через турбіну залежно від швидкості обертання вала, повороту лопатей робочого колеса (РК) у поворотно-лопатевої турбіні, врахування гідроудару, представленої в приростах змінних. Ряд коефіцієнтів передавальної функції обчислюється за універсальною характеристикою гідротурбіни, яка є у конструктора-дослідника. Однак, ця лінійна модель за нульових початкових умов, для малих переміщень, дає змогу в першому наближенні оцінити лише стійкість, але не показники якості перехідних процесів. Важливі



режими гідротурбіни (пуск і зупинка) не можуть бути достатньо точно оцінені за допомогою цієї моделі.

У роботі [2] наведено порівняльний аналіз різних вітчизняних і зарубіжних СУЧОР гідротурбінами, їхньої елементної бази з математичним описом процесів, що протікають. Належну увагу приділено груповому регулюванню. Наведено математичний опис СУЧОР у вигляді передавальної функції в приростах, розглянуто явище гідроудару у водоводах гідротурбіни і подано його опис у приростах. Таким чином, досліджується лінійна модель з обмеженнями, що випливають із цього, при дослідженні динаміки гідроагрегату (ГА).

Роботу [3] присвячено питанням автоматичного керування потужними гідротурбінами, основним принципам і завданням керування ГА. Приділено належну увагу особливостям регулювання поворотнлопатевими гідротурбінами, пов'язаними зі змінами положення лопатей РК для кращого використання енергії води, що проходить через турбіну. Останнє дає можливість в умовах мінливих навантажень підтримувати ККД на оптимальному рівні. За певних величин напору і частоти обертання ротора гідротурбіни кожному навантаженню і кожному положенню лопаток направляючого апарату (НА) відповідає свій певний кут повороту лопатей РК. Залежність між величиною  $a_0$  і кутом повороту лопатей РК має назву комбінаторної, а сукупність механізмів, що забезпечують цю залежність, називається комбінатором. Розглянуто основні елементи СУЧОР гідротурбіни (гідрравлічні, механічні, електричні), а також їхні динамічні властивості, що представлені в кінцевому рахунку лінійними диференціальними рівняннями. Приділено увагу математичному опису механічного, гідрравлічного та електричного ізодромів стабілізації СУЧОР гідротурбіни. Детально з розрахунками розглянуто гідрравлічні пристрої системи з відповідними рівняннями з визначення значень величин дросельних щілин, гідрравлічних втрат у каналах корпусу головного розподільника, місцевих втрат у трубопроводах тощо. Наводяться вирази щодо вибору та розрахунку маслонапірної установки (МНУ).

Робота [4] присвячена вимогам до СУЧОР, їхнім структурним схемам і характеристикам, груповому регулюванню гідротурбін, елементній базі систем. Приділяється увага впливу на систему за прискоренням, математичному опису лінійних ланок. Наведено лінійне диференціальне рівняння 2-го порядку, що описує динаміку ізодромного СУЧОР, АЧХ і зроблено низку висновків (наприклад, що постійна часу сервомотору не чинить великого впливу на динамічні характеристики регулятора, а виключення ізодрому дає змогу істотно підвищити швидкодію). Наведено порівняння регуляторів з ізодромом і впливом за прискоренням, наголошено на недоцільності зворотного зв'язку за переміщенням сервомотору. Дано загальну оцінку впливу істотних нелінійностей ланок (зони нечутливості, зони насичення) на роботу СУЧОР гідротурбіни. Однак, безпосереднього врахування нелінійностей при

дослідженні динаміки гідроагрегату з СУЧОР не наведено. Під час аналізу ГА, як об'єкта регулювання, належна увага приділяється врахуванню гідроудару. Наведено аналіз стійкості СУЧОР різних структур і рекомендації щодо її забезпечення.

У роботі [5] на прикладі укрупненої СУЧОР гідротурбіни, що описується нелінійними диференціальними рівняннями, виконано лінеаризацію, яка ґрунтується на гіпотезі, що всі процеси в системі відбуваються в малій околиці деякого рівноважного режиму. На основі лінійної моделі шукають закон керування (передавальна функція), що дає змогу підтримувати задане значення частоти обертання ротора за наявності збурювальних впливів. З урахуванням обмеження на керувальний вплив (зміна відкриття і швидкості повороту лопаток НА) передавальна функція закону керування являє собою ПІ-закон. При аналізі її технічної реалізації та введенні низки допущень отримано ПІД-закон. Автор роботи [6] зазначає, що отриманий результат не слід розглядати як остаточну рекомендацію до проектування регуляторів гідротурбін, тому що при цьому не враховано багато важливих особливостей.

Роботу [7] присвячено опису вдосконалених електрогідрравлічних СУЧОР. Наведено функціональну схему, що містить пристрої з ПІ-законом керування, ізодром, пристрій керувального впливу за прискоренням. Система містить зворотні зв'язки за частотою обертання ротора, за положенням НА, пристрій для переведення системи в режим групового регулювання. Сигнал частоти обертання ротора від вимірювальних трансформаторів напруги і струму подається на вхід системи як головний зворотний зв'язок. У системі передбачено: обмеження пускового відкриття НА електричним шляхом; автоматична корекція величини пускового відкриття НА у функції чинного напору; обмеження закриття НА під час роботи на холостому ходу (або під час скидання навантаження) електричним шляхом; обмеження мінімальної потужності під час роботи ГА на потужну енергосистему. Математичний опис СУЧОР представлено лінійною моделлю.

У роботах [8, 9] викладено приклад ефективного застосування ЕОМ для дослідження регулювання частоти обертання ГА на гідроелектричній станції. Показано, що такий підхід дав змогу детально вивчити можливості ГА і систем керування на стадії проектування. Для опису динаміки гідротурбіни, напірного водоводу і зрівняльного резервуара було використано шість диференціальних рівнянь: рівняння руху штока сервомотора (СМ) (як дія системи регулювання); переміщення лопаток НА; витрати у водоводі зрівняльного резервуара; рівня в зрівняльному резервуарі; рівняння руху ГА; рівняння, що описують гідрравлічний удар.

У роботі [10] на відміну від інших робіт згідно з принциповою схемою СУЧОР гідротурбіни подано нелінійну математичну модель, що містить такі диференціальні нелінійні рівняння: руху гідротурбіни, де для визначення залежності  $M_d$  від  $Q$ ,  $H$ , значення кута лопатей рекомендовано брати з універсальних

характеристик; чутливого елемента (маятника); переміщення штока СМ; проточної частини системи без урахування стисливості робочої рідини (РР) і з урахуванням стисливості РР; руху штока головного СМ; зворотного зв'язку системи; руху води у відвідних та підвідних водоводах; руху штока СМ, що керує поворотом РК. Крім цього подано й лінеаризовані рівняння системи. Аналізована робота має теоретичну і практичну значущість із методологічного погляду, оскільки низка елементів системи застаріли.

Дії системи регулювання гідротурбіни в умовах незалежності від інших гідротурбін в основному присвячена робота [11]. У ній розглядаються статичні характеристики гідроагрегату, призначення системи регулювання гідротурбін та основні принципи регулювання, принципіві схеми з одним і двома регулювальними органами, схеми, що реалізують комбінаторну залежність [12], елементи конструкції регуляторів (маятники, гідророзподільвачі, сервомотори, ізодромні механізми, механізм зміни числа обертів, механізм управління лопатями, маслонапірні установки, насоси). У роботі описуються регулятори гідротурбін та окремих вузлів. Належну увагу приділено динаміці регулювання гідротурбіни під час її ізольованої роботи: стійкості та характеру перехідних процесів здебільшого на основі лінеаризованих рівнянь для формулювання загальних положень і якісної оцінки низки основних параметрів із застосуванням універсальних характеристик. Автори відзначають особливості динаміки реальних процесів регулювання гідротурбіни: гідродару в режимах роботи, істотних відхилень від положення рівноваги, наявності зазорів, нелінійностей тощо. На основі лінеаризації за допомогою ряду Тейлора отримано рівняння гідротурбіни в приростах безрозмірних величин, коефіцієнти якого можна визначити за універсальною характеристикою. У роботі наведено ланцюгові рівняння для обчислення підвищення тиску і швидкості фаз гідродару. Деяку увагу приділено паралельній роботі. Однак у роботі з погляду динаміки регулювання розглянуто загалом тільки лінійні математичні моделі.

Теоретичний і практичний інтерес становить робота [13]. У ній зазначається, що досягнення в галузі теорії автоматичного керування не набули широкого застосування в практиці проектування систем регулювання гідротурбін. Ставиться завдання про точніші методи розрахунку динаміки регулювання, зокрема і з урахуванням гідравлічного удару проточної частини гідротурбіни. Вперше ставиться завдання про необхідність спільного регулювання за допомогою ЕОМ. За допомогою досліджень лінеаризованої математичної моделі виконано порівняльний аналіз низки систем регулювання гідротурбін з урахуванням гідродару. Було досліджено перехідні процеси при повному скиданні навантаження. Однак низку істотних нелінійностей головного розподільника, сервомоторів тощо не враховували, а ухвалені закони керування застаріли до теперішнього часу.

Слід відзначити роботи авторів [14, 15] які полягають у розробці позиційних гідропневмоприводів. Використовуючи стандартну гідропневмоапаратуру автори досягають високу точність позиціонування виконавчого механізму, що має великий практичний інтерес.

Аналіз виконаних робіт дає змогу зазначити, що подальший розвиток математичних моделей елементів гідроприводу СУЧОР є актуальним.

**Рішення.** Розглянемо конструктивну схему (рис. 1) електрогідравлічного перетворювача (ЕГП) типу TR 10 (виробництва фірми GEC Alstom Neugric Франція, Гренобль). Він складається з пропорційного магніту 2, у магнітному полі якого встановлена обмотка 1. Обмотка разом з золотником 3 створює рухомий вузол.

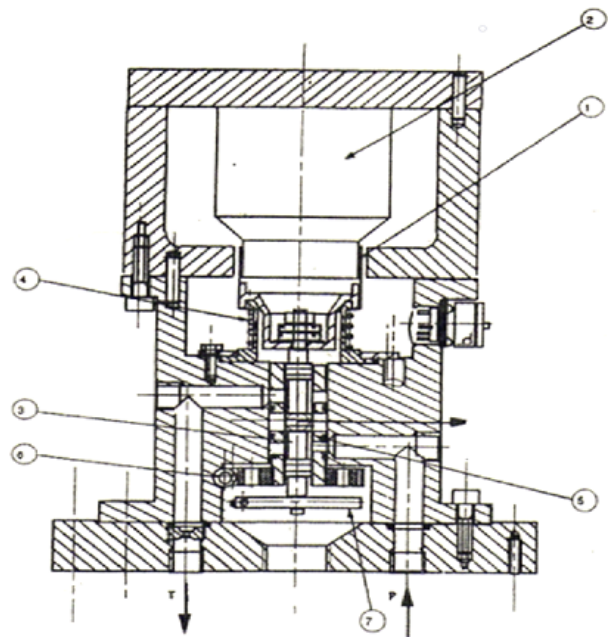


Рис. 1. Конструктивна схема електрогідравлічного перетворювача TR 10

Рухомий вузол підтримується пружиною 4. Втулка 5 золотникової пари пригвинчується до корпусу TR 10 (ЕГП), а її положення за висотою регулюється гвинтом 6. Для зменшення сили тертя й ефекту гістерезису розподільний золотник забезпечений у нижній частині гідравлічного сегнерового колеса 7. Вхід РР під тиском від МНУ позначений на рис. 1 буквою Р, а злив у бак – буквою Т. Габаритні розміри TR 10 наведено на рис. 2.

Таким чином TR 10 являє собою дроселюючий трипозиційний розподільник, що здійснює перетворення електричного вхідного сигналу в пропорційний гідравлічний сигнал (тиск РР) на виході.

Роботу TR 10 можливо простежити за допомогою графічного зображення (рис. 2). Згідно зі схемою рис. 2 TR 10 (ЕГП) є дроселюючим розподільником із закритим центром, із пружинним центруванням, електромагнітним управлінням. Під час подачі позитивного електричного сигналу на обмотку золотник опускається вниз, тобто в іншу позицію,

забезпечуючи подачу сигналу управління в канал торцевої камери головного розподільника. Це призводить до розвороту лопатей. За іншої полярності сигналу на обмотку TR 10 золотник із нейтрального положення піднімається вгору, що призводить до з'єднання каналу управління головного розподільника зі зливом і згортання лопатей РК. TR 10 встановлюється на монтажну плиту вертикально.

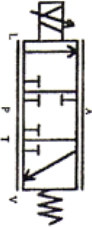


Рис. 2. Графічне зображення TR 10

Математична модель електрогідравлічного перетворювача (ЕГП) представлена наступними рівняннями:

- електричної рівноваги сигналів

$$U_{\text{вих.к}} - U_{\text{P32}} = U_E;$$

- електричної рівноваги в ланцюзі обмотки ЕГП зі струмом  $i$

$$U_y = L \frac{di}{dt} + Ri + K_{nz} \frac{dx_E}{dt}.$$

Або

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{T_L} \left( \frac{U_E - K_{\text{ПЕ}} V_E}{R} - i \right), \quad (1)$$

де  $T_L = L/R$ .

Рівняння (1) може бути представлено передавальною функцією

$$W_E(S) = \frac{i(S)}{U_E(S) - K_{\text{ПЕ}} V_E(S)} = \frac{\frac{1}{R}}{T_L S + 1};$$

руху золотника ЕГП під час  $x_E > 0$  та  $x_E < 0$

$$m_E \cdot \frac{d^2 x_E}{dt^2} = K_{Fi} \cdot i - C_E x_E + G_E - F_{\text{тр.Е}} - \beta_E \cdot \frac{dx_E}{dt} - F_{\text{ГДЕ}}, \quad (2)$$

де  $K_{Fi} = \frac{C_E \cdot X_{E, \text{max}}}{i_{\text{max}}}$ ;

$$F_{\text{тр.Е}} = k d_E l p_0 f \text{sign} \frac{dx_E}{dt};$$

$$F_{\text{ГДЕ}} = 2 \mu_E^2 p d_E x_E \Delta p \cos \theta.$$

Якщо на першому етапі досліджень динамічних процесів ЕГП знехтувати наведеною масою золотника порівняно з масою золотника головного розподільника та силами  $F_{\text{тр.Е}}$ ,  $\beta_E \frac{dx_E}{dt}$ ,  $G_E$  і  $F_{\text{ГДЕ}}$  порівняно із силою  $F_{Fi}$ , то рівняння (2) набуде вигляду

$$K_{Fi} \cdot I = C_E x_E;$$

$$x_E = \frac{K_{Fi}}{C_E}; K_E = \frac{K_{Fi}}{C_E}.$$

Витрати через ЕГП:  
при  $x_E > 0$

$$q_{E1} = \mu_E \pi d_E x_{\text{Щ.Е}} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_0 - p_{\text{P32}}|} \cdot \text{sign} \cdot (p_0 - p_{\text{P32}}); \quad (3)$$

при  $x_E < 0$

$$q_{E2} = \mu_E \pi d_E x_{\text{Щ.Е}} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{\text{P32}} - p_{\text{сл}}|} \cdot \text{sign} \cdot (p_{\text{P32}} - p_{\text{сл}}); \quad (4)$$

де  $x_{\text{Щ.Е}}$  – висота щілини, що дорівнює;

$x_{\text{ОЕ}}$  – позитивне перекриття щілини при  $x_E > 0$

$x_{\text{Щ.Е}} = x_E - x_{\text{ОЕ}}$ , при  $x_E < 0$ ,  $x_{\text{Щ.Е}} = x_E + x_{\text{ОЕ}}$ .

У загальному вигляді нерівність має такий вигляд при  $x_E > 0$

$$x_{\text{Щ.Е}} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_E \leq x_{\text{ОЕ}}, \\ x_E - x_{\text{ОЕ}} & \text{при } x_E > x_{\text{ОЕ}}; \end{cases} \quad (5)$$

при  $x_E < 0$

$$x_{\text{Щ.Е}} = \begin{cases} 0 & \text{при } |x_E| < x_{\text{ОЕ}}, \\ -x_E + x_{\text{ОЕ}} & \text{при } |x_E| > x_{\text{ОЕ}}. \end{cases} \quad (6)$$

Змінність структури моделі ЕГП під час досліджень динамічних характеристик, пов'язаної, наприклад, із заміною нерівності (5) на нерівність (6) або навпаки, здійснюється за допомогою логічних нерівностей:

$$\begin{cases} \text{при } x_E > 0 & \text{включена нерівність (5),} \\ \text{при } x_E < 0 & \text{включена нерівність (6).} \end{cases} \quad (7)$$

Аналогічно за допомогою нерівностей (7) здійснюється змінність структури моделі ЕГП, пов'язана з рівняннями (3) і (4).

**Висновки.** Розроблена нелінійна математична модель електрогідравлічного перетворювача, яка входить до складу повної математичної моделі системи регулювання швидкості гідротурбіни для дослідження динамічних характеристик з метою покращення швидкодії та точності позиціонування.

#### Список літератури

1. Русанов А. В., Гнесін В. І. *Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок*. Харків: ШМаш, 2019. 386 с.
2. Сокол Є., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідрравлічні машини*. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. 534 с.
3. Мигущенко Р. П., Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк А. И., Дорошенко А. В., Cherkashenko A. Системы управления гидротурбин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 84–97.
4. Черкашенко М. В., Вурье Б. А., Гасюк А. И., Потетенко О. В. *Синтез комбинационных схем гидроневмоавтоматики*. Germany: GMBH, 2020. 130 с.
5. Канюк Г. И., Мезеря А. Ю., Мельников В. Е. Параметрический синтез астатического регулятора САР частоты вращения гидротурбины на основе решения обратной задачи динамики. *Адаптивные системы автоматического управления*. 2018. № 1 (32). С. 68–77.
6. Kanjuk G., Mezerya A., Melnykov V., Antonenko N., Chebotarev A. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 6, no. 2 (96). P. 70–78.
7. *Руководство по эксплуатации регулятора скорости ALSTOM радиально-осевой гидротурбины*. Гренобль, 2011. 206 с.
8. Mahdavian M., Shahgholian Gh., Janghorbani M., Soltani B., Wattanapongsakorn N. Load frequency control in power system

- with hydro turbine under various conditions. *12th International Conference on Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON) (24–27 June 2015, Hua Hin, Thailand)*. IEEE, 2015. P. 1–5, doi: 10.1109/ECTICon.2015.7206938
9. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013. No. 1. P. 27–30.
  10. Qu F., Guo W. Coupling transient behavior of primary frequency regulation of hydropower plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022. Vol. 52, part C. Article 102227. doi: 10.1016/j.seta.2022.102227
  11. Chelabi M. A., Saga M., Kuric I., Basova Y., Dobrotvorskiy S., Ivanov V., Pavlenko I. The effect of blade angle deviation on mixed inflow turbine performances. *Applied Sciences*. 2022. Vol. 12, issue 8. P. 3781. doi: 10.3390/app12083781
  12. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2018. 120 p.
  13. Черкашенко М. В., Сериков А. Д., Салыга Т. С., Фатеев А. Н., Фатеева Н. Н., Радченко Л. Р. *Позиционные гидроневмоагрегаты*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. 115 с.
  14. Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк О. І., Пермяков О. А., Панамарьова О. Б., Олексенко Ю. Ю. Пат. 152023, Україна. *Гідроневмопривод*. 2022.
  15. Черкашенко М. В., Гасюк О. І., Хавін Г. Л. Пат. 152026, Україна. *Гідроневмопривод*. 2022.
  5. Kanyuk G. I., Mezerya A. Yu., Mel'nikov V. E. Parametricheskii sintez astaticheskogo regul'yatora SAR chastoty vrashcheniya gidroturbiny na osnove resheniya obratnoy zadachi dinamiki [Parametric synthesis of an astatic regulator of the automatic control system of the turbine speed based on the solution of the inverse problem of dynamics]. *Adaptyvni systemy avtomatychnoho upravlinnya*. 2018, no. 1 (32), pp. 68–77.
  6. Kanjuk G., Mezerya A., Melnykov V., Antonenko N., Chebotarev A. Improving the quality of electric energy at hydrogenerator units by upgrading control systems. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, vol. 6, no. 2 (96), pp. 70–78.
  7. *Rukovodstvo po ekspluatatsii regul'yatora skorosti ALSTOM radial'no-osevoy gidroturbiny* [ALSTOM radial-axis hydraulic turbine speed regulator manual]. Grenoble, 2011. 206 p.
  8. Mahdavian M., Shahgholian Gh., Janghorbani M., Soltani B., Wattanapongsakorn N. Load frequency control in power system with hydro turbine under various conditions. *12th International Conference on Electrical Engineering/Electronics, Computer, Telecommunications and Information Technology (ECTI-CON) (24–27 June 2015, Hua Hin, Thailand)*. IEEE Publ., 2015, pp. 1–5, doi: 10.1109/ECTICon.2015.7206938
  9. Adegbuyi P. Hydraulic and pneumatic cylinder failures, the effect of fluid cleanliness on component life. *Hidraulica*. 2013, no. 1, pp. 27–30.
  10. Qu F., Guo W. Coupling transient behavior of primary frequency regulation of hydropower plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022, vol. 52, part C, article 102227. doi: 10.1016/j.seta.2022.102227
  11. Chelabi M. A., Saga M., Kuric I., Basova Y., Dobrotvorskiy S., Ivanov V., Pavlenko I. The effect of blade angle deviation on mixed inflow turbine performances. *Applied Sciences*. 2022, vol. 12, issue 8, p. 3781. doi: 10.3390/app12083781
  12. Sokol Ye., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes of drives system*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018. 120 p.
  13. Cherkashenko M. V., Serikov A. D., Salyga T. S., Fateev A. N., Fateeva N. N., Radchenko L. R. *Pozitsionnye gidronevmoagregaty* [Positional hydropneumatic units]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2015. 115 p.
  14. Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Hasyuk O. I., Permyakov O. A., Panamar'ova O. B., Oleksenko Yu. Yu. *Hidronevmopryvod* [Hydraulic pneumatic drive]. Patent UA, no. 152023, 2022.
  15. Cherkashenko M. V., Hasyuk O. I., Khavin H. L. *Hidronevmopryvod* [Hydraulic pneumatic drive]. Patent UA, no. 152026, 2022.

#### References (transliterated)

1. Rusanov A. V., Hnyesin V. I. *Naukovo-tekhichni osnovy modelyuvannya i proektuvannya protochnykh chastyn enerhetychnykh turbostanovok* [Scientific and technical bases of modeling and designing of flowing parts of power turbo installations]. Kharkiv, Ipmash Publ., 2019. 386 p.
2. Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Drankov'skyi V., Hasyuk O., Hryb O. *Hidroenerhetyka. Tom 2. Hidravlichni mashyny* [Hydropower engineering. Vol. 2. Hydraulic machines]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020. 534 p.
3. Migushchenko R. P., Cherkashenko M. V., Potetenko O. V., Gasyuk A. I., Doroshenko A. V., Cherkashenko A. *Sistemy upravleniya gidroturbin* [Hydraulic turbin control systems]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 1, pp. 84–97.
4. Cherkashenko M. V., Vur'e B. A., Gasyuk A. I., Potetenko O. V. *Sintez kombinatsionnykh skhem gidronevmoavtomatiki* [Synthesis of combinatorial schemes of hydropneumoautomatics]. Germany, GMBH Publ., 2020. 130 p.

Надійшло (received) 10.12.2022

#### Відомості про автора / About the Author

**Гасюк Олександр Іванович (Hasiuk Oleksandr)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідралічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6347-8501>; e-mail: galexom@gmail.com

**М. І. ЧЕРПАКОВ****ДОСЛІДЖЕННЯ РЕАЛІЗАЦІЇ АВТОМАТИЧНИХ СИСТЕМ ІЗ ТЕХНОЛОГІЄЮ КОМП'ЮТЕРНОГО ЗОРУ НА ВИРОБНИЦТВАХ**

Проведено огляд на використання систем комп'ютерного зору, складність та проблематику їхньої розробки та використання на сучасних виробництвах, які потребують автоматизації праці та впровадження новітніх технологій для контролю за технологічним процесом. Виділені основні перспективні галузі для реалізації систем комп'ютерного бачення. Визначені основні причини складності побудови подібних систем, які мають у собі як фізичну природу, так і комплексну природу комп'ютерного зору як дисципліни. Розглянута взаємодія таких систем із програмованими контролерами. Розглянуті мови програмування, на які слід звернути увагу як для програмування контролерів, так і для розробки комп'ютерного зору. Це мови програмування C++ та Python для розробки програмного забезпечення, які мають відповідні бібліотеки, що реалізують розпізнавання та навчання систем шляхом впровадження машинного навчання, а також мови ST, IL, LD, FBD, SFC для керування програмованими контролерами. Так само, реалізація основних вимог для систем комп'ютерного зору, як то гнучкість і масштабування є можливими завдяки мовам C++ та Python із відповідними сторонніми бібліотеками. Мова програмування у даному випадку стає зручним інструментом для впровадження попередньо реалізованих складних функцій. Звернена увага на те, що автоматичні системи із застосуванням комп'ютерного бачення є дискретно-аналоговими та потребують відповідних технічних пристроїв та програмованих контролерів. Також розглянуті технічні елементи, з яких вони мають складатися.

**Ключові слова:** комп'ютерний зір, програмований контролер, автоматизація виробництва, дискретно-аналогова система.

**М. CHERPAKOV****STUDY OF THE IMPLEMENTATION OF AUTOMATIC SYSTEMS WITH COMPUTER VISION TECHNOLOGY IN MANUFACTURING**

An overview of the use of computer vision systems, the complexity and problems of their development and use in modern industries that require automation of labor, and the introduction of the latest technologies to control the technological process. The main promising areas for the implementation of computer vision systems are highlighted. The main reasons for the complexity of building such systems, which have both the physical nature and the complex nature of computer vision as a discipline, are identified. The interaction of such systems with programmable controllers is considered. The use of programming languages for both controller programming and computer vision development is examined. These are C++ and Python programming languages for software development that have corresponding libraries that implement recognition and learning of systems by implementing machine learning, as well as ST, IL, LD, FBD, and SFC languages for controlling programmable controllers. Likewise, the implementation of basic requirements for computer vision systems, such as flexibility and scalability, is possible owing to C++ and Python languages with corresponding third-party libraries. The programming language in this case becomes a convenient tool for actualizing pre-implemented complex functions. Attention is drawn to the fact that automatic systems using computer vision are discrete-analog and require appropriate technical devices and programmable controllers. The technical elements that they should consist of are also considered.

**Keywords:** computer vision, programmable controller, production automation, discrete-analog system.

**Вступ.** У сучасних реаліях розвитку машинобудування важливим чинником є постійне удосконалення технологій та їхня інтеграція у виробництво. Однією з найважливіших галузей удосконалення виробництва є автоматизація праці із застосуванням гідравлічних та пневматичних автоматичних систем, промислових роботів задля того, щоб зменшити втручання людського фактора, пришвидшити та здешевити виробництво. Перспективною є побудова таких систем із запровадженням комп'ютерного зору або комп'ютерного бачення. Комп'ютерний зір – це міждисциплінарна наукова галузь, яка ставить за мету створення автоматичних систем, які можуть виконувати ті ж завдання із розпізнавання об'єктів, що і людська зорова система [1].

Люди без проблем можуть розгледіти прозорість пелюстків квітів у вазі або упізнати усіх людей на фотографії та визначити їхні емоції. Машини ж цього зробити не можуть, проте завдання дослідників комп'ютерного зору і полягає в тому, щоб розробляти математичні моделі для одночасного виявлення тривимірної форми та розрізнення об'єктів на зображеннях. Попри серйозний розвиток технологій, побудувати системи із таким самим рівнем деталізації

об'єктів, як у людей, все ще залишається важкою задачею [2].

Комп'ютерний зір є такою складною галуззю зокрема тому, що це задача зворотного дослідження, в якій треба відновити деякі невідомі, враховуючи недостатню інформацію для повного розв'язання задачі. Це змушує вдаватися до заснованих на фізиці та теорії імовірності моделей або ж до машинного навчання на великій кількості прикладів.

Сенс зворотної інженерії, яка використовується для комп'ютерного зору, в тому, щоб проаналізувати наявний об'єкт або зображення з метою виявлення його складових. Тобто це описання побаченого світу та реконструкція його властивостей, як-то: форма, освітлення, розподіл кольорів тощо.

Комп'ютерний зір сьогодні використовується в багатьох сферах людської діяльності, серед яких [2]:

1. Оптичне розпізнавання символів: автоматичне розпізнавання номерних знаків (ANPR).
2. Перевірка деталей машин: пошук дефектів у сталевих виливках за допомогою рентгенівського зору; забезпечення дотримання допусків на крилах літаків за допомогою стереобачення та спеціального освітлення.
3. Роздрібна торгівля: розпізнавання об'єктів для

автоматизованих касових смуг і повна автоматизація магазинів.

4. Дотримання санітарних норм та норм безпеки: контроль наявності засобів індивідуального захисту на працівниках [3].

5. Автоматична автентифікація: розпізнавання відбитків пальців і біометричних даних [4].

6. Автоматизація логістики: автоматичні приводи для транспортування піддонів і збирання деталей роботами-маніпуляторами; автономне доставляння пакетів.

7. Безпілотні транспортні засоби: здатність автономного пересування між визначеними точками [5]; автономний політ [6].

8. Побудова 3D моделі (фотограмметрія): повністю автоматизована побудова 3D моделей з аерофотознімків та фотографій з дронів.

**Основна частина.** Незалежно від цілі застосування, система комп'ютерного зору має містити такі основні елементи: джерело живлення, пристрій для отримання зображення (це може бути як відео камера, так і спеціалізовані мікросхеми, що складаються зі світлочутливих фотодіодів), контролер або персональний комп'ютер, до якого ця система має підключатись, дисплей для моніторингу стану системи або для виводу результатів роботи, а також програмне забезпечення, яке розроблене безпосередньо для вирішення практичних завдань.

У наш час широко застосовуються різні сім'ї програмованих контролерів і мікро-ЕОМ для управління агрегатами, установками та технологічними процесами. У склад програмованих контролерів і мікро-ЕОМ в загальному випадку можуть входити мікропроцесор, генератор тактових імпульсів, запам'ятовувальний пристрій програм, запам'ятовувальний пристрій даних (ОЗУ) та інтерфейс вводу – виводу, через який мікропроцесор приймає інформацію від пристроїв вводу і подає інформацію на пристрої виводу [7].

Комп'ютерне бачення ж як технологія реалізується за допомогою програмного забезпечення (ПЗ). Зазвичай таке ПЗ може бути написане із допомогою мов програмування C++ та Python із відповідними бібліотеками (OpenCV, Torch, PyTorch, tensorflow, Keras). Бібліотеки являють собою попередньо написаний і реалізований функціонал, який допомагає розв'язувати проблеми комп'ютерного зору. Вони можуть бути як кросплатформними, так і призначеними для якоїсь конкретної платформи або мови. Часто у таких бібліотеках є мінімально необхідний набір базових інструментів, але кожна окрема бібліотека може бути спрямована на свою галузь. Однак цього недостатньо для побудови автоматизованої системи, бо само по собі таке програмування дозволяє лише обробляти зображення, а для прийняття відповідних дій на основі отриманих даних потрібен контролер, який буде отримувати дані з датчиків і пристроїв вводу та керувати усією системою.

Для програмування промислових програмованих контролерів використовують певний перелік мов,

деінде вони здебільшого не застосовуються. Серед них дві текстові, три графічні. Згідно зі стандартом [8]:

1. ST (Structured Text) – структурований текст – мова, що походить від мови Paskal.

2. IL (Instruction List) – список інструкцій – дуже подібна до асемблера мова.

3. LD (Ladder Diagram) – східчаста діаграма – графічна мова програмування заснована на теорії релейно-контактних схем, яка використовує стандартизовані графічні елементи.

4. FBD (Function Block Diagram) – діаграма функційних блоків – являє собою послідовність ланок, які містять умови для переходу від одного функційного блоку до іншого.

5. SFC (Sequential Function Chart) – послідовний ряд блоків (мова діаграм станів) – графічна мова, яка використовує послідовність блоків програм (кроків) та умов їх виконання. Може комбінуватися з усіма попередніми мовами.

Мікропрограмні мікропроцесорні пристрої доцільно використовувати під час автоматизації складних об'єктів, а також об'єктів, які потребують високої швидкодії системи управління для реалізації дискретно-аналогового управління гідро- і пневмоприводами [7]. Системи комп'ютерного бачення якраз достатньо складні, і їх можна віднести до дискретно-аналогових. Як було зазначено вище, для побудовання системи потрібні як контролер, який буде керувати всіма вхідними та вихідними сигналами, так і додаткове програмне забезпечення, яке має синтезувати у собі технологію комп'ютерного зору і подальші дії системи, які є набором інструкцій для контролера у разі виникнення певних умов, що їх фіксуватиме відеообладнання.

Окрім підбору алгоритмів для комп'ютерного розпізнавання об'єктів, постає також питання збереження гнучкості системи. Завдання гнучкості комп'ютерного зору – це дозволити легку та швидку реалізацію масштабування та перенавчання. Тобто основна ідея полягає у тому, щоб така система могла виконувати не лише одне чітко прописане завдання, а вирішувати нові, які поступають до неї. Це може бути або зміна типу деталей для аналізу, або збільшення/зменшення об'єктів для розпізнавання. Тут на допомогу приходить використання штучного інтелекту [9].

Штучний інтелект (англ. artificial intelligence) – технологія, що надає машинам можливість імітувати людську поведінку [10]. Здебільшого у комп'ютерному зорі для навчання систем та розробки алгоритмів провідну роль відіграє машинне навчання [11]. Машинне навчання (англ. machine learning) – це галузь штучного інтелекту, в якій машини використовують статистичні методи аналізу для навчання за попередньо здобутою інформацією та досвідом. Тобто ціллю є прийняття машиною рішень у майбутньому, спираючись на спостереження в минулому [10]. Зараз найбільш розповсюдженими елементами машинного навчання для комп'ютерного зору є штучні нейронні мережі глибинного навчання,

в яких корекція поведінки системи відбувається шляхом опрацювання даних, здобутих прямо під час навчання [12].

Зважаючи на все це, слід зауважити, що при цьому система фізично не видозмінюється: камери, контролери тощо залишаються на місцях. Частина системи, що відповідає за безпосередньо автоматизацію рухомої частини, теж не зазнає змін, хіба що у разі зміни технологічного процесу, бо програмовані сигнали гідравлічним, пневматичним елементам систем або промисловим роботам мають генеруватися в залежності від сигналів, які посилає система комп'ютерного зору, а не спираючись на завдання, які вона вирішує. Проте у разі такої зміни має також відбуватись корекція параметрів вихідних ланок, на кшталт зусилля, швидкості тощо, що має передбачатись у сигналах контролеру.

**Висновок.** Таким чином, можна з упевненістю сказати, що технологія комп'ютерного зору стрімко розвивається та знаходить застосування у багатьох сферах людського життя, від мобільних телефонів до високоточної промисловості. Серед найбільш важливих задач цієї технології у машинобудуванні слід виділити аналіз якості деталей машин, керування складними роботизованими системами та комплексами, розпізнавання деталей, складових, маркувань тощо. Комп'ютерне бачення у цих галузях дозволяє здешевити та прискорити виробництво, бо воно дозволяє з більшою легкістю робити те, що традиційно робили тільки люди.

Звісно, для таких систем дуже зручно використовувати програмовані контролери, але тут вони мають діяти у тандемі із додатковим програмним забезпеченням, яке керує обробкою та аналізом зображення з головного вхідного елемента системи – відеокамери. Тобто тут програмування вихідних елементів ґрунтується на отриманні зображення, формуючи аналогово-дискретну систему і дозволяючи сильно збільшити потенціал гнучкості та масштабування такої системи.

#### Список літератури

- Huang T. Computer Vision: Evolution And Promise. *19th CERN School of Computing (8–21 September 1996, Egmond aan Zee, Netherlands)*. Geneva: CERN, 1996. P. 21–25.
- Szeliski R. *Computer Vision: Algorithms and Applications*. Berlin: Springer, 2022. 947 p.
- Prateek K., Anuj K., Snigdha A., Deep T., Naveen X., Arun R. *Using Computer Vision to enhance Safety of Workforce in Manufacturing in a Post COVID World*. URL: <https://arxiv.org/ftp/arxiv/papers/2005/2005.05287.pdf> (дата звернення: 17.11.2022).
- The Computer Vision Industry*. URL: <https://www.cs.ubc.ca/~lowe/vision.html> (дата звернення: 18.11.2022).
- Montemerlo M., Becker J., Bhat S., Dahlkamp H., Dolgov D., Ettinger S., Haehnel D., Hilden T., Hoffmann G., Huhnke B., Johnston D., Klumpp S., Langer D., Levandowski A., Levinson J., Marcil J., Orenstein D., Paefgen J., Penny I., Petrovskaya A., Pflueger M., Stanek G., Stavens D., Vogt A., Thrun S. Junior: The

- Stanford entry in the Urban Challenge. *Journal of Field Robotics*. 2008. Vol. 25, issue 9. P. 569–597. doi: 10.1002/rob.20258
- Kaufmann E., Gehrig M., Foehn P., Ranfl R., Dosovitskiy A., Koltun V., Scaramuzza D. Beauty and the beast: Optimal methods meet learning for drone racing. *In International Conference on Robotics and Automation (May 2019, Monreal, Canada)*. Monreal: IEEE, 2019. P. 690–696.
- Черкашенко М. В. *Автоматизація проектування систем гідро- і пневмоприводів з дискретним управлінням*. Харків: НТУ «ХПІ», 2001. 182 с.
- International Standard IEC 61131-3. Programmable controllers – Part 3: Programming languages*. Geneva: IEC, 2013. 226 p.
- Zhou L., Zhang L., Konz N. Computer Vision Techniques in Manufacturing. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems*. 2022. Vol. 53, issue 1. P. 105–117. doi: 10.1109/TSMC.2022.3166397
- Koul A., Ganju S., Kasam M. *Practical Deep Learning for Cloud, Mobile, and Edge: Real-World AI & Computer-Vision Projects Using Python, Keras & TensorFlow*. Sebastopol: O'Reilly Media, 2019. 620 p.
- Bishop C. M. *Pattern Recognition and Machine Learning*. New York: Springer, 2006. 738 p.
- Bengio Y., LeCun Y., Hinton G. Deep learning for AI. *Communications of the ACM*. 2021. Vol. 64, no. 7. P. 58–65.

#### References (transliterated)

- Huang T. Computer Vision: Evolution And Promise. *19th CERN School of Computing (8–21 September 1996, Egmond aan Zee, Netherlands)*. Geneva, CERN Publ., 1996, pp. 21–25.
- Szeliski R. *Computer Vision: Algorithms and Applications*. Berlin, Springer Publ., 2022. 947 p.
- Prateek K., Anuj K., Snigdha A., Deep T., Naveen X., Arun R. *Using Computer Vision to enhance Safety of Workforce in Manufacturing in a Post COVID World*. Available at: <https://arxiv.org/ftp/arxiv/papers/2005/2005.05287.pdf> (accessed 17.11.2022).
- The Computer Vision Industry*. Available at: <https://www.cs.ubc.ca/~lowe/vision.html> (accessed 18.11.2022).
- Montemerlo M., Becker J., Bhat S., Dahlkamp H., Dolgov D., Ettinger S., Haehnel D., Hilden T., Hoffmann G., Huhnke B., Johnston D., Klumpp S., Langer D., Levandowski A., Levinson J., Marcil J., Orenstein D., Paefgen J., Penny I., Petrovskaya A., Pflueger M., Stanek G., Stavens D., Vogt A., Thrun S. Junior: The Stanford entry in the Urban Challenge. *Journal of Field Robotics*. 2008, vol. 25, issue 9, pp. 569–597. doi: 10.1002/rob.20258
- Kaufmann E., Gehrig M., Foehn P., Ranfl R., Dosovitskiy A., Koltun V., Scaramuzza D. Beauty and the beast: Optimal methods meet learning for drone racing. *In International Conference on Robotics and Automation (May 2019, Monreal, Canada)*. Monreal, IEEE Publ., 2019, pp. 690–696.
- Cherkashenko M. V. *Avtomatyzatsiya proektuvannya system hidro- i pnevmopryvodiv z dyskretnym upravlinnyam* [Automation of design of systems of hydraulic and pneumatic drives with discrete control]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2001. 182 p.
- International Standard IEC 61131-3. Programmable controllers – Part 3: Programming languages*. Geneva, IEC Publ., 2013. 226 p.
- Zhou L., Zhang L., Konz N. Computer Vision Techniques in Manufacturing. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems*. 2022, vol. 53, issue 1, pp. 105–117. doi: 10.1109/TSMC.2022.3166397
- Koul A., Ganju S., Kasam M. *Practical Deep Learning for Cloud, Mobile, and Edge: Real-World AI & Computer-Vision Projects Using Python, Keras & TensorFlow*. Sebastopol, O'Reilly Media Publ., 2019. 620 p.
- Bishop C. M. *Pattern Recognition and Machine Learning*. New York, Springer Publ., 2006. 738 p.
- Bengio Y., LeCun Y., Hinton G. Deep learning for AI. *Communications of the ACM*. 2021, vol. 64, no. 7, pp. 58–65.

Надійшло (received) 12.12.2022

#### Відомості про автора / About the Author

**Черпаков Микита Ігорович (Cherpakov Mykyta)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8801-1489>; e-mail: [mykyta.cherpakov@gmail.com](mailto:mykyta.cherpakov@gmail.com)

## ЗМІСТ

<b>Фундаментальні дослідження</b> .....	3
<i>Mygushchenko R., Kropachek O., Shustik L., Mygushchenko K.</i> Laboratory studies of mathematical models thermal objects .....	4
Шубенко О. Л., Альохіна С. В., Голошапов В. М., Котульська О. В., Парамонова Т. М., Сенецька Д. О. Витрати потужності на привод турбінного ступеня при маловитратних режимах.....	12
<i>Роговий А. С., Азаров А. С., Толстий П. В.</i> Числове моделювання картин течії газу та характеристики відцентрового компресора.....	18
<i>Аврунін Г. А., Пімонов І. Г., Щербак О. В., Мороз І. І., Шевченко Д. М.</i> Аналіз технічних характеристик високомоментних гідромоторів з обмеженнями на основі динамічних розрахунків.....	24
<i>Крипа У.</i> Development of horizontal bulb hydroturbines for high heads with a wide range of reliable operation modes .....	33
<i>Шевченко Н. Г., Шудрик О. Л., Лучанінов К. М., Андрієвська В. С.</i> Експериментальні та чисельні дослідження в гнучких трубах колтубінгових установок з обліком реології технологічної рідини .....	39
<i>Миронов К. А., Дмитрієнко О. В.</i> Способи енергозбереження в пристроях для гідрозбивання окалини.....	45
<i>Фатєєв О. М., Фатєєва Н. М., Поляков В. В.</i> Методи та засоби діагностування насосів і гідромоторів за коефіцієнтом корисної дії.....	49
<i>Роговий А. С., Лук'янець С. І., Нескорожений А. О., Шудрик О. Л., Толстий П. В.</i> Характеристики вихорокамерних насосів під час перекачування нафти з за різного тиску всмоктування.....	54
<b>Прикладні дослідження</b> .....	59
<i>Гриб О. Г., Крапалюк І. Т., Швець С. В., Лука О. В., Кауркін Є. О.</i> Якість електричної енергії як функція зв'язаного енергоспоживання міських енергомереж.....	60
<i>Дранковський В. Е., Тиньянова І. І., Дюжєв В. Г., Рєзва К. С.</i> Інноваційний підхід до розробки нових схем горизонтальних прямоточних гідротурбін.....	66
<i>Гасюк О. І.</i> Математична модель електрогідрравлічного перетворювача системи регулювання швидкості гідротурбіни.....	71
<i>Черпаков М. І.</i> Дослідження реалізації автоматичних систем із технологією комп'ютерного зору на виробництвах.....	76



## CONTENTS

<b>Fundamentals</b> .....	3
<i>Mygushchenko R., Kropachek O., Shustik L., Mygushchenko K.</i> Laboratory studies of mathematical models thermal objects .....	4
<i>Shubenko O., Alyokhina S., Goloshchapov V., Kotulska O., Paramonova T., Senetska D.</i> Power expenses to drive a turbine stage under low-flow modes .....	12
<i>Rogovyi A., Azarov A., Tolsty P.</i> Numerical simulation of gas flow patterns and characteristics of a centrifugal compressor .....	18
<i>Avrunin G., Pimonov I., Sherbak O., Moroz I., Shevchenko D.</i> Analysis of technical characteristics of high torque hydromotors with limitations based on dynamic calculations.....	24
<i>Krupa Y.</i> Development of horizontal bulb hydroturbines for high heads with a wide range of reliable operation modes .....	33
<i>Shevchenko N., Shudryk O., Luchaninov K., Andrievska V.</i> Experimental and numerical research in the flexible pipes of coil tubing installations taking into account the rheology of the technological fluid .....	39
<i>Myronov K., Dmytriienko O.</i> Methods of energy saving in devices for hydro-cracking of scale .....	45
<i>Fatyeyev O., Fatieieva N., Poliakov V.</i> Methods and means of diagnosing pumps and hydraulic motors by efficiency.....	49
<i>Rogovyi A., Lukianets S, Neskorozenyi A., Shudryk O., Tolsty P.</i> Vortex chamber pump characteristics during oil pumping with different suction pressures .....	54
<b>Applied research</b> .....	59
<i>Grub O., Krapalyuk I., Shvets S., Luka O., Kaurkin Y.</i> Relationship between coronal discharge and harmonious component and their influence on electricity quality indicators.....	60
<i>Drankovskiy V., Tynyanova I., Dyuzhev V., Rezvaya K.</i> An innovative approach to the development of new schemes of horizontal direct-flow hydraulic turbines .....	66
<i>Hasiuk O.</i> Mathematical model of the electro-hydraulic converter of the hydraulic turbine speed control system .....	71
<i>Cherpakov M.</i> Study of the implementation of automatic systems with computer vision technology in manufacturing .....	76

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХП»  
СЕРІЯ: ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ГІДРОАГРЕГАТИ**

**Збірник наукових праць**

№ 2'2022

Головний редактор: Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХП», Україна  
Відповідальний секретар: Крупа Є. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХП», Україна  
Технічні редактори: Фатєєва Н. М., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХП», Україна  
Резва К. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХП», Україна

**АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ ТА ВИДАВЦЯ:** 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХП»  
Кафедра «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»  
Тел.: (057) 707-66-46. Тел./факс: (057) 707-63-49; e-mail: gmntukhpi@gmail.com

Підп. до друку 20.12.2022 р. Формат 60x84/8. Обкладинка – мел 250 г/м,  
4+0, + матовий ламінат. Блок – 81 стр., офсет 80 г/м, 1+1.  
Палітурка клей. Наклад 40. Ціна договірна.

