



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

*Bulletin of the
National Technical University "KhPI"*

Hydraulic machines and hydraulic units

2'2024

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**

№ 2'2024

No. 2'2024

Збірник наукових праць

Collection of scientific papers

Видання засноване у 1961 р.

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2024

Kharkiv
NTU "KhPI", 2024

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». – Харків: НТУ «ХПІ», 2024. – № 2. – 97 с. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

Видання присвячене висвітленню 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. Ідентифікатор медіа R30-01540, згідно з рішенням Національної ради України з питань телебачення і радіомовлення від 16.10.2023, № 1075.

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, зокрема до наукометричних баз 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

Editorial staff:

Editor-in-chief:

Cherkashenko M., Dr. Sc., Professor

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,

академік 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.

Jaroslav Stryczek, Dr. Sc., Professor

Aleksander Wroblewski, 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, academician 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

Jaroslav Stryczek, Dr. Sc., Professor

Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 10 від 27.12.2024 р.

ФУНДАМЕНТАЛЬНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ

FUNDAMENTALS

O. KROPACHEK, R. MYGUSHCHENKO, G. SUCHKOV, K. MYGUSHCHENKO, O. FINOHENOV, K. KOTSKALO

STUDYING TRANSIENT CHARACTERISTICS OF ELECTRICAL CIRCUITS IN ROBOT DRIVES

The article deals with the issues of mathematical analysis, mathematical modeling, creating an analytical foundation for constructing hardware and algorithmic support for the drive device for launching aircraft by robots in order to determine the optimal choice of structure and parameters of the control loop. The article examines equivalent circuits for control loops in the form of RL circuits and RLC circuits. Mathematical modeling for the drive functioning is carried out by considering first- and second-order differential equations. The article determines the transient characteristics of control loops as a response to the supply of a single step function and estimates the time parameters for reaching a steady state mode when using P and PID controllers. The article adopts an equivalent circuit for a DC motor in the form of a series circuit of active resistance R and inductance L and uses typical ratings R and L of the motor and power source E in conjunction with regulator type. The article presents recommendations for choosing engine type for launching an aircraft and choosing regulator type.

Keywords: robotics, control, regulator, DC motor, RL circuit, RLC circuit, transient processes, transient response, aperiodic processes, oscillatory processes, mathematical model, mathematical modeling.

О. Ю. КРОПАЧЕК, Р. П. МИГУЩЕНКО, Г. М. СУЧКОВ, К. Р. МИГУЩЕНКО, О. М. ФИНОГЕНОВ, К. Д. КОЦКАЛО

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕКТРИЧНИХ КІЛ В ПРИВОДАХ РОБОТА

Розглянуті питання математичного аналізу, математичного моделювання, створення аналітичного обґрунтування для побудови апаратного і алгоритмічного забезпечення пристрою приводу запуску літальних апаратів роботами, з метою визначення оптимального вибору структури і параметрів контура регулювання. Розглянуто схеми заміщення контурів управління у вигляді RL-кіл і RLC-кіл, здійснено математичне моделювання функціонування приводу шляхом розгляду диференціальних рівнянь першого і другого порядків, визначені перехідні характеристики контурів управління як реакцію на подачу одиничної ступеневої функції, оцінені часові параметри виходу на сталий режим при використанні П і ПІД регуляторів. Прийнята схема заміщення двигуна постійного струму у вигляді послідовного кола активного опору R і індуктивності L, використані типові номінали R і L двигуна і джерела живлення E в сукупності з використовуваним типом регулятора. Представлені рекомендації для вибору типу двигуна приводу запуску літальних апаратів і вибору типу регулятора.

Ключові слова: робототехніка, управління, регулятор, двигун постійного струму, RL-коло, RLC-коло, перехідні процеси, перехідна характеристика, аперіодичні процеси, коливальні процеси, математична модель, математичне моделювання.

Introduction. The relevance of using robots in the modern world is beyond doubt. Such robots are used in places that are either dangerous to humans or inaccessible to humans. In any case, the positioning accuracy and accuracy of the robot's actions directly affect the efficiency of performing the tasks assigned to the robot.

The object of study was a robot used in robotics competitions. An image of this robot is shown in Fig. 1.

Considering that this device is used in robotics competitions, which are traditionally held in the United States and other countries around the world, similar devices are widely used in various industries, military and agriculture. Therefore, the importance of studying the presented object and the processes occurring in it is beyond doubt.

The presented robot contains seven DC motors and each of them is equipped with an individual drive (a gearbox system for transmitting rotations from the motor to the actuators):

- four wheel drive motors (one motor per wheel);
- two motors for the robotic arms;
- one engine for launching a drone (aircraft).

The study of transient processes in an object is based on the study of transient characteristics of electrical circuits in a robot. Transient characterization involves studying the behavior of electrical circuits when transitioning from one state to another, for example, when a robot motor starts, stops or changes direction [1].

To control DC motors, each motor drive contains a gearbox system and an electrical control system. P

(proportional component), PI (proportional and integrating components), PID (proportional, integrating and differentiating components) regulators are used as regulators in control systems [2].



Fig. 1. Research object image – a robot

The research work analyzes the engine control system for launching a drone (aircraft). The operation of the drone launch drive is demonstrated in Fig. 2.

The final actuator element for the drone launch drive is two wheels, which eject the aircraft by counter-rotation. These two wheels acquire counter-rotation from a DC motor through a gearbox system.



Fig. 2. Drone launch drive operation

The actuating elements themselves, their look and design are presented in Fig. 3 and Fig. 4.

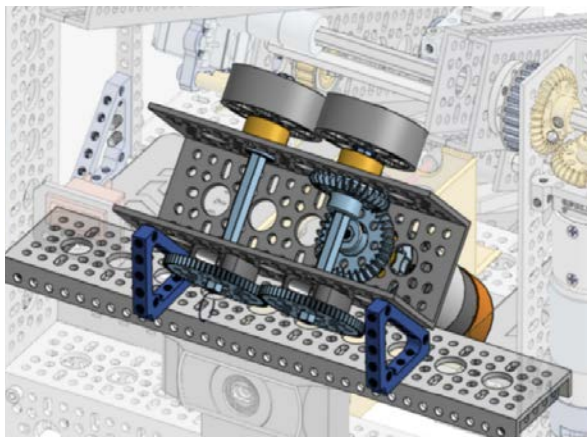


Fig. 3. Design of of the actuating elements

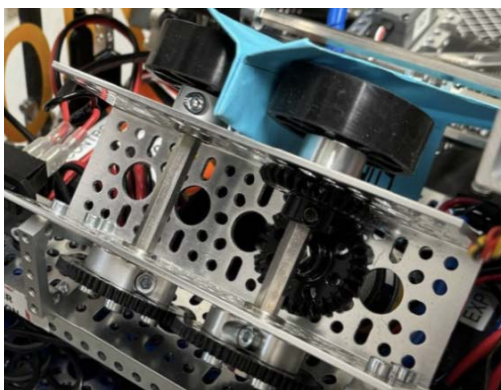


Fig. 4. Appearance of the actuating elements

Research purpose and methods. The control system is equipped with a P-regulator to fulfill the condition of maximum performance (minimum reaction time to start the engine and minimum time to reach a steady state).

A generalized block diagram of the object control channel is shown in Fig. 5 [2].

The scheme (Fig. 5) shows:

X – input signal;

Y – output signal;

R – regulator;

P – regulation object (DC motor).

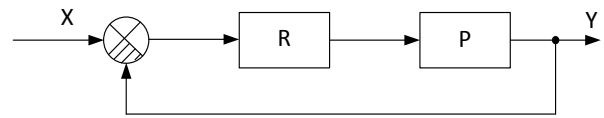


Fig. 5. Control channel block diagram

Parameters estimation of the electrical control circuit is possible through mathematical analysis and mathematical modeling. That would require replacing the real control circuit with a corresponding equivalent circuit. Only after this the mathematical apparatus can be used and data verification and conclusions can be made [3].

To analyze the parameters of the electrical circuit during transient processes in the drive of the drone launcher, an equivalent circuit of the electrical control circuit was used, which is shown in Fig. 6.

The equivalent circuit of the electrical control circuit was used (Fig. 6) to analyze the parameters of the electrical circuit during transient processes in the drive of the drone launcher.

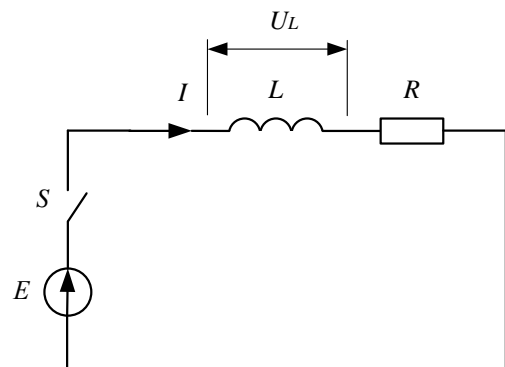


Fig. 6. Control scheme of equivalent circuit for the drone launching device drive

Fig. 6 illustrates the following symbols:

E – electrical power supply;

L, R – a DC motor equivalent circuit that includes a resistor R and an inductor L ;

S – a key for supplying electrical voltage to the DC motor;

I, U_L – electric current in the electric circuit and electric voltage on element L of the electric circuit RL , respectively.

Fig. 6 shows the diagram where initial parameter values are determined:

$$E = 2.5 \text{ V}; L = 0.2 \text{ H}; R = 100 \Omega.$$

The purpose of analytical research is to analyze the transient characteristics of electric current I and electric voltage U_L (Fig. 6) in the electric circuit RL after closing the key S and, accordingly, applying electric voltage E to the electrical circuit of the drive.

The classical method of transient processes is used as a research method, based on differential equations taking into account the laws of commutation. The transient

characteristic is the time response of the electric current I parameters and electric voltage U after applying a unit step function $1(t)$ to the circuit input. A differential equation is an equation that can be used to describe any physical processes occurring in nature.

Analysis of transient processes in the control scheme of equivalent circuit for the drone launching device drive by a robot.

Using a first order differential equation. According to Kirchhoff's second law [4], the sum of the circuit voltages in Fig. 6 is equal to zero.

The voltage across the resistor is determined by Ohm's law [4]:

$$U_R = IR,$$

where I – value of electric current in the circuit;

U_R – value of the electrical voltage drop across the resistance R .

Inductor voltage [4]:

$$U_L = L \frac{dI}{dt},$$

where U_L – value of the electrical voltage drop across the inductor (V);

L – inductor inductance value (H);

t – time (sec).

Based on [5], the diagram presented in Fig. 6 can be described by a differential equation of the form:

$$L \frac{di}{dt} + iR = E, \tag{1}$$

where i – instantaneous value of electric current in a series circuit of a simplified equivalent circuit (Fig. 6).

Formula (1) describes the processes in the circuit in Fig. 6 and is basic for describing RL electrical circuits [6] and is a first-order linear inhomogeneous differential equation.

The authors analyze how electric current behaves when the power is turned on depending on the circuit parameters R and L . It requires solving the differential equation (1) with respect to the variable i . The solution to this equation, in general form, is the current, which has two components:

$$i = i_1 + i_2, \tag{2}$$

where i_1 – particular solution of a non-homogeneous differential equation. The physical meaning is the current value that is established after the end of transient processes;

i_2 – general solution of a homogeneous differential equation. The physical meaning is the change in current during a transient process.

To solve equation (1), the corresponding homogeneous equation is defined in the form:

$$L \frac{di}{dt} + iR = 0.$$

Hence

$$L \frac{di}{dt} = -iR.$$

After separating the variables, integrating and taking the logarithm of the resulting equation:

$$\frac{di}{dt} = -\frac{R}{L} dt \rightarrow \int \frac{di}{i} = -\frac{R}{L} \int dt \rightarrow \ln|i| = -\frac{R}{L} t + c,$$

we get an expression for the corresponding homogeneous equation.

To do this, we perform the transformations:

$$i(t) = e^{-\frac{R}{L}t + c} = e^{-\frac{R}{L}t} \cdot e^c.$$

Then we obtain the solution to the corresponding homogeneous equation in the form:

$$i(t) = c \cdot e^{-\frac{R}{L}t}.$$

Using the method of varying an arbitrary constant, we look for a solution to the corresponding inhomogeneous equation:

$$i(t) = c(t) \cdot e^{-\frac{R}{L}t}. \tag{3}$$

We perform a number of transformations:

$$\frac{di}{dt} = c'e^{-\frac{R}{L}t} - \frac{R}{L} A(t)e^{-\frac{R}{L}t},$$

$$Lc'e^{-\frac{R}{L}t} - Rce^{-\frac{R}{L}t} + cRAe^{-\frac{R}{L}t} = E.$$

Hence

$$\frac{dc}{dt} = \frac{E}{L} e^{\frac{R}{L}t},$$

$$c(t) = \frac{E}{L} \int e^{\frac{R}{L}t} dt = \frac{E}{L} \cdot \frac{L}{R} e^{\frac{R}{L}t} + A. \tag{4}$$

Substituting (4) into (3) we get:

$$i(t) = \left(\frac{E}{R} e^{\frac{R}{L}t} + A \right) e^{-\frac{R}{L}t} = \frac{E}{R} + Ae^{-\frac{R}{L}t}.$$

According to (2):

$$i_1 = \frac{E}{R}, i_2 = Ae^{-\frac{R}{L}t}.$$

The final solution of equation (1), as the sum of the particular and general solutions (forced and free components), has the form:

$$i = \frac{E}{R} + Ae^{-\frac{R}{L}t}. \tag{5}$$

To determine the constant A of the free component in (5), it is necessary to use the initial conditions.

According to the first law of commutation [7]:

$$i(0-) = i(0+),$$

where $i(0-)$ – instantaneous value of the electric current in the electrical circuit (Fig. 6) immediately before the closure of the key S at some point in time t ;

$i(0+)$ – instantaneous value of the electric current in the electrical circuit (Fig. 6) immediately after closing the key S at some point in time t .

Since before the closure of the key S (at $t = 0$) the electric current in the RL electrical circuit (Fig. 6) was absent, meaning it was equal to 0, then:

$$i(0-) = i(0+) = 0,$$

which means that immediately after closing the key S and, accordingly, turning on the drive motor of the drone launcher, the electric current in the RL electrical circuit is:

$$i(t) = 0.$$

Hence

$$i(0+) = \frac{E}{R} + A,$$

$$A = i(0+) - \frac{E}{R}.$$

Then expression (5) takes the following form:

$$i = \frac{E}{R} - \frac{E}{R} e^{-\frac{R}{L}t}. \quad (6)$$

To obtain the value of the electric voltage on the inductor, we take the derivative of the electric current (6) and multiply by L :

$$u_L = L \frac{di}{dt} = L \frac{E}{R} \frac{R}{L} e^{-\frac{R}{L}t} = E e^{-\frac{R}{L}t}. \quad (7)$$

Expressions (6) and (7) characterize the instantaneous value of electric current i and electric voltage u_L in the RL circuit in general form. To determine the behavior of the variables i and u_L in the control scheme of the robot's drone launching drive, it is necessary to substitute known parameters of the robot into expressions (6), (7).

Then expressions (6), (7) will take the form:

$$i = \frac{2.5}{100} - \frac{2.5}{100} \cdot e^{-\frac{100}{0.2}t} = 0.025(1 - e^{-500t}), \quad (8)$$

$$u_L = 2.5 \cdot e^{-\frac{100}{0.2}t} = 2.5e^{-500t}. \quad (9)$$

The transient process in electrical circuits is completed within five time constants τ [8]. For RL circuits, the time constant τ is defined as

$$\tau = \frac{L}{R} = \frac{0.2}{100} = 0.002 \text{ sec.}$$

Table 1 summarizes the data for i_L and u_L for real values of E, R, L of the control scheme circuit of the drone launcher drive for the time range $[\tau, 5\tau]$.

According to the results of Table 1, the transient

characteristics $i = f(t), u_L = f(t)$ are made, which reflect the speed at which the control channel elements of the device drive under study reach the steady state of operation (Fig. 7, 8).

Table 1 – Calculation data by formulas (8), (9)

τ	1τ	2τ	3τ	4τ	5τ
t	0.002	0.004	0.006	0.008	0.01
u_L	0.920	0.338	0.124	0.046	0.017
i_L	0.016	0.022	0.024	0.025	0.025

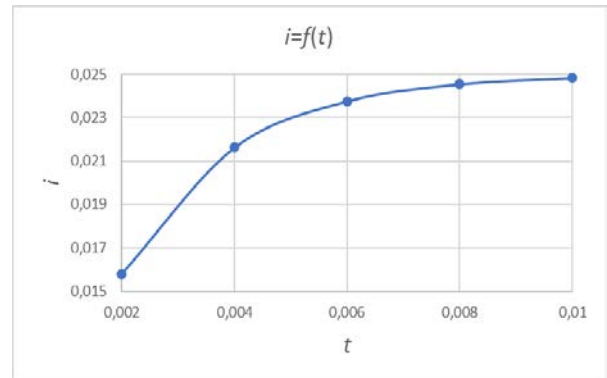


Fig. 7. Transient characteristic $i = f(t)$

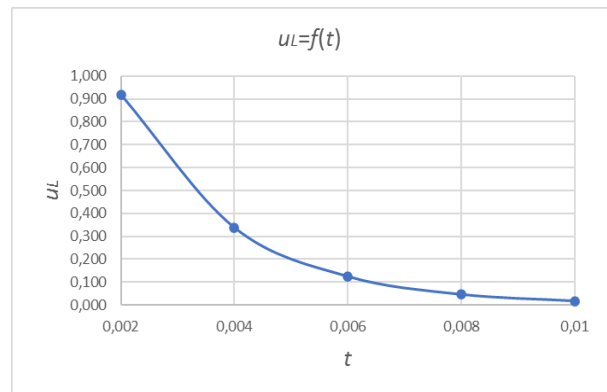


Fig. 8. Transient characteristic $u_L = f(t)$

Using a second order differential equation. In the equivalent circuit under consideration in Fig. 6, conditions were set for using the P-regulator and neglecting the presence of capacitance in the electrical circuit of the engine. However, taking into account the motor capacitance or using a PID controller will allow us to consider a more complex DC motor drive equivalent circuit. Such an equivalent circuit will have three electrical parameters – R, L, C .

The equivalent circuit taking into account capacitance C is shown in Fig. 9.

In the scheme:

$$E = 2.5 \text{ V}; L = 0.2 \text{ H}; R = 100 \Omega; C = 4 \cdot 10^{-6} \text{ F.}$$

The equation that describes the circuit in Fig. 9 has the form [9]:

$$L \frac{di}{dt} + Ri + \frac{1}{C} \int i dt = E,$$

where L – value of inductor inductance (H);
 C – capacitor value (F);

i – instantaneous value of electric current (A);
 R – resistor value (Ω);
 E – power supply voltage (V);
 t – time (sec).

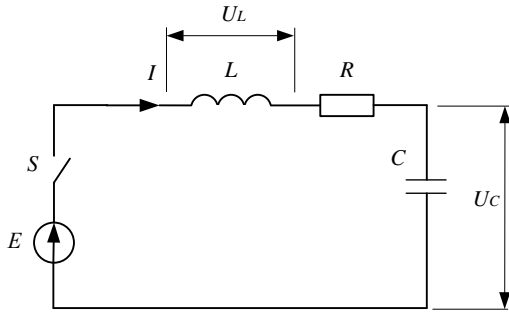


Fig. 9. Simplified equivalent circuit for the control scheme of the drone launching drive taking into account the capacitive component

In this equation:

$$i = C \frac{u_C}{dt}, \quad u_C = \frac{1}{C} \int i dt,$$

where u_C – instantaneous value of the voltage drop across capacitor C .

We take the derivative with respect to t on the right and left sides of the equation. Hence

$$L \frac{d^2 i}{dt^2} + R \frac{di}{dt} + \frac{1}{C} i = 0.$$

This is a second order differential equation that describes the equivalent circuit in Fig. 9. This equation is transformed by dividing the left and right sides by $1/L$. Hence [10]:

$$\frac{d^2 i}{dt^2} + \frac{R}{L} \frac{di}{dt} + \frac{1}{LC} i = 0. \quad (10)$$

Based on (10), we form the characteristic equation:

$$p^2 + \frac{R}{L} p + \frac{1}{LC} = 0.$$

This equation is quadratic. We find its roots.
 Discriminant:

$$D = \left(\frac{R}{L}\right)^2 - 4 \frac{1}{LC}.$$

Roots:

$$p = \frac{-\frac{R}{L} \pm \sqrt{\left(\frac{R}{L}\right)^2 - 4 \frac{1}{LC}}}{2} =$$

$$= -\frac{R}{2L} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{R}{L}\right)^2 - \frac{4}{LC}} = -\frac{R}{2L} \pm \sqrt{\frac{1}{2^2} \left(\frac{R}{L}\right)^2 - \frac{1}{4} \frac{4}{LC}}.$$

$$p_{1,2} = -\frac{R}{2L} \pm \sqrt{\left(\frac{R}{2L}\right)^2 - \frac{1}{LC}}.$$

The general solution to equation (10) is presented as:

$$i = A_1 e^{p_1 t} + A_2 e^{p_2 t}. \quad (11)$$

A_1, A_2 are determined from the laws of commutation [7]:

$$\begin{cases} u_C(-0) = u_C(+0); \\ i_C(-0) = i_C(+0). \end{cases}$$

Hence

$$\begin{cases} A_1 + A_2 = E; \\ A_1 p_1 + A_2 p_2 = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Solving a system of equations (12):

$$A_1 = -A_2 - E,$$

$$(-A_2 - E) p_1 + A_2 p_2 = 0, \quad -A_2 p_1 - E p_1 + A_2 p_2 = 0,$$

$$-A_2 (p_2 - p_1) = E p_1, \quad A_2 = \frac{E p_1}{p_2 - p_1}.$$

$$A_1 = -\frac{E p_1}{p_2 - p_1} - E.$$

$$A_1 = -\frac{E p_1}{p_2 - p_1} - \frac{E(p_2 - p_1)}{p_2 - p_1} = \frac{-E p_1 - E p_2 + E p_1}{p_2 - p_1} =$$

$$= -\frac{E p_2}{p_2 - p_1}.$$

Thus:

$$A_1 = -\frac{E p_2}{p_2 - p_1}, \quad A_2 = \frac{E p_1}{p_2 - p_1}.$$

Let us substitute the obtained data into (11) taking into account $p_1 p_2$, we obtain:

$$i = \frac{E}{L(p_1 - p_2)} e^{p_1 t} - \frac{E}{L(p_1 - p_2)} e^{p_2 t} =$$

$$= \frac{E}{L(p_1 - p_2)} (e^{p_1 t} - e^{p_2 t}) \quad (13)$$

We find u_L, u_C .

$$u_L = \frac{di}{dt} = \frac{E}{p_1 - p_2} (p_1 e^{p_1 t} - p_2 e^{p_2 t}). \quad (14)$$

$$u_C = \frac{1}{C} \int i dt = \frac{E}{LC(p_1 - p_2)} \int_0^t (e^{p_1 t} - e^{p_2 t}) dt + E.$$

$$u_C = \frac{E}{LC(p_1 - p_2)} \left(\frac{1}{p_1} e^{p_1 t} \Big|_0^t - \frac{1}{p_2} e^{p_2 t} \Big|_0^t \right) + E =$$

$$= \frac{E}{LC(p_1 - p_2)} \left(\frac{1}{p_1} e^{p_1 t} - \frac{1}{p_2} e^{p_2 t} - \frac{1}{p_1} + \frac{1}{p_2} \right) + E =$$

$$= \frac{E}{LC(p_1 - p_2)} \left(\frac{p_2 e^{p_1 t} - p_1 e^{p_2 t}}{p_1 p_2} \right) - \frac{E}{LC(p_1 - p_2)} \left(\frac{p_1 - p_2}{p_1 p_2} \right) + E.$$

Since $p_1 p_2 = 1/(LC)$ [11], then

$$u_C = \frac{E}{p_1 - p_2} (p_2 e^{p_1 t} - p_1 e^{p_2 t}) + E. \quad (15)$$

In the equivalent circuit in Fig. 9 there are two possible options for transient characteristics:

- aperiodic (condition $R \geq 2\sqrt{\frac{L}{C}}$);
- oscillatory (condition $R < 2\sqrt{\frac{L}{C}}$).

Considering that for the case under consideration:

$$R = 100, L = 0.2, C = 4 \cdot 10^{-6}, \text{ then}$$

$$100 < 2 \cdot \sqrt{\frac{0.2}{4 \cdot 10^{-6}}} \rightarrow 100 < 447.214.$$

Therefore, the transient response has an oscillatory character.

To form graphical dependencies $i = f(t)$, $u_L = f(t)$, $u_C = f(t)$ and further time analysis of transient processes in the diagram in Fig. 9, we present equations (13), (14), (15) in a more convenient form. To do this, we use the algebraic and trigonometric form of representing these equations.

To write equations (13), (14), (15) more compactly, we introduce the following symbols:

$$\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{LC}}, \quad \delta = \frac{R}{2L}, \quad \omega = \sqrt{\frac{1}{\sqrt{LC}} - \frac{R^2}{4L}},$$

$$\beta = \text{arctg} \frac{\frac{R}{2L}}{\sqrt{\frac{1}{\sqrt{LC}} - \frac{R^2}{4L}}}.$$

Then equations (13), (14), (15) can be represented as:

$$i = \frac{E}{\omega L} e^{-\delta t} \sin(\omega t), \quad (16)$$

$$u_L = E \frac{\omega_0}{\omega} e^{-\delta t} \sin(\omega t + 90 + \beta), \quad (17)$$

$$u_C = E \frac{\omega_0}{\omega} e^{-\delta t} \sin(\omega t - 90 - \beta). \quad (18)$$

Let us determine the numerical parameters ω_0 , δ , ω , β .

$$\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{LC}} = \frac{1}{\sqrt{0.2 \cdot 4 \cdot 10^{-6}}} = 1118.034,$$

$$\delta = \frac{R}{2L} = \frac{100}{2 \cdot 0.2} = 250,$$

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{\sqrt{LC}} - \frac{R^2}{4L}} = \sqrt{\frac{1}{0.2 \cdot 4 \cdot 10^{-6}} - \frac{100^2}{4 \cdot 0.2}} = 1089.725,$$

$$\beta = \text{arctg} \frac{\frac{R}{2L}}{\sqrt{\frac{1}{\sqrt{LC}} - \frac{R^2}{4L}}} = \text{arctg} \frac{\delta}{\omega} = \text{arctg} \frac{250}{1089.725} = 12.898.$$

Finally, the equations for constructing graphs, in accordance with (16), (17), (18) have the form [12]:

$$i = \frac{E}{\omega L} e^{-\delta t} \sin(\omega t) = 0.011 e^{-250t} \sin(1089.725t). \quad (19)$$

$$u_L = E \frac{\omega_0}{\omega} e^{-\delta t} \sin(\omega t + 90 + \beta) = \quad (20)$$

$$= 2.565 e^{-250t} \sin(1089.725t + 102.898).$$

$$u_C = E \frac{\omega_0}{\omega} e^{-\delta t} \sin(\omega t - 90 - \beta) = \quad (21)$$

$$= 2.5 + 2.565 e^{-250t} \sin(1089.725t - 102.898).$$

Based on equations (19), (20), (21), the Table 2 is filled out.

Table 2 – Calculation data by formulas (19), (20), (21)

t	0.002	0.004	0.006	0.008	0.01
i	0.005	-0.004	0.001	0.001	-0.001
u_L	-1.534	0.404	0.284	-0.346	0.135
u_C	2.210	3.361	2.009	2.523	2.664

According to the Table. 2 we build graphs that are transient characteristics.

According to the obtained graphs (Fig. 10–12) it is clear that the transient process, although with fluctuations, takes half as much time. And this is very important for increasing the speed of the robot's response to the launch command. Thus, it is obvious that the capacitance in the equivalent circuit of the robot drive as well as the use of a PID controller can reduce the robot's response time to the start command to 0.004–0.006 sec.

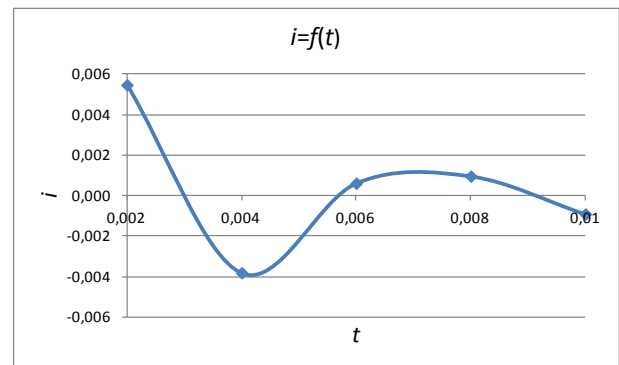
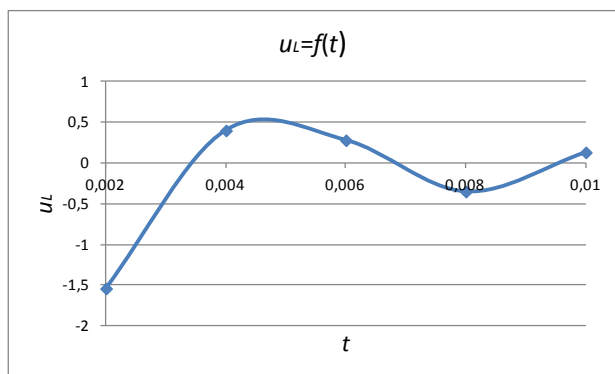
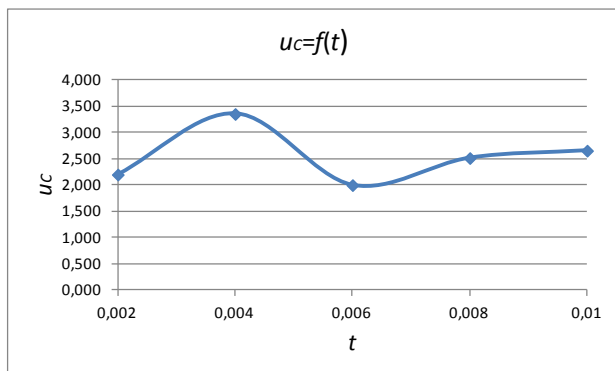


Fig. 10. Transient characteristic $i = f(t)$

Fig. 11. Transient characteristic $u_L = f(t)$ Fig. 12. Transient characteristic $u_C = f(t)$

Research results. The transient processes that occur in the electrical circuits in the control scheme of the robot's drone launching drive are analyzed in these studies. This drive is necessary to eject the drone (aircraft) at maximum speed. To do this, it is necessary to ensure the fastest possible transitions of the electric current I and electric voltage U in the DC motor, which is the executive element of the specified drive, to new steady-state values [13].

Considering that the drone (aircraft) is launched by pressing a button, it is equivalent to applying a single step function $1(t)$ to the input of the drive control circuit. The output characteristic of the drive control circuit is the transient characteristic; it is the response of the drive device to a single step function. For the successful functioning of the control scheme of the robot's drone launching drive, the transient characteristic must be as steep as possible, the transition to a new state must be minimal in time [14].

The transition from the initial state to the specified state in terms of electric current I and electric voltage U occurs in 0.01 seconds in the robot under study. Note that such a transition occurs along an aperiodic trajectory. Examining the obtained formulas (8) and (9) it is easy to see that an even steeper transient characteristic occurs with an increase in R or a decrease in L [15]. The implementation of this condition occurs due to correct selection of a DC motor (with the necessary parameters) in drone launching drive.

Another way to increase the transient characteristic for i_L and u_L is to use PID controllers. In this case, capacitance C appears in the equivalent circuit of the drive electrical control circuit, which can lead to transition to a

new steady-state value of the electric current I and electric voltage U along an oscillatory path. And such a trajectory can reduce the time of the transition process.

However, the presence of capacitance in an equivalent circuit leads to an increase in the order of the differential equation that describes such circuits. Considering and analyzing a second-order linear differential equation is much more difficult.

References

1. Mygushchenko R., Kropachek O., Suchkov H., Korzhov I., Asieieva I., Mygushchenko K. Algorithmic support of the automatic identification device for industrial units nodes. *2023 IEEE 4th KhPI Week on Advanced Technology (02–06 October 2023, Kharkiv, Ukraine)*. IEEE, 2023. P. 1–7. doi: 10.1109/KhPIWeek61412.2023.10312807
2. Федосов С. О., Красовський О. А., Попов С. П., Фролов К. В. *Машинобудування. Енциклопедія. Автоматичне керування. Теорія*. 2000. 688 с.
3. Seborg D. E., Edgar T. F., Mellichamp D. A., Doyle F. J. *Process Dynamics and Control, International Student Version*. Wiley, 2012. 464 p.
4. Кучерук І. М., Горбачук І. Т., Луцик П. П. *Загальний курс фізики. Том 2: Електрика і магнетизм*. Київ: Техніка, 2006. 452 с.
5. Шегедин О. І., Маляр В. С. *Теоретичні основи електротехніки*. Львів: Новий Світ, 2004. 168 с.
6. Каленюк П. І., Рудавський Ю. К., Тацій Р. М., Клейник І. Ф., Колісник В. М., Костробій П. П., Олексів І. Я. *Диференціальні рівняння*. Львів: Львівська політехніка, 2014. 380 с.
7. Мясшина І. Г., Глебова О. Г. *Конспект лекцій з ТОЕ для студ. фіз.-техн. ф-ту за спец. «Інженерна електрофізика»*. Харків: НТУ «ХП», 2007. 348 с.
8. Байда Є. І., Крочак О. Ю. *Розв'язання задач електромеханіки в прикладних пакетах програм: навч.-метод. посіб.* Харків: НТУ «ХП», 2017. 179 с.
9. Нікулін Є. О. *Основи теорії автоматичного керування. Частотні методи аналізу та синтезу систем*. 2004. 640 с.
10. Філіппов О. Ф. *Вступ до теорії диференціальних рівнянь*. 2007. 240 с.
11. Воробкевич А. Ю., Маляр В. С., Совин Р. Я., Соколовський М. О., Стахів П. Г., Шегедин О. І. *Збірник задач з теоретичних основ електротехніки: навч. посіб. Ч. 1*. Київ: Магнолія Плюс, 2004. 224 с.
12. *The RLC Circuit. Transient Response*. URL: https://ocw.mit.edu/courses/6-071j-introduction-to-electronics-signals-and-measurement-spring-2006/a929d33896839a7bf1ca2631cd87e711_16_transient_rlc2.pdf (дата звернення: 22.11.2024).
13. Мигущенко Р. П., Крочак О. Ю. *Елементи цифрової електроніки в електротехнічних пристроях: навч. посіб.* Харків: НТУ «ХП», 2013. 256 с.
14. Mygushchenko R., Kropachek O., Shustik L., Mygushchenko K. Laboratory studies of mathematical models thermal objects. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 2. P. 4–11. doi: 10.20998/2411-3441.2022.2.01
15. Давиденко О. П., Григоренко І. В., Мигущенко Р. П. *Електроніка у вимірювальній техніці*. Харків: НТУ «ХП», 2015. 428 с.

References (transliterated)

1. Mygushchenko R., Kropachek O., Suchkov H., Korzhov I., Asieieva I., Mygushchenko K. Algorithmic support of the automatic identification device for industrial units nodes. *2023 IEEE 4th KhPI Week on Advanced Technology (02–06 October 2023, Kharkiv, Ukraine)*. IEEE Publ., 2023, pp. 1–7. doi: 10.1109/KhPIWeek61412.2023.10312807
2. Fedosov Ye. O., Krasovs'kyi O. A., Popov Ye. P., Frolov K. V. *Mashynobuduvannya. Entsyklopediya. Avtomatychne keruvannya. Teoriya* [Mechanical engineering. Encyclopaedia. Automatic control. Theory]. 2000. 688 p.
3. Seborg D. E., Edgar T. F., Mellichamp D. A., Doyle F. J. *Process Dynamics and Control, International Student Version*. Wiley Publ.,

2012. 464 p.
4. Kucheruk I. M., Horbachuk I. T., Lutsyk P. P. *Zahal'nyy kurs fizyky. Tom 2: Elektryka i mahnetyzm* [General course of physics. Vol. 2: Electricity and magnetism]. Kyiv, Tekhnika Publ., 2006. 452 p.
 5. Shehedyn O. I., Malyar V. S. *Teoretychni osnovy elektrotekhniki* [Theoretical foundations of electrical engineering]. Lviv, Novyy Svit Publ., 2004. 168 p.
 6. Kalenyuk P. I., Rudavs'kyu Yu. K., Tatsiy R. M., Klyuynyk I. F., Kolisnyk V. M., Kostrobiiy P. P., Oleksiv I. Ya. *Dyferentsial'ni rivnyannya* [Differential equations]. Lviv, L'vivs'ka politekhnika Publ., 2014. 380 p.
 7. Myakshyna I. H., Hlebova O. H. *Konspekt lektсий z TOE dlya stud. fiz.-tekh. f-tu za spets. "Inzhenerna elektrofizyka"* [Lecture notes on TOE for students of the Faculty of Physics and Technology, speciality "Engineering Electrophysics"]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2007. 348 p.
 8. Bayda Ye. I., Kropachek O. Yu. *Rozv'yazannya zadach elektromekhaniky v prykladnykh paketakh prohram: navch.-metod. posib.* [Solving problems of electromechanics in applied software packages]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017. 179 p.
 9. Nikulin Ye. O. *Osnovy teoriiy avtomatychnoho keruvannya. Chastomi metody analizu ta syntezy system* [Fundamentals of automatic control theory. Frequency methods of analysis and synthesis of systems]. 2004. 640 p.
 10. Filippov O. F. *Vstup do teoriiy dyferentsial'nykh rivnyan'* [Introduction to the Theory of Differential Equations]. 2007. 240 p.
 11. Vorobkevych A. Yu., Malyar V. S., Sovyn R. Ya., Sokolovs'kyu M. O., Stakhiv P. H., Shehedyn O. I. *Zbirnyk zadach z teoretychnykh osnov elektrotekhniki: navch. posib. Ch. I* [Collection of problems on theoretical foundations of electrical engineering]. Kyiv, Mahnoliya Plyus Publ., 2004. 224 p.
 12. *The RLC Circuit. Transient Response*. Available at: https://ocw.mit.edu/courses/6-071j-introduction-to-electronics-signals-and-measurement-spring-2006/a929d33896839a7bf1ca2631cd87e711_16_transint_rlc2.pdf (accessed 22.11.2024).
 13. Myhushchenko R. P., Kropachek O. Yu. *Elementy tsyfrovoyi elektroniky v elektrotekhnichnykh prystroyakh: navch. posib.* [Elements of digital electronics in electrotechnical devices]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2013. 256 p.
 14. Mygushchenko R., Kropachek O., Shustik L., Mygushchenko K. Laboratory studies of mathematical models thermal objects. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 2, pp. 4–11. doi: 10.20998/2411-3441.2022.2.01
 15. Davydenko O. P., Hryhorenko I. V., Myhushchenko R. P. *Elektronika u vymiryuval'niy tekhnitsi* [Electronics in measuring technology]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015. 428 p.

Received 23.11.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Кропачек Ольга Юрївна (Kropachek Olha) – 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

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/0000-0002-3287-9772>; e-mail: mrp1@ukr.net

Сучков Григорій Михайлович (Suchkov Grygoriy) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Комп'ютерні та радіоелектронні системи контролю і діагностики»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1805-0466>; e-mail: hpi.suchkov@gmail.com

Мигущенко Катерина Русланівна (Mygushchenko Kateryna) – Lincoln Park High School, Chicago, USA; e-mail: katyamig06@gmail.com

Фіноженов Олексій Михайлович (Finohenov Oleksiï) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Інформаційно-вимірювальні технології і системи»; м. Харків, Україна; e-mail: alexey.finohenov@gmail.com

Коцкало Кирило Дмитрович (Kotskalo Kyrylo) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр кафедри «Інформаційно-вимірювальні технології і системи»; м. Харків, Україна; e-mail: kyrylo.kotskalo@cit.khpi.edu.ua

О. Л. ШУБЕНКО, В. М. ГОЛОЩАПОВ, О. В. КОТУЛЬСЬКА, Т. М. ПАРАМОНОВА

АПРОКСИМУЮЧІ ЗАЛЕЖНОСТІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНТАЛЬПІЙ ВОДИ ТА ВОДЯНОЇ ПАРИ ПРИ РОЗРАХУНКАХ ТЕПЛОБІМННИХ ПРИСТРОЇВ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК (ЧАСТИНА II – ВИЗНАЧЕННЯ ЕНТАЛЬПІЙ ВОДЯНОЇ ПАРИ)

Виконані дослідження є частиною II комплексної роботи зі створення методологічного підходу визначення ентальпії води та водяної пари при розрахунках теплообмінного устаткування для оперативного керування режимами експлуатації парових турбін великої потужності, коли застосування таблиць термодинамічних властивостей робочих середовищ у «ручному» режимі не є вдалим. Теперішня частина II роботи, на відміну від частини I, де розглянуто визначення ентальпії води, присвячена визначенню ентальпії водяної пари. Запропоновано методологічний підхід отримання апроксимуючих рівнянь для визначення ентальпії за значеннями параметрів пари, що змінюються, аналогічний тому, як це було зроблено для води в частині I. З метою забезпечення необхідної точності апроксимації зона досліджуваних характеристик розділена по тиску на дві області – область вакууму ($1 \text{ kPa} \leq P \leq 100 \text{ kPa}$) та область надлишкового тиску ($0,1 \text{ MPa} \leq P \leq 6 \text{ MPa}$), яка у свою чергу поділена на 3 регіони ($0,1 \text{ MPa} \leq P \leq 1 \text{ MPa}$, $1 \text{ MPa} \leq P \leq 3 \text{ MPa}$, $3 \text{ MPa} \leq P \leq 6 \text{ MPa}$). Оскільки вплив температури в зоні досліджуваних параметрів більш суттєвий, ніж тиск, виникла потреба ввести по температурі істотно більшу кількість інтервалів: 4 – в області вакууму та 15 – в області надлишкового тиску. В результаті запропоновано систему апроксимуючих рівнянь, що відзначається достатньою точністю визначення ентальпії у всьому досліджуваному діапазоні зміни параметрів перегрітої пари – тиску та температури. Для демонстрації отриманих результатів у роботі виконано приклад застосування методології, що запропоновано, до розрахунку конкретного теплообмінного пристрою. Наведено визначення витрати перегрітої пари в умовах теплової схеми теплофікаційної турбіни Т-250/300-240, що експлуатується на ТЕЦ, стосовно підігрівача високого тиску ПВТ-8 для одного з режимів експлуатації. В результаті отримано, що розбіжність величини витрати гріючої пари, визначеної за табличними значеннями, від витрати, визначеної за отриманими апроксимуючими залежностями, становить 2,2 %, що цілком допустимо для практичних потреб при експлуатації паротурбінних установок.

Ключові слова: водяна пара, турбоустановка, теплообмінні пристрої, ентальпія, параметри, таблиці термодинамічних властивостей пари.

O. SHUBENKO, V. GOLOSHCHAPOV, O. KOTULSKA, T. PARAMONOVA

APPROXIMATE RELATIONSHIPS FOR DETERMINING THE ENTHALPIES OF WATER AND STEAM IN THE CALCULATIONS OF HEAT EXCHANGER DEVICES OF STEAM TURBINE INSTALLATIONS (PART II – DETERMINATION OF THE ENTHALPY OF WATER STEAM)

The conducted studies are the II part of a complex work on creating a methodological approach for determining the enthalpy of water and water vapor in the calculations of heat exchange equipment for operational control of the operating modes of large power steam turbines, when the use of tables of thermodynamic properties of working media in the "manual" mode is not successful. The current part II of the work, in contrast to part I, where the determination of the enthalpy of water is considered, is devoted to the determination of the enthalpy of water vapor. A methodological approach of obtaining approximating equations for determining enthalpy from the values of changing steam parameters is proposed, similar to what was done for water in part I. In order to ensure the necessary approximation accuracy, the zone of the studied characteristics is divided by pressure into two regions - the vacuum region ($1 \text{ kPa} \leq P \leq 100 \text{ kPa}$) and the overpressure region ($0.1 \text{ MPa} \leq P \leq 6 \text{ MPa}$), which in turn is divided into 3 regions ($0.1 \text{ MPa} \leq P \leq 1 \text{ MPa}$, $1 \text{ MPa} \leq P \leq 3 \text{ MPa}$, $3 \text{ MPa} \leq P \leq 6 \text{ MPa}$). Since the effect of temperature in the area of the studied parameters is more significant than pressure, there was a need to introduce a significantly larger number of intervals in terms of temperature: 4 – in the vacuum area and 15 – in the overpressure area. As a result, a system of approximating equations is proposed, which is characterized by sufficient accuracy in determining the enthalpy in the entire studied range of changes in the superheated steam parameters – pressure and temperature. To demonstrate the obtained results, an example of the application of the proposed methodology to the calculation of a specific heat exchange device is made in the work. The determination of the superheated steam consumption in the conditions of the thermal scheme of the T-250/300-240 heating turbine operated at the CHP, in relation to the PVT-8 high-pressure heater for one of the operating modes, is given. As a result, it was found that the discrepancy between the value of the consumption of heating steam, determined according to the table values, and the consumption determined according to the obtained approximating dependencies, is 2.2 %, which is quite acceptable for practical needs in the operation of steam turbine plants.

Keywords: steam, turbo installation, heat exchange devices, enthalpy, parameters, tables of thermodynamic properties of steam.

Вступ. До складу теплової схеми турбоустановки входить значна кількість теплообмінних пристроїв (ТОП) рекуперативного типу, що працюють при фазовому переході гріючого середовища (пари) з перенесенням теплоти до однофазного середовища (води), що охолоджує (нагрівається) [1; 2]. При визначенні теплового балансу таких пристроїв слід мати характеристики термодинамічних властивостей робочих середовищ, які необхідні для оперативного визначення режимів роботи ТОП в умовах експлуатації турбоустановок на ТЕС, ТЕЦ і АЕС [3–6].

Для вирішення термодинамічних завдань найчастіше застосовуються таблиці термодинамічних

властивостей води та водяної пари [7], оперативне використання яких в умовах експлуатації буває ускладнено. Тому для практичних потреб необхідно запропонувати низку аналітичних функціональних залежностей, що дозволять апроксимувати табличні значення термодинамічних величин при зміні параметрів пари [8].

Як основна характеристика цих завдань розглядається зміна ентальпії води і насиченої та перегрітої пари, що у процесі $P = \text{const}$ відповідає питомій кількості підведеної (відведеної) теплоти. Для води це зроблено авторами у частині I цієї статті [8].

Мета роботи. Грунтуючись на підході,

викладеному в першій частині статті, отримати апроксимуючі рівняння для ентальпії h'' перегрітої пари, використовуючи, як базові значення, ентальпію з таблиць термодинамічних властивостей води і водяної пари, наведених у [7].

Основний зміст. Аналіз режимних характеристик роботи ТОП паротурбінних установок (підігрівачів високого та низького тисків, деаераторів, підігрівачів мережевої води, конденсаторів, випарної установки та ін.), що експлуатуються на ТЕС, ТЕЦ та АЕС [9–11], дозволив визначити області зміни ентальпії в межах використовуваних параметрів пари з урахуванням фазових переходів [8].

Табличні значення ентальпії перегрітої пари h'' доцільно розглядати окремо у двох областях:

- в області вакууму при зміні тиску пари від 1 кПа до 100 кПа;

- в області надлишкового тиску ($P \geq 0,1$ МПа).

Як характерні властивості зміни ентальпії h'' можна відзначити наступне. Основний вплив на темп зміни h'' надає температура, а її вплив при постійних тисках близький до лінійного і може бути представлений степеневою функцією виду

$$h''_0 = h''_{00} + K_t(P = \text{const}) \cdot (t - t_0)^m, \quad (1)$$

в якій h''_{00} є табличною величиною, пропорційною t_0 , на початку температурного інтервалу ($t - t_0$).

При постійній температурі $t = \text{const}$ можна виділити діапазони впливу тиску на величину ентальпії h'' . При цьому темп впливу тиску істотно нижче впливу температури у розглядаємому температурному інтервалі.

Функцію впливу тиску на зміну ентальпії при $t = \text{const}$ можна навести як

$$h''_1 = K_p(t = \text{const}) \cdot (P - P_0)^n, \quad (2)$$

де n – показник степеня, що залежить від температури; $K_p(t = \text{const}) = K_p(t)$ – коефіцієнт впливу тиску на зміну ентальпії h'' при $t = \text{const}$.

У цьому випадку величина ентальпії у кожній області визначиться як

$$h'' = h''_0 + h''_1 \quad (3)$$

або

$$h'' = h''_{00} + K_t \cdot (t - t_0)^m + K_p(t) \cdot (P - P_0)^n. \quad (4)$$

Для опису зміни ентальпії необхідно отримати апроксимуючі значення K_t і K_p при початкових (базових) значеннях P_0 , функції $K_t(P)$ і $K_p(t)$ а також показники степенів m і n роздільно для області вакууму і надлишкового тиску.

Зміна ентальпії в області вакууму. Зміна ентальпії перегрітої пари в області вакууму за темпом впливу тиску розглянуто у двох температурних діапазонах: від 7 °С до 100 °С та від 100 °С до 450 °С.

На рис. 1 наведено зміну ентальпії h'' в діапазоні тиску пари від 1 кПа до 100 кПа. Область перегрітої пари розташована вище лінії h''_s – рівноважного стану.

Слід зазначити, що в температурному діапазоні від 7 °С до 100 °С ентальпія лінійно зменшується при

підвищенні тиску. При температурі вище 100 °С лінійність її зміни зберігається, але темп впливу тиску при підвищенні температури та умови $t = \text{const}$ знижується.

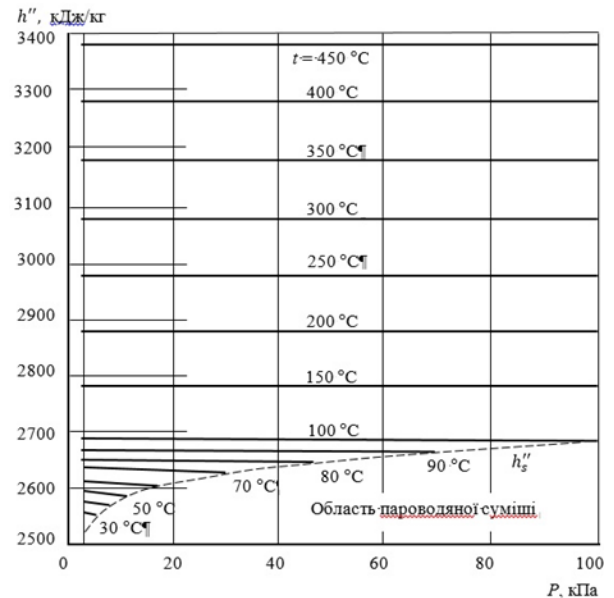


Рис. 1. Зміна ентальпії перегрітої пари в області вакууму ($P < 0,1$ МПа)

Як базове значення тиску для цієї області прийнята величина $P_0 = 1$ кПа. За зміною температури можна виділити чотири температурні інтервали: від 7 °С до 50 °С, від 50 °С до 100 °С, від 100 °С до 300 °С і від 300 °С до 450 °С, де значення h''_{00} обирається при $P_0 = 1$ кПа на початку кожного інтервалу.

Вплив температури на коефіцієнти $K_p(t)$ у цих інтервалах неоднаковий (рис. 2). При $t < 100$ °С виділяються дві лінійні ділянки зміни $K_p(t)$ (рис. 2, а) у двох температурних інтервалах (7–50 °С та 50–100 °С). При $t > 100$ °С (рис. 2, б) лінійна ділянка спостерігається лише в інтервалі від 300 °С до 450 °С.

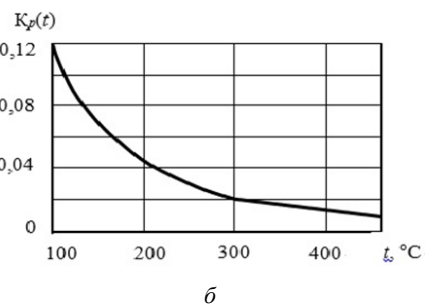
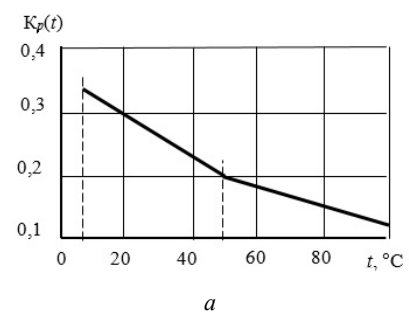


Рис. 2. Залежність коефіцієнта впливу тиску від температури

Визначення коефіцієнта $K_r(P)$ у формулі (4) для кожного температурного діапазону виконується за аналогічною методикою.

У кінцевому вигляді зміна ентальпії перегрітої пари h'' в області вакууму дозволило подати (4) у вигляді залежностей $h'' \sim (P, t)$ для певних температурних інтервалів (табл. 1).

Зміна ентальпії перегрітої пари в області надлишкових тисків. Аналіз зміни ентальпій h'' перегрітої пари в області надлишкових тисків ($P > 0,1$ МПа) виконано для діапазону тисків від 0,1 МПа до 6 МПа та зміни температури від 100 °С до 450 °С. Результати аналізу величини ентальпії h'' у розглядаємих діапазонах прийнятих параметрів (рис. 3) дозволили розділити досліджувану область на регіони, у кожному з яких прийнято, що темп зміни h'' при підвищенні тиску P зберігається. При цьому у всій області перегрітої пари істотна зміна темпу впливу тиску на h'' відбувається при тиску 0,1 МПа, 1,0 МПа та 3,0 МПа, а температури перегріву – при 100 °С, 150 °С, 180 °С, 220 °С, 234 °С, 260 °С та 270 °С для регіонів, які контактують з граничною лінією розділу фаз, а температури 300 °С, 330 °С, 380 °С, 385 °С, 400 °С є граничними для регіонів перегрітої пари.

Ентальпія перегрітої пари в регіонах, що примикають до лінії фазового переходу, знизу обмежена параметрами P_s і t_s . При необхідності визначення їхнього взаємозв'язку можна скористатися рівнянням Антуана з поправками, обчисленими авторами [8; 12].

Прийняте поділення області перегрітої пари дозволило використовувати однаковий підхід (розглянутий вище для перегрітої пари в області вакууму) для побудови апроксимуючих залежностей у кожному регіоні з урахуванням темпу впливу тиску та результатів аналізу зміни h'' за температурними інтервалами.

До кожного регіону було визначено початкове значення h''_{00} , показник степеня n при функції тиску $(P - P_0)$, а також коефіцієнти $K_r(P)$ і $K_r(t)$, які є у рівнянні (4). Їхні функціональні зв'язки представлені у формі рівнянь (апроксимуючих залежностей) у табл. 2.

Визначення величини ентальпії h'' з використанням даних табл. 1 і табл. 2 проводиться наступним чином. За заданими значеннями тиску P і температури t визначається регіон і температурний інтервал. Для них обчислюється показник степеня n , а

потім він підставляється у вибрану залежність.

Приклад використання апроксимуючих рівнянь для перегрітої пари. Задано: тиск $P = 1,75$ МПа, температура $t = 280$ °С. Цим параметрам відповідає 10-й регіон. Визначається показник степеня $n = 1,0825$. Значення ентальпії h'' відповідно до рівняння для даного регіону та температурного інтервалу дорівнює

$$h'' = 2964,8 + 2,3284(280 - 260)^{0,98} - [36,9948 - 0,2426 \times (280 - 260)] \cdot (1,75 - 1)^{1,0825} = 2985,155 \text{ кДж/кг.}$$

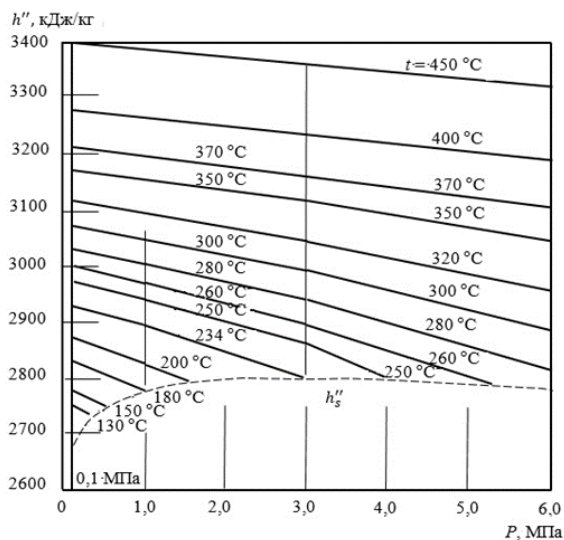


Рис. 3. Ентальпія в області перегрітої пари при надлишковому тиску

Табличне значення $h'' = 2984,9$ кДж/кг. Відхилення розрахованого h'' від табличного значення становило 0,255 кДж/кг або 0,010 %.

Практичне застосування одержаних рівнянь. Для оцінки ефективності використання отриманих рівнянь апроксимації табличних значень ентальпії проведено визначення витрати грючої пари в умовах теплової схеми теплофікаційної турбіни Т-250/300-240, що експлуатується на ТЕЦ [13; 14].

Визначимо витрату грючої пари, що подається в підігрівач високого тиску ПВТ-8, з якого живильна вода надходить в котел. Розглянемо конденсаційний режим, у якому електрична потужність генератора становить $N_e = 157,042$ МВт, витрата живильної води, що пропускається через ПВТ, $G_{жв} = 542,21$ т/год.

Теплова схема ПВТ-8 наведена на рис. 4. На неї вказані місця розташування вимірвальних приладів.

Таблиця 1 – Ентальпія перегрітої пари в області вакууму ($1 \text{ кПа} \leq P \leq 100 \text{ кПа}$) при температурі $7 \text{ °С} \leq t \leq 450 \text{ °С}$

$7 \text{ °С} \leq t \leq 50 \text{ °С}$
$h'' = 2513,8 + 1,8698(t - 7)^{1,003} - [0,3400 - 3,2558 \cdot 10^{-3}(t - 7)] \cdot (P - 1)$
$50 \text{ °С} \leq t \leq 100 \text{ °С}$
$h'' = 2594,2 + 1,8820(t - 50) - [0,2000 - 1,6161 \cdot 10^{-3}(t - 50)] \cdot (P - 1)$
$100 \text{ °С} \leq t \leq 300 \text{ °С}$
$h'' = 2688,3 + 1,7458(t - 100) - [0,1192 - 1,2534 \cdot 10^{-2}(t - 100)^{0,385}] \cdot (P - 1)$
$300 \text{ °С} \leq t \leq 450 \text{ °С}$
$h'' = 3076,5 + 1,8783(t - 300)^{1,017} - [0,02222 - 6,7333 \cdot 10^{-5}(t - 300)] \cdot (P - 1)$

Таблиця 2 – Ентальпія перегрітої пари в області надлишкового тиску ($P \geq 0,1$ МПа) при температурі від 100 °С до 450 °С

Номер регіону	Апроксимуючі залежності
1	$0,1 \text{ МПа} \leq P \leq 1,0 \text{ МПа}; 300 \text{ °С} \leq t \leq 385 \text{ °С}$ $h'' = 3074,1 + 1,9457(t - 300)^{1,01} - [25,1142 - 0,9793(t - 300)] \cdot (P - 0,1)^{1,04}$
2	$0,1 \text{ МПа} \leq P \leq 1,0 \text{ МПа}; 385 \text{ °С} \leq t \leq 450 \text{ °С}$ $h'' = 3247,0 + 2,0201(t - 385)^{1,007} - [16,7906 - 0,06409(t - 385)] \cdot (P - 0,1)^{1,03}$
3	$0,1 \text{ МПа} \leq P \leq 1,0 \text{ МПа}; 100 \text{ °С} \leq t \leq 150 \text{ °С}$ $h'' = 2676,5 + 2,0778(t - 100)^{0,99} - [128,500 - 0,8385(t - 100)] \cdot (P - 0,1)^n$ $n = 1,0 + 1,5000 \cdot 10^{-3}(t - 100)$
4	$0,1 \text{ МПа} \leq P \leq 1,0 \text{ МПа}; 150 \text{ °С} \leq t \leq 180 \text{ °С}$ $h'' = 2776,4 + 2,0451(t - 150)^{0,99} - [86,5767 - 6,581(t - 150)^{0,445}] \cdot (P - 0,1)^n$ $n = 1,078 + 1,5000 \cdot 10^{-3}(t - 150)$
5	$0,1 \text{ МПа} \leq P \leq 1,0 \text{ МПа}; 180 \text{ °С} \leq t \leq 300 \text{ °С}$ $h'' = 2831,7 + 1,9212(t - 180)^{1,007} - [65,7145 - 3,1434(t - 180)^{0,533}] \cdot (P - 0,1)^n$ $n = 1,12 - 8,3333 \cdot 10^{-4}(t - 180)$
6	$1,0 \text{ МПа} \leq P \leq 3,0 \text{ МПа}; 300 \text{ °С} \leq t \leq 400 \text{ °С}$ $h'' = 3051,3 + 2,0793(t - 300)^{1,005} - [27,1978 - 0,4344(t - 300)] \cdot (P - 1)^n$ $n = 1,070 + 3,0 \cdot 10^{-4}(t - 300)$
7	$1,0 \text{ МПа} \leq P \leq 3,0 \text{ МПа}; 400 \text{ °С} \leq t \leq 450 \text{ °С}$ $h'' = 3264,0 + 2,1340(t - 400) - [15,7776 - 0,05680(t - 400)] \cdot (P - 1)^n$ $n = 1,040 + 3,0 \cdot 10^{-4}(t - 400)$
8	$1,0 \text{ МПа} \leq P \leq 3,0 \text{ МПа}; 180 \text{ °С} \leq t \leq 220 \text{ °С}$ $h'' = 2777,3 + 2,8643(t - 180)^{0,955} - [80,50 - 0,6501(t - 180)] \cdot (P - 1)^n$ $n = 1,0 + 2,2874 \cdot 10^{-4}(t - 180)^{1,80}$
9	$1,0 \text{ МПа} \leq P \leq 3,0 \text{ МПа}; 220 \text{ °С} \leq t \leq 260 \text{ °С}$ $h'' = 2874,9 + 2,5291(t - 220)^{0,968} - [54,4960 - 0,4731(t - 220)] \cdot (P - 1)^n$ $n = 1,175 - 1,8750 \cdot 10^{-3}(t - 220)$
10	$1,0 \text{ МПа} \leq P \leq 3,0 \text{ МПа}; 260 \text{ °С} \leq t \leq 300 \text{ °С}$ $h'' = 2964,8 + 2,3284(t - 260)^{0,98} - [36,9948 - 0,2426(t - 260)] \cdot (P - 1)^n$ $n = 1,10 - 8,750 \cdot 10^{-4}(t - 260)$
11	$3,0 \text{ МПа} \leq P \leq 6,0 \text{ МПа}; 300 \text{ °С} \leq t \leq 330 \text{ °С}$ $h'' = 2994,2 + 2,6403(t - 300)^{0,98} - [31,904 - 0,2111(t - 300)] \cdot (P - 3)^n$ $n = 1,12 - 1,500 \cdot 10^{-3}(t - 300)$
12	$3,0 \text{ МПа} \leq P \leq 6,0 \text{ МПа}; 330 \text{ °С} \leq t \leq 380 \text{ °С}$ $h'' = 3068,2 + 2,4941(t - 330)^{0,99} - [25,5705 - 0,1358(t - 330)] \cdot (P - 3)^n$ $n = 1,075 - 5,600 \cdot 10^{-4}(t - 300)$
13	$3,0 \text{ МПа} \leq P \leq 6,0 \text{ МПа}; 380 \text{ °С} \leq t \leq 450 \text{ °С}$ $h'' = 3183,8 + 2,3640(t - 380)^{0,99} - [18,7815 - 0,07571(t - 380)] \cdot (P - 3)^n$ $n = 1,038 - 5,430 \cdot 10^{-3}(t - 380)$
14	$3,0 \text{ МПа} \leq P \leq 6,0 \text{ МПа}; 234 \text{ °С} \leq t \leq 270 \text{ °С}$ $h'' = 2801,9 + 4,1551(t - 234)^{0,92} - [68,50 - 0,7509(t - 234)] \cdot (P - 3)^n$ $n = 1,0 + 1,2106 \cdot 10^{-4}(t - 234)$
15	$3,0 \text{ МПа} \leq P \leq 6,0 \text{ МПа}; 270 \text{ °С} \leq t \leq 300 \text{ °С}$ $h'' = 2914,2 + 2,9824(t - 270)^{0,967} - [41,4650 - 0,3080(t - 270)^{1,01}] \cdot (P - 3)^n$ $n = 1,223 - 0,01850(t - 270)$

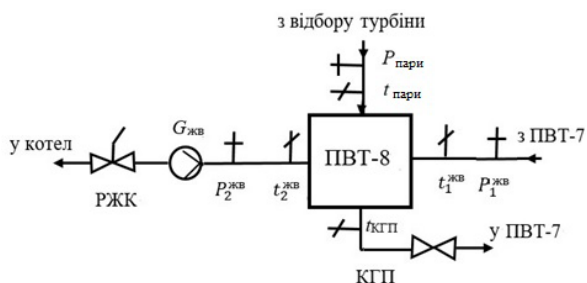


Рис. 4. Теплова схема ПВТ-8:

РЖК – регулятор живлення котла; КГП – конденсат грійної пари; $G_{жв}$ – витратомір живильної води; $P_1^{жв}$, $P_2^{жв}$ – тиск живильної води на вході та виході ПВТ-8; $P_{пари}$ – тиск грійної пари з першого відбору турбіни, МПа; $t_{пари}$ – температура грійної пари з відбору турбіни, °С; $t_{кгп}$ – температура конденсату грійної пари, °С

Для режиму, що розглядається, виміряні характеристики становлять:

$$\begin{aligned}
 & - P_{пари} = 3,052 \text{ МПа}, & P_{кгп} &= 3,05 \text{ МПа}, \\
 & t_{пари} = 313,57 \text{ °С}, & t_{кгп} &= 219,13 \text{ °С}; \\
 & - P_1^{жв} = 25,863 \text{ МПа}, & P_2^{жв} &= 25,508 \text{ МПа}, \\
 & t_1^{жв} = 212,95 \text{ °С}, & t_2^{жв} &= 230,50 \text{ °С}.
 \end{aligned}$$

Рівняння теплового балансу для ПВТ-8 може бути представлене як

$$G_{пари} \cdot (h'' - h_{кгп}) = G_{жв} \cdot (h_2^{жв} - h_1^{жв}). \quad (5)$$

За вимірними параметрами визначаються значення ентальпії робочих середовищ.

Ентальпія грійної пари визначається за параметрами $P_{пари}$, $t_{пари}$, що відповідає в табл. 2 регіону 11. Показник степеня n цього регіону дорівнює 1,10, тоді $h''_{пари} = 3027,085$ кДж/кг (табличне

значення цих параметрів 3027,97 кДж/кг).

Ентальпія конденсату грійоючої пари розраховується за залежністю (21), яку наведено в першій частині статті [8], і складе $h_{\text{кп}} = 939,09$ кДж/кг (табличне значення $h_{\text{кп}} = 939,92$ кДж/кг).

Ентальпія живильної води на вході в ПВТ-8 ([8], формула (21), температурний інтервал $180\text{ }^{\circ}\text{C} \leq t \leq 240\text{ }^{\circ}\text{C}$) $h_1^{\text{жв}} = 919,67$ кДж/кг (табличне значення $h_1^{\text{жв}} = 918,50$ кДж/кг).

Ентальпія живильної води на виході з ПВТ-8 ([8], формула (21), температурний інтервал $180\text{ }^{\circ}\text{C} \leq t \leq 240\text{ }^{\circ}\text{C}$) $h_2^{\text{жв}} = 999,016$ кДж/кг (табличне значення $h_2^{\text{жв}} = 999,67$ кДж/кг).

Витрата грійоючої пари в ПВТ-8 згідно (5) складає $G_{\text{пари}} = 20,607$ т/год.

Витрата грійоючої пари, визначена за табличними значеннями ентальпії, $G_{\text{пари}}^{\text{доп}} = 21,075$ т/год, і відрізняється від $G_{\text{пари}}$ на величину $\Delta G_{\text{пари}} = 0,4711$ т/год або 2,2 %.

Така розбіжність витрат грійоючої пари, визначених за табличними значеннями ентальпії і за отриманими формулами, достатня для їх практичного застосування.

Висновки. 1. На основі аналізу зміни ентальпії перегрітої пари в області параметрів, що відповідають роботі теплообмінних пристроїв турбін ТЕС, ТЕЦ та АЕС, запропоновано методологічний підхід отримання апроксимуючих рівнянь для визначення величини ентальпії за значеннями змінюваних параметрів пари – тиску та температури.

2. Для забезпечення необхідної точності апроксимації зона досліджуваних характеристик розділена на область, що відповідає ентальпії при вакуумі ($1\text{ кПа} \leq P \leq 100\text{ кПа}$) і область перегрітої пари при надлишковому тиску ($0,1\text{ МПа} \leq P \leq 6,0\text{ МПа}$).

3. Визначення ентальпії в області вакууму проводиться в температурних інтервалах, що визначаються початковими значеннями температур $7\text{ }^{\circ}\text{C}$, $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $300\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4. Зміна ентальпії перегрітої пари в області надлишкового тиску при різному темпі впливу параметрів викликало необхідність розділити область дослідження на регіони за інтервалами, що забезпечило єдиний підхід до визначення ентальпії у всьому досліджуваному діапазоні їхньої зміни.

5. Запропоновані апроксимуючі рівняння для визначення ентальпії забезпечують досить хороший збіг обчислених по них значень ентальпії з табличними, що дає допустимі відхилення для практичних потреб під час експлуатації паротурбінних установок при визначенні витрати грійоючої пари в теплообмінному обладнанні.

Список літератури

1. Shcheglyayev A. V., Troyanovsky B. M., Vileta J., Draghi J. *Parná turbína. Teorie tepelného procesu a konstrukce turbín: příručka pro pokročilé technické školy*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1983. 630 s.
2. Суботін В. Г., Левченко Є. В., Швецов В. Л., Шубенко О. Л., Тарелін А. О., Суботович В. П. *Створення парових турбін*

нового покоління потужністю 325 МВт. Харків: Фоліо. 2009. 256 с.

3. Affandi M., Mamata N., Mohd Kanafiah S., Khalid N. Science Simplified Equations for Saturated Steam Properties for Simulation Purpose. *Procedia Engineering*. 2013. No. 53. P. 722–726. doi: 10.1016/j.proeng.2013.02.095
4. Русанов А., Лампарт П., Пашченко Н. Моделирование 3D течий в проточній частині парової турбіни з використанням системи рівнянь термодинамічних властивостей води та водяної пари IAPWS-95. *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. 2012. № 7 (94). С. 107–113.
5. Miguel A. Ch., Salvador B. R. Calculation of the Thermodynamic Properties of Water Using the IAPWS Model. *Journal of the Chilean Chemical Society*. 2006. Vol. 51, no. 2. P. 891–900. doi: 10.4067/S0717-97072006000200012
6. Hinkelman K., Anbarasu S., Wetter M., Gautier A., Zuo W. *A Fast and Accurate Modeling Approach for Water and Steam Thermodynamics with Practical Applications in District Heating System Simulation*. URL: <http://www.researchgate.net/publication/358860784> (дата звернення: 06.11.2024).
7. Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997. *The International Association for the Properties of Water and Steam*. URL: <http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf> (дата звернення: 06.11.2024).
8. Шубенко О. Л., Голощапов В. М., Котульська О. В., Парамонова Т. М. Апроксимуючі залежності для визначення ентальпії води та водяної пари при розрахунках теплообмінних пристроїв паротурбінних установок (частина I – визначення ентальпії води). *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 6–12. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.01
9. Haldkar V., Sharma A. K., Ranjan R. K., Bajpai V. K. An Energy Analysis of Condenser. *International Journal of Thermal Technologies*. 2013. Vol. 3, no. 4. P. 120–125.
10. Jaskólski M., Reński A., Minkiewicz T. Thermodynamic and economic analysis of nuclear power unit operating in partial cogeneration mode to produce electricity and district heat. *Energy*. 2017. Vol. 141. P. 2470–2483. doi: 10.1016/j.energy.2017.04.144
11. Jinxu L., Hu Z., Lingkai Z., Yangpeng Z., Haizhen L. Evaluation of operation regulation ability of a power plant unit in heating season. *E3S Web of Conferences GESD*. 2022. Vol. 358. P. 02005. doi: 10.1051/e3sconf/202235802005
12. Шубенко О. Л., Голощапов В. М., Котульська О. В. Визначення параметрів води та водяної пари на граничній лінії фазового переходу. *Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії. Тези доповідей міжнародної конференції (11–12 березня 2024 р., Харків)*. Харків: ФОП Бровін О. В., 2024. С. 188–191.
13. Trukhniy A. D., Lomakin B. V. *Cogeneration steam turbines and turbine plants*. 2012. 540 p.
14. *Інструкція по експлуатації теплофікаційної установки Харківської ТЕЦ-5*. Харків: Харківська ТЕЦ-5, 2006. 31 с.

References (transliterated)

1. Shcheglyayev A. V., Troyanovsky B. M., Vileta J., Draghi J. *Parná turbína. Teorie tepelného procesu a konstrukce turbín: příručka pro pokročilé technické školy* [Steam turbines. Thermal process theory and turbine design: a handbook for advanced technical schools]. Praha, Státní nakladatelství technické literatury Publ., 1983. 630 s.
2. Subotin V. H., Levchenko Ye. V., Shvetsov V. L., Shubenko O. L., Tarelin A. O., Subotovych V. P. *Stvorenyya parovykh turbin novoho pokolinnya potuzhnisty 325 MVt* [Creation of steam turbines of a new generation with a capacity of 325 MW]. Kharkiv, Folio Publ., 2009. 256 p.
3. Affandi M., Mamata N., Mohd Kanafiah S., Khalid N. Science Simplified Equations for Saturated Steam Properties for Simulation Purpose. *Procedia Engineering*. 2013, no. 53, pp. 722–726. doi: 10.1016/j.proeng.2013.02.095
4. Rusanov A., Lampart P., Pashchenko N. Modelyuvannya 3D techiy v protochniy chastyini parovoyi turbiny z vykorystannam systemy rivnyan' termodynamichnykh vlastyostey vody ta vodyanoyi pary IAPWS-95 [3D simulation of flows in the flow part of a steam turbine using the system of equations of thermodynamic properties of water and water vapor IAPWS-95]. *Aviatsiyno-kosmichna tekhnika ta tekhnolohiya*. 2012, no. 7 (94), pp. 107–113.

5. Miguel A. Ch., Salvador B. R. Calculation of the Thermodynamic Properties of Water Using the IAPWS Model. *Journal of the Chilean Chemical Society*. 2006, vol. 51, no. 2, pp. 891–900. doi: 10.4067/S0717-97072006000200012
6. Hinkelman K., Anbarasu S., Wetter M., Gautier A., Zuo W. *A Fast and Accurate Modeling Approach for Water and Steam Thermodynamics with Practical Applications in District Heating System Simulation*. Available at: <http://www.researchgate.net/publication/358860784> (accessed 06.11.2024).
7. Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997. *The International Association for the Properties of Water and Steam*. Available at: <http://www.iapws.org/relguide/IP97-Rev.pdf> (accessed 10.06.2024).
8. Shubenko O. L., Goloshchapov V. M., Kotulska O. V., Paramonova T. M. Aproxymuyuchi zalezhnosti dlya vyznachennya ental'piy vody ta vodyanoyi pary pry rozrakhunkakh teploobminnykh prystroyiv paroturbinnnykh ustanovok (chastyna I – vyznachennya ental'piyi vody) [Approximate dependencies for determining the enthalpies of water and water vapor in the calculations of heat exchange devices of steam turbine installations (part I – determination of water enthalpy)]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 6–12. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.01
9. Haldkar V., Sharma A. K., Ranjan R. K., Bajpai V. K. An Energy Analysis of Condenser. *International Journal of Thermal Technologies*. 2013, vol. 3, no. 4, pp. 120–125.
10. Jaskólski M., Reński A., Minkiewicz T. Thermodynamic and economic analysis of nuclear power unit operating in partial cogeneration mode to produce electricity and district heat. *Energy*. 2017, vol. 141, pp. 2470–2483. doi: 10.1016/j.energy.2017.04.144
11. Jinxu L., Hu Z., Ling kai Z., Yangpeng Z., Haizhen L. Evaluation of operation regulation ability of a power plant unit in heating season. *E3S Web of Conferences GESD*. 2022, vol. 358, p. 02005. doi: 10.1051/e3sconf/202235802005
12. Shubenko O. L., Holoshchapov V. M., Kotul's'ka O. V. Vyznachennya parametriv vody ta vodyanoyi pary na hranychniy liniyi fazovoho perekhodu [Determination of parameters of water and water vapor at the boundary line of the phase transition]. *Enerhetychni ustanovky ta al'ternatyvni dzherela enerhiyi. Tezy dopovidey mizhnarodnoyi konferentsiyi (11–12 bereznya 2024 r., Kharkiv)* [Energy installations and alternative energy sources. Collection of theses and reports of the international conference (11–12 March 2024, Kharkiv)]. Kharkiv, FOP Brovin O. V. Publ., 2024, pp. 188–191.
13. Trukhniy A. D., Lomakin B. V. *Cogeneration steam turbines and turbine plants*. 2012. 540 p.
14. *Instruktsiya po ekspluatatsiyi teplofikatsiyoi ustanovky Kharkivs'koyi TETs-5* [Instructions for operation of the heating installation of Kharkiv CHP-5]. Kharkiv, Kharkivska CHP-5 Publ., 2006. 31 p.

Надійшла (received) 11.11.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович (Shubenko Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, Інститут енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України, головний науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів в енерготехнологічному обладнанні; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9014-1357>; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Голощанов Володимир Миколайович (Goloshchapov Volodymyr) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів в енерготехнологічному обладнанні; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2075-5326>; e-mail: goloshchapov36@gmail.com

Котульська Ольга Валеріївна (Kotulska Olga) – Інститут енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів в енерготехнологічному обладнанні; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5902-9313>; e-mail: kot2017ov@gmail.com

Парамонова Тетяна Миколаївна (Paramonova Tetiana) – Інститут енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів в енерготехнологічному обладнанні; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0067-801X>; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua

A. С. РОГОВИЙ, А. О. НЕСКОРОЖЕНИЙ, Є. І. ТИМЧЕНКО, Д. Р. ДЬОМІН

ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ СИПУЧОГО СЕРЕДОВИЩА, ЩО ПЕРЕКАЧУЄТЬСЯ ВИХОРОКАМЕРНИМ ЕЖЕКТОРОМ, ВИКОРИСТАННЯМ ЩІЛІННОЇ ПРИЙМАЛЬНОЇ НАСАДКИ

Проблема зношування механічних рухомих елементів ежекторів при транспортуванні абразивних частинок є актуальною для багатьох галузей промисловості. Покращення показників надійності та довговічності обладнання для перекачування твердих абразивних середовищ можливе шляхом застосування струминних насосів. Особливу увагу заслуговують вихорокамерні ежектори (ВКЕ), ефективність роботи яких можна підвищити шляхом зменшення втрат сипучого середовища у дренажному каналі завдяки використанню щілинної приймальної насадки. Проведене математичне моделювання, засноване на числовому вирішенні усереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса, що дало змогу встановити залежності втрат сипучого середовища від режимних параметрів функціонування ежектора. До математичної моделі додані рівняння SST (Shear Stress Transport) моделі турбулентності та рівняння нерозривності. Розроблені математичні моделі були підтверджені експериментальними дослідженнями, які продемонстрували їх адекватність і практичну застосовність. Дослідження виявили, що при використанні щілинної приймальної насадки втрати сипучого твердого середовища зменшуються зі зростанням густини середовища, що перекачується. Для циліндричної мінімальної втрати спостерігалися в діапазоні густин 2000–3000 кг/м³. Натомість щілинна насадка забезпечувала менші втрати за умов збільшення густини середовища. Визначено умови зведення до нуля масової витрати твердих частинок у дренажному каналі. Експериментальні дослідження також виявили, що оптимізація параметрів, таких як діаметр і густина твердих частинок, а також повний тиск на вході (ступінь закрутки потоку у вихровій камері), дозволяє практично усунути втрати сипучого середовища у дренажному каналі при використанні щілинної приймальної насадки. Це забезпечує значне підвищення енергоефективності роботи ВКЕ.

Ключові слова: вихорокамерний ежектор, експеримент, числове моделювання, дренажний канал, втрати сипучого середовища, ефективність.

A. ROGOVYI, A. NESKOROZHENYI, Ye. TIMCHENKO, D. DOMIN

REDUCTION OF LOSSES OF THE BULK MEDIUM PUMPED BY THE VORTEX CHAMBER EJECTOR BY USING A SLOTTED INTAKE NOZZLE

The problem of wear of mechanical moving elements of ejectors during the transportation of abrasive particles is relevant for many industries. Improving the reliability and durability of equipment for pumping solid abrasive media is possible by using jet pumps and ejectors. Particular attention should be paid to vortex chamber ejectors (VCE), the efficiency of which can be increased by reducing the loss of bulk media in the drainage channel through the use of a slotted intake nozzle. The mathematical modeling based on the numerical solution of the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations was carried out, which made it possible to establish the dependence of the bulk medium losses on the operating parameters of the ejector. The SST (Shear Stress Transport) equations of the turbulence model and the continuity equation were added to the mathematical model. The developed mathematical models were confirmed by experimental studies that demonstrated their adequacy and practical applicability. The studies have shown that when using a slotted intake nozzle, the losses of bulk solid medium decrease with increasing the pumped medium density. For a cylindrical nozzle, minimal losses were observed in the density range of 2000–3000 kg/m³. Instead, the slotted nozzle provided lower losses with increasing medium density. The conditions for reducing the mass flow rate of solid particles in the drainage channel to zero were determined. Experimental studies have also shown that optimization of parameters such as the diameter and density of solid particles, as well as the total inlet pressure (flow swirl in the vortex chamber), can eliminate the loss of bulk solids in the drainage channel when using a slotted receiving nozzle. This ensures a significant increase in the energy efficiency of the VCE.

Keywords: vortex chamber ejector, experiment, numerical simulation, drainage channel, granular medium losses, efficiency.

Вступ. Зношування проточних частин насосів та ежекторів під час транспортування твердих середовищ, зокрема абразивних частинок, є однією з ключових технічних проблем у гірничодобувній, хімічній, нафтовій та інших галузях промисловості [1]. Робота насосного та компресорного обладнання [2] в умовах підвищеного абразивного зносу призводить до зниження його надійності, частих несправностей і значних витрат на обслуговування та заміну елементів [3]. Зростаючі вимоги до енергоефективності та довговічності систем транспортування твердих середовищ [4] вимагають розробки інноваційних технічних рішень, здатних мінімізувати негативний вплив абразивних частинок на обладнання [5].

Підвищення надійності та довговічності систем для транспортування твердих абразивних середовищ можливе завдяки застосуванню струминних ежекторів [6]. Вони характеризуються високою надійністю та стабільністю роботи, проте їх енергетична ефективність залишається на низькому

рівні. Покращити ефективність функціонування струминних нагнітачів можна шляхом використання аерогідродинамічних властивостей закручених потоків, що утворюються у вихровій камері [7].

Аналіз останніх досліджень. Застосування вихрових ежекторів приводить до низки проблем: низька енергоефективність через великі втрати енергії у вихрових потоках [8]; зношування внутрішніх елементів при роботі з абразивними середовищами [9]; чутливість до властивостей робочого середовища; складність моделювання турбулентних потоків [10] та шумові впливи.

Реалізація ідеї використання впливу відцентрової сили на тверду частинку у вихровій камері вимагає створення додаткового тангенціального каналу виходу змішаного потоку на периферії вихрової камери [11]. Такі струминні нагнітачі, що використовують в якості середовища-носія газ, названі вихорокамерними ежекторами (ВКЕ), мають високі показники ефективності перекачування твердих абразивних

середовищ. Ефективність перекачування твердих частинок за допомогою повітря вдвоє перевищує ефективність перекачування за допомогою класичних прямооточних струминних насосів та ежекторів [12].

ВКЕ мають істотний недолік – використання технологічного дренажного каналу призводить до виникнення втрат середовища в ньому. Ці втрати залежать від кінематичних параметрів закрутки потоку всередині вихрової камери [13], а також від геометричних розмірів камери та каналів. У роботі [14] показані енергетичні характеристики нагнітачів, однак немає згадки про залежність кількості втрат від інших режимних та геометричних параметрів. В цілому, використовуючи одну і ту ж геометрію насоса можна реалізувати два робочі процеси з втратами середовища і без [12]. Робочий процес без втрат буде з меншим ступенем підвищення тиску внаслідок зниження енергетичних параметрів середовища, що перекачується на виході з пристрою.

У попередніх статтях авторів розглянуто втрати перекачуваного середовища в дренажному каналі [7; 8; 12; 14], проте не розглянуто шляхи оцінки цих втрат та фактори, що на них впливають. Використання щільного приймального сопла в тангенціальному каналі виходу насоса дозволяє скоротити втрати, однак вони не зводяться до нуля і, на сьогоднішній день, не виявлено вплив режимних параметрів на величини втрат.

Для того, щоб звести втрати до мінімуму, необхідно оцінити вплив усіх можливих факторів на траєкторії частинок, що складно досягти за допомогою експериментальних досліджень. Сучасний підхід на основі CFD (Computational Fluid Dynamics) методів розрахунку з використанням моделювання руху твердої фази [15] дозволяє зрозуміти, які саме кроки слід задіяти для мінімізації втрат у нагнітачі.

Таким чином, актуальною є задача оцінки втрат потоку в дренажному каналі і виявлення факторів, що впливають на них. Мінімізація втрат перекачуваних потоків може призвести до більшого поширення ВКЕ у промисловості. Також можливе їх застосування за умов обмеження габаритних розмірів, наприклад, у транспортних машинах.

Мета. Метою роботи є підвищення ефективності роботи вихорокамерного ежектора за рахунок зниження втрат сипучого середовища у дренажному каналі шляхом використання щільного приймального насаддя.

Результати досліджень. Схема ВКЕ та його сіткова моделі представлені на рис. 1. Використання відцентрової сили у ВКЕ аналогічне її використанню у відцентровому насосі чи компресорі. У ВКЕ в якості робочого колеса виступає основний потік, що подається в тангенціальний канал входу. Цей потік закручується у вихровій камері та залишає її через технологічний осьовий дренажний канал. Внаслідок закрутки основного потоку виникають гідродинамічні ефекти: надлишковий тиск на периферії вихрової камери та вакуум на її осі. Їх використання дозволяє здійснити передачу енергії пасивному потоку, що надходить у вихрову камеру через осьовий канал

входу. Закручений потік сприяє інтенсивнішому перемішуванню, що використовується, наприклад, у реакційних двигунах або промислових змішувачах, так й у ВКЕ закручений потік дозволяє передати енергію у полі відцентрової сили.

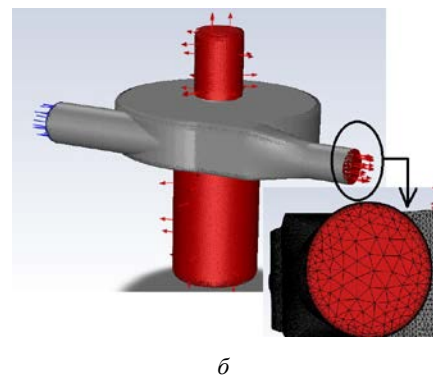
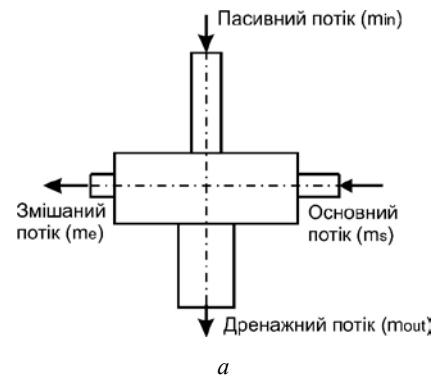


Рис. 1. Геометрія дослідженого ВКЕ:
а – схема нагнітача; б – розрахункова сіткова модель

Потік, що перекачується, всмоктується завдяки вакууму в вихрову камеру, і далі рухається спіральними траєкторіями на периферію вихрової камери, а далі – в тангенціальний канал виходу. Однією з головних переваг таких нагнітачів є те, що вони дуже прості у виготовленні та експлуатації, як і інші пристрої струминної техніки [16]. Струминні ежектори мають простоту виготовлення завдяки своїй конструктивній особливості – відсутності рухомих частин, які потребують високоточної механічної обробки чи складання. Їхня конструкція, зазвичай, утворюється з простих елементів, таких як сопло, змішувальна камера та дифузор, що значно спрощує виробничий процес. Їх легко інтегрувати в існуючі системи завдяки простоті конструкції.

У даному дослідженні як у числовій симуляції, так і для проведення валідації у порівнянні з експериментальними дослідженнями, використовувався ежектор з геометричними розмірами: діаметр вихрової камери – 50 мм, висота – 10 мм, діаметр тангенціального каналу живлення – 8 мм, діаметр вихідного тангенціального каналу – 6 мм, діаметр вхідного осьового каналу – 5 мм, діаметр дренажного осьового каналу – 10 мм. Розміри поперечного перетину прямокутного прийомного щільного каналу – 10 мм на 6 мм.

Математичне моделювання проведено на основі вирішення рівнянь Рейнольдса разом з моделлю

турбулентності SST та поправкою на кривизну ліній течії та обертання потоку у програмному середовищі Ansys Fluent 2024 R1. Рівняння моделі наведено в роботі [17]. Для перевірки незалежності результатів від сіток проводилося порівняння результатів на трьох сітках: 1 млн елементів, 3 млн і 7 млн. Перевірка незалежності результатів від сітки (Grid Independence Check) – це важливий етап числового моделювання, що забезпечує точність та достовірність отриманих результатів. Його мета – визначити, чи зміна кількості елементів сітки впливає на результати обчислень. Такий підхід дозволяє оптимізувати обчислювальні ресурси, забезпечуючи при цьому високу точність моделювання. Так як результати розрахунку на сітках 3 і 7 млн елементів відрізнялися не більше ніж на 1 % подальші розрахунки зроблені на сітках в 3 млн елементів [18].

Моделювання траєкторій твердих частинок проводилося на основі методу Лагранжа шляхом числового вирішення основного рівняння динаміки твердої частинки з урахуванням зіткнень частинок зі стінками камери [19]. Рівняння для визначення траєкторій твердих частинок:

$$x_f = x_i + u_p \delta t$$

де x_i , x_f – початкове та кінцеве положення твердої частинки; u_p – швидкість твердої частинки; δt – крок за часом.

Після завершення обчислень на кожному кроці за часом нова швидкість визначалася згідно рівняння:

$$m \frac{du_p}{dt} = \sum F,$$

де m – маса твердої частинки; $\sum F$ – сума всіх сил, що діють на неї [20]. В даному дослідженні враховувалися: сила лобового опору, сила тяжіння, підйомна сила, сила приєднаної маси рідини, сила впливу градієнта тиску на тверду частинку (в т. ч. Архімедова сила). Розрахунок траєкторій твердих частинок здійснено після знаходження поля швидкості та тиску основної течії повітря в нагнітачі, що істотно скорочує час розрахунку (One-Way Coupled) за достатньої для оцінки витрат твердих частинок.

Картини течії газової та твердої фаз представлені на рис. 2. Порівняння картин течії газу в нагнітачі з твердими частинками і без показує, що концентрація частинок не достатня для серйозного впливу частинок на характеристики течії, і основні параметри роботи нагнітача залишаються незалежними від твердих частинок [1; 7]. Концентрація твердих частинок впливає на моделювання траєкторій у CFD через зміну взаємодії між частинками і середовищем. За низької концентрації домінує односторонній вплив потоку на частинки, тоді як за високої концентрації враховуються міжчастинкові взаємодії, що змінюють турбулентність і розподіл потоку. Це вимагає коректного вибору моделей для точного прогнозування траєкторій.

Представлений на рис. 2, б і 2, в розподіл твердих частинок за діаметром показує миттєве розташування

частинок у просторі в меридіональній і горизонтальній площинах. Розподіл частинок підтверджує на якісному рівні адекватність використаної математичної моделі та відповідає миттєвим картинам течії, що спостерігаються в експерименті.

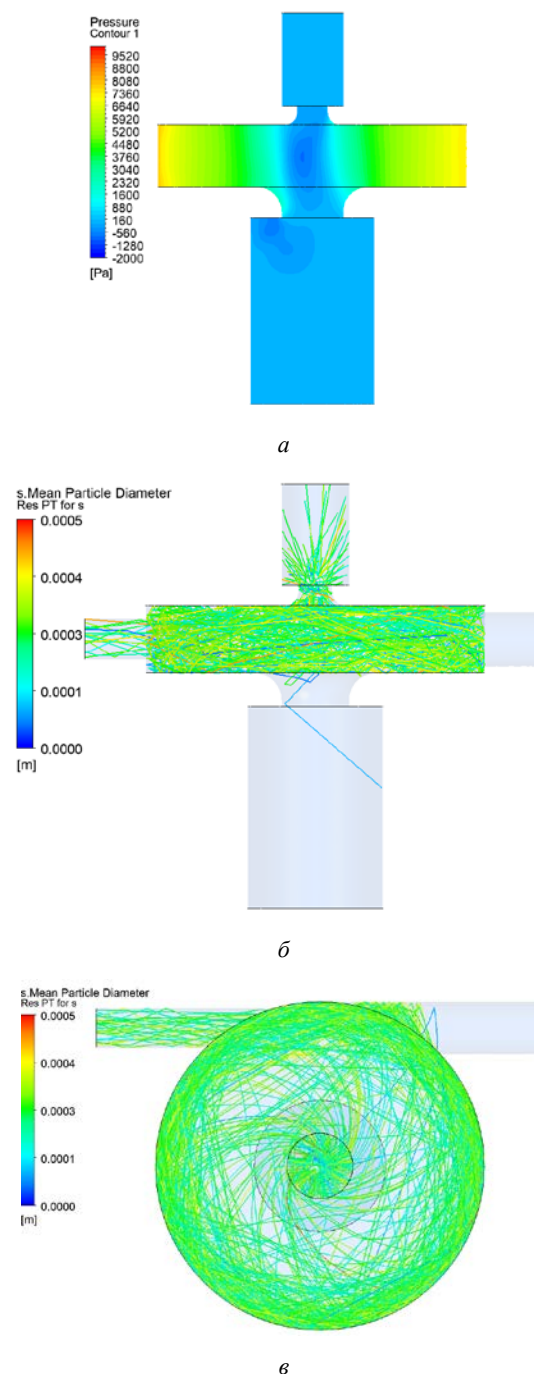


Рис. 2. Результати розрахунку течії у ВКЕ:
а – поле тисків; б – розташування твердих частинок у меридіональній площині; в – розташування твердих частинок у горизонтальній площині

Підтвердження адекватності на якісному рівні передбачає перевірку основних характеристик моделі або процесу шляхом порівняння результатів моделювання з експериментальними або літературними даними. Це включає аналіз схожості

картин течії, зон відриву, траєкторій частинок або розподілу швидкостей і тисків. Такий підхід дозволяє оцінити, чи відтворює модель ключові фізичні особливості, навіть якщо кількісні розбіжності присутні [21]. У результаті розрахунку визначали кількість і масову витрату твердих частинок, що проходять через граничні умови, що давало змогу порівняти масові витрати з експериментом.

За допомогою математичного моделювання траєкторій частинок в нагнітачі вдалося визначити масову витрату втрат перекачуваного середовища. Витрата визначалася шляхом розрахунку кількості частинок, що потрапляють в дренажний канал, по відношенню до загальної кількості твердих частинок. Результати моделювання перевірені експериментальними дослідженнями.

Збільшення загального напору основного потоку призводить до зменшення втрат в дренажному каналі (рис. 3). Масова витрата перекачуваного твердого середовища – m_{in} , масова витрата у тангенціальному каналі виходу – m_{out} .

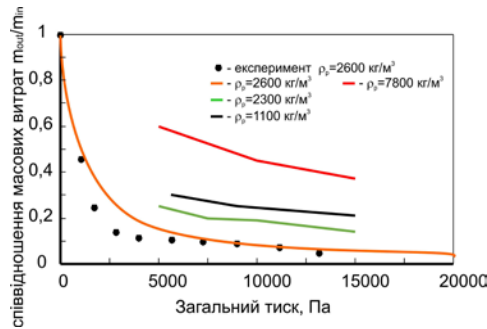


Рис. 3. Порівняння результатів розрахунку та експерименту

При загальному тиску більше 5 кПа результати моделювання добре узгоджуються з експериментом. Однак з меншим тиском спостерігаються певні неточності розрахунку. Але, режим роботи нагнітача за низького загального тиску і, відповідно, при малих числах закрутки не є раціональним і, як правило, не використовується. Втрати перекачуваного потоку мінімальні, якщо густина твердих частинок становить 2000–3000 кг/м³. Значення густини з мінімальним співвідношенням масових витрат пояснюються особливостями передачі енергії частинкам, що перекачуються. При збільшенні густини частинки не встигають набрати швидкість і починають обертатися поблизу осі вихрової камери, що призводить до потрапляння частинки в дренажний канал. Зменшити втрати можна збільшенням висоти вихрової камери або наданням частинкам у вхідному бункері обертального руху.

Для перевірки адекватності використаної математичної моделі проводилася оцінка правильності розрахунку втрат середовища в дренажному каналі. Додаткову складність такої перевірки додає правильна оцінка розподілу розміру твердих частинок в експерименті. Для цього проводився ситовий аналіз шляхом просіювання частинок. На основі просіювання було визначено, що набір твердих частинок задовольняє розподілу Вейбула [22] з параметрами, наведеними в табл. 1.

Частинки були підібрані таким чином, щоб їхня форма була якомога більш сферичною [23]. Розподіл Вейбула задано як початкові умови для розрахунку траєкторій твердого матеріалу.

Таблиця 1 – Розподіл діаметрів твердих частинок, що використано у розрахунках

Загальна масова витрата частинок, кг/с	0,008
Мінімальний діаметр, м	$3 \cdot 10^{-6}$
Максимальний діаметр, м	0,001
Середній діаметр, м	$5 \cdot 10^{-5}$
Модуль розподілу	3,5

Витрата твердих частинок на виході з пристрою має кореляцію з діаметром твердих частинок. На рис. 4 наведено діаграми розподілу відносної частоти часу перебування твердих частинок різного розміру у вихровій камері ежектора.

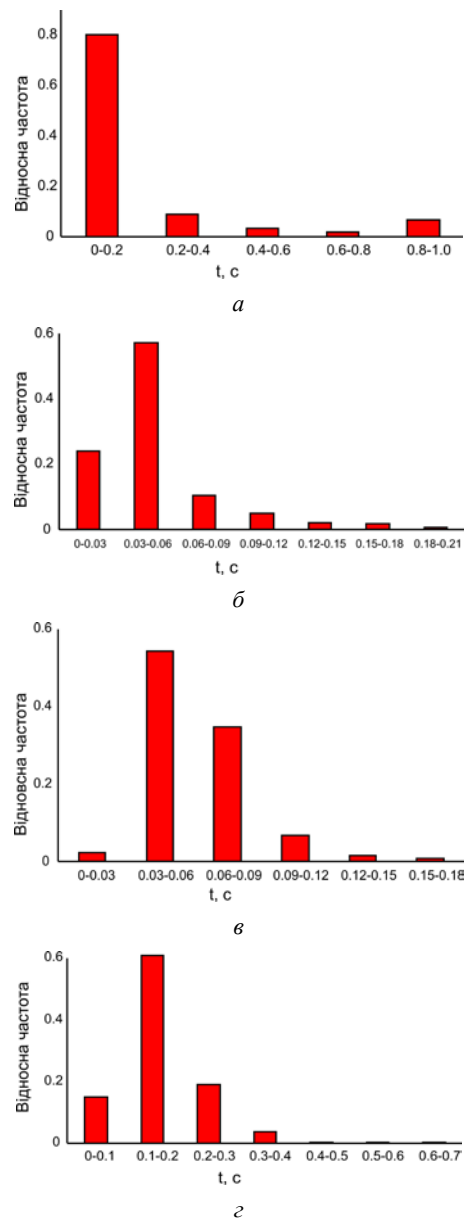


Рис. 4. Відносна частота часу перебування твердої частинки різного розміру d_p у вихровій камері:
 а – $d_p = 1 \cdot 10^{-5}$ м; б – $d_p = 5 \cdot 10^{-5}$ м; в – $d_p = 1 \cdot 10^{-4}$ м;
 г – $d_p = 5 \cdot 10^{-4}$ м

За допомогою рис. 4 можна визначити раціональний розмір твердих частинок для створення максимальної витрати твердого середовища, що забезпечується мінімальним часом знаходження твердої частинки в камері – $d_p = 5 \cdot 10^{-5}$ м або у відносних величинах $\bar{d}_p = d_p / d_{in} \approx 0,01$.

Раціональний розмір частинок можна пояснити тим, що частинки меншого діаметру роблять усередині камери значно більшу кількість обертів через баланс сил під час руху між відцентровою та силою лобового опору. У разі, коли відцентрова сила стає більшою, ймовірність потрапляння частинки в канал виходу стає більшою. Крім того, час перебування твердої частинки в камері впливає на об'ємну та масову концентрацію частинок. Збільшення концентрації призводить до збільшення кількості зіткнень між частинками [24] та зменшення ймовірності потрапляння частинок у вихідний канал, що знижує масову витрату.

Розрахунки на математичній моделі дозволили визначити основні параметри, що впливають на величину втрат: загальний тиск у тангенціальному каналі живлення (ступінь закручення потоку у вихровій камері), діаметр та густина частинок. В результаті варіювання цими параметрами вдалося повністю позбавитися втрат сипучого середовища в дренажному каналі. Визначено, що для того, щоб звести втрати до нуля необхідно, щоб розмір часток був більшим за певний діаметр (табл. 2). Такому результату сприяє насамперед використання щілинного приймального каналу. Використання циліндричного приймального каналу не призвело до повного зникнення втрат середовища. Результати розрахунків зведено у табл. 2.

Таблиця 2 – Мінімальний розмір частинок для відсутності втрат в дренажному каналі за використання щілинного приймального каналу з прямокутною формою

Загальний тиск живлення	Густина твердих частинок, кг/м ³		
	700	1400	2000
5 кПа	$3 \cdot 10^5$ м	$4 \cdot 10^5$ м	–
7,5 кПа	$2 \cdot 10^5$ м	$2,2 \cdot 10^5$ м	–
10 кПа	$5 \cdot 10^6$ м	$2 \cdot 10^5$ м	–
16 кПа	$7 \cdot 10^6$ м	$1,8 \cdot 10^5$ м	–
21 кПа	$7 \cdot 10^6$ м	$9 \cdot 10^6$ м	$3 \cdot 10^5$ м

З табл. 2 видно, що вдалося позбутися втрат лише за густини менше 2000 кг/м³. Негативний результат для більш високих густин можна пояснити тим, що частинки стають важчими і не встигають придбати швидкість потоку до того, як потрапляють у дренажний канал, а також не можуть у процесі руху повернутися в вихрову камеру.

Результати порівняння розрахунку та експерименту представлені на рис. 5. Щілинний приймальний канал дозволяє значно знизити втрати в дренажному каналі. Крім того, можна вважати, що математична модель адекватно описує течію в нагнітачі. Деяка розбіжність результатів розрахунку та експерименту [25] щодо відносної масової витрати у

дренажному каналі пояснюється тим, що математична модель в цілому, і SST-модель зокрема, з похибкою розраховує значення вакууму поблизу осі [26], що призводить до занижених значень витрати і збільшення втрат у дренажному каналі. Ця проблема проявляється менше зі збільшенням ступеня закручення потоку (динамічного тиску в каналі живлення) у вихровій камері. Крім того, похибка розрахунку може бути результатом впливу похибки визначення діаметрів частинок в експерименті, а також їх несферичності.

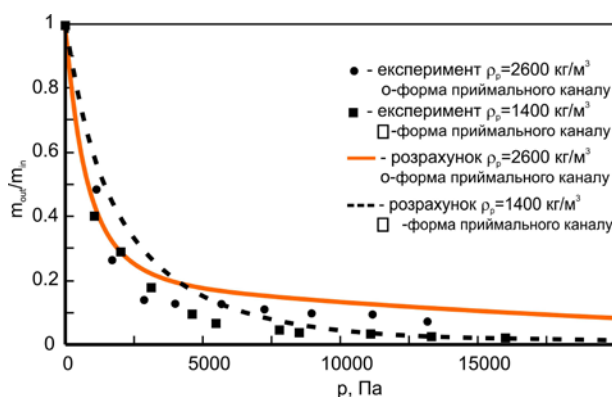


Рис. 5. Порівняння результатів розрахунку та експерименту для прийомних каналів різної форми

На рис. 6 показано порівняння співвідношень масових витрат у дренажному каналі від густини робочого середовища. На відміну від циліндричного приймального каналу, де мінімальні втрати спостерігаються для густини 2000–3000 кг/м³, для щілинного відбувається зменшення втрат зі збільшенням густини середовища, що перекачується.

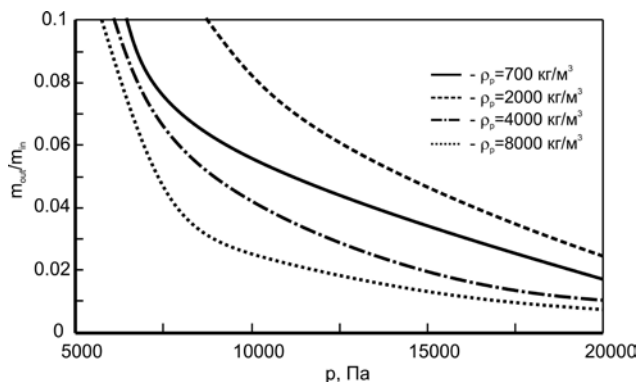


Рис. 6. Вплив густини середовища, що перекачується, на масову витрату цього середовища у дренажному каналі за використання щілинного приймального каналу з прямокутною формою

Картини залежностей мають кореляцію з розподілом часток за діаметром та необхідно провести подальші дослідження впливу конкретних розмірів частинок на втрати. Також у цьому дослідженні не враховано вплив турбулентних пульсацій в основній рідині, що, мабуть, може дозволити отримати більш точні результати моделювання з урахуванням осереднення і ймовірнісної оцінки, тому що розмір часток досить малий, й параметри турбулентності можуть впливати на траєкторії частинок.

Висновки. На основі теоретичних числових й експериментальних досліджень підвищено ефективність роботи вихорокамерного ежектора за рахунок зниження втрат сипучого середовища у дренажному каналі шляхом використання щільного приймального насадка.

Шляхом моделювання траєкторій руху твердих частинок у вихровій камері ВКЕ визначено їх вид, характеристики та залежність від розміру частинок, масові витрати твердих частинок у різних каналах ВКЕ.

Проаналізовано вплив розміру твердої частинки на час її перебування у вихровій камері, що дозволило визначити раціональний розмір твердих частинок для створення максимальної витрати твердого середовища.

Визначено умови зведення до нуля масової витрати твердих частинок у дренажному каналі ВКЕ: забезпечення певного співвідношення діаметру та густини частинки та використання щільного приймального каналу з прямокутною формою.

Визначено вплив густини твердих частинок та повного тиску в каналі живлення на масову витрату твердих частинок у дренажному каналі ВКЕ.

Список літератури

- Singh J., Vasudev H., Chohan J. S. Review on computational fluid dynamics based analysis of surface erosion in hydraulic machinery. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM)*. 2023. Vol. 18. P. 5353–5380. doi: 10.1007/s12008-023-01336-2
- Antonenko S., Sapozhnikov S., Kondus V., Chernobrova A., Mandryka A. Creation a universal technique of predicting performance curves for small-sized centrifugal stages of well oil pump units. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1741, 012011. doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012011
- Фатєєва Н. М., Шевченко Н. Г., Фатєєв О. М. Надійність гідропневоагрегатів металорізального устаткування. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 41 (1213). P. 84–87.
- Patel M., Kumar A., Pardhi B., Pal M. Abrasive, erosive and corrosive wear in slurry pumps – A review. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*. 2020. Vol. 7, issue 3. P. 2188–2195.
- 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.
- Momeni H., Domagala M. CFD simulation of transport solid particles by jet pumps. *Technical Transactions*. 2015. Mechanics issue 2-M (7). P. 185–191.
- Роговий А. С. Концепція створення вихорокамерних нагнітачів та принципи побудови систем на їх основі. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. Свердловецьк: Вид-во ЧНУ ім. Володимира Даля. 2017. № 3 (233). С. 168–173.
- Rogovyi A., Voronova Ye. Comparative analysis of performance characteristics of jet vortex type superchargers. *Автомобильный транспорт*. 2016. Вып. 38. С. 93–98.
- Baha V., Pitel J., Pavlenko I. Effect of erosion on surface roughness and hydromechanical characteristics of abrasive-jet machining. *Journal of Engineering Sciences*. 2024. Vol. 11, issue 2. P. G9–G16. doi: 10.21272/jes.2024.11(2).g2
- Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Makarov V. Optimization of the water passage of a pump-turbine based on a numerical study of its hydrodynamic characteristics. *2019 IEEE 2nd Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON)*. Lviv, 2019. P. 460–463.
- Сьомін Д. О., Роговий А. С. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихорокамерних насосів. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 3 (1112). P. 130–136.
- Роговий А. С. *Удосконалювання енергетичних характеристик струминних нагнітачів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17*. Луганськ, 2007. 193 с.
- Brazhenko V., Mochalin I. Numerical simulation and experimental tests of the filter with a rotating cylindrical perforated filter element. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2021. Vol. 235, issue 12. P. 2180–2191. doi: 10.1177/0954406220950346
- Роговий А. С. *Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.17*. Харків, 2017. 364 с.
- Krupa Y., Demchuk Y. Modern software for the numerical study of flow in hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 54–58.
- Panevnyk D. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*. 2021. Vol. 77 (9). P. 579–586.
- Rogovyi A., Neskorozenyi A., Krasnikov S., Tynyanova I., Khovanskyi S. Improvement of Vortex Chamber Supercharger Performances Using Slotted Rectangular Channel. *Advanced Manufacturing Processes IV: Selected Papers from the 4th Grabchenko's Int. Conf. on Advanced Manufacturing Processes, InterPartner 2022 (6–9 September 2022, Odessa, Ukraine). Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham: Springer, 2023. P. 552–561. doi: 10.1007/978-3-031-16651-8_52
- Engel A. *Verification, validation, and testing of engineered systems*. John Wiley & Sons, 2010. 720 p. doi: 10.1002/9780470618851
- ANSYS, C. *R24.1 Help manual*. ANSYS Inc. 2024.
- Sommerfeld M., Sgrot O. L., Taborda M. A., Koullapis P., Bauer K., Kassinos S. Analysis of flow field and turbulence predictions in a lung model applying RANS and implications for particle deposition. *European Journal of Pharmaceutical Sciences*. 2021. Vol. 166. P. 105959. doi: 10.1016/j.ejps.2021.105959
- Ferziger J. H., Perić M. *Computational methods for fluid dynamics*. New York: Springer, 2002. 596 p.
- Papoulis A., Pillai S. U. *Probability, random variables, and stochastic processes*. Tata McGraw-Hill Education, 2002. 849 p.
- Córcoles J. I., Acosta-Iborra A., Almendros-Ibáñez J. A., Sobrino C. Numerical simulation of a 3-D gas-solid fluidized bed: Comparison of TFM and CPFD numerical approaches and experimental validation. *Advanced Powder Technology*. 2021. Vol. 32, issue 10. P. 3689–3705.
- Fan Z., Liu D., Liang C., Chen X. Numerical simulation of collision dynamics between a dry particle and a liquid-coated wet particle. *Powder Technology*. 2024. Vol. 434. P. 119308.
- Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul: IEEE, 2020. P. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
- Arolla S. K., Durbin P. A. A rotation/curvature correction for turbulence models for applied CFD. *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*. 2014. Vol. 14, issue 6. P. 341–351.

References (transliterated)

- Singh J., Vasudev H., Chohan J. S. Review on computational fluid dynamics based analysis of surface erosion in hydraulic machinery. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM)*. 2023, vol. 18, pp. 5353–5380. doi: 10.1007/s12008-023-01336-2
- Antonenko S., Sapozhnikov S., Kondus V., Chernobrova A., Mandryka A. Creation a universal technique of predicting performance curves for small-sized centrifugal stages of well oil pump units. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021, vol. 1741, 012011. doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012011
- Fatieieva N. M., Shevchenko N. H., Fatyeyev O. M. Nadiynist' hidropnevoahrehativ metalorizal'noho ustatkuvannya [Reliability of hydropneumounits of metal-cutting equipment]. *Bulletin of the*

- National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 41 (1213), pp. 84–87.
4. Patel M., Kumar A., Pardhi B., Pal M. Abrasive, erosive and corrosive wear in slurry pumps – A review. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*. 2020, vol. 7, issue 3, pp. 2188–2195.
 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. Momeni H., Domagala M. CFD simulation of transport solid particles by jet pumps. *Technical Transactions*. 2015, Mechanics issue 2-M (7), pp. 185–191.
 7. Rogovyi A. S. Kontsepsiya stvorenniya vykhorokamernykh nahnitachiv ta pryntsyppu pobudovy system na yikh osnovi [The concept of vortex chamber superchargers creation and the principle of systems designing on their basis]. *Visnyk Skhidnoukrayins'koho natsional'noho universytetu imeni Volodymyra Dalya* [Visnik of the Volodymyr Dahl East Ukrainian national university]. Severodonetsk, SNU named after Volodymyr Dahl Publ., 2017, no. 3 (233), pp. 168–173.
 8. Rogovyi A., Voronova Ye. Comparative analysis of performance characteristics of jet vortex type superchargers. *Avtomobil'nyy transport*. 2016, issue 38, pp. 93–98.
 9. Baha V., Pitel J., Pavlenko I. Effect of erosion on surface roughness and hydromechanical characteristics of abrasive-jet machining. *Journal of Engineering Sciences*. 2024, vol. 11, issue 2, pp. G9–G16. doi: 10.21272/jes.2024.11(2).g2
 10. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Makarov V. Optimization of the water passage of a pump-turbine based on a numerical study of its hydrodynamic characteristics. *2019 IEEE 2nd Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering (UKRCON)*. Lviv, 2019, pp. 460–463.
 11. Syomin D. O., Rogovyi A. S. Vplyv umov vkhodu seredovyshcha, shcho perekachuyet'sya, na enerhetychni kharakterystyky vykhorokamernykh nasosiv [The influence of the inlet conditions of the pumped medium on the energy characteristics of vortex chamber pumps]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 3 (1112), pp. 130–136.
 12. Rogovyi A. S. *Udoskonaluvannya enerhetychnykh kharakterystyk strumynnykh nahnitachiv: dis. ... kand. tekhn. nauk 05.05.17* [Improving the energy characteristics of jet blowers. Candidate eng. sci. diss (Ph. D.)]. Lugansk, 2007. 193 p.
 13. Brazhenko V., Mochalin I. Numerical simulation and experimental tests of the filter with a rotating cylindrical perforated filter element. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2021, vol. 235, issue 12, pp. 2180–2191. doi: 10.1177/0954406220950346
 14. Rogovyi A. S. *Rozrobka teorii 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.
 15. Krupa Y., Demchuk Y. Modern software for the numerical study of flow in hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 54–58.
 16. Panevnyk D. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*. 2021, vol. 77 (9), pp. 579–586.
 17. Rogovyi A., Neskorozenyi A., Krasnikov S., Tynyanova I., Khovanskyi S. Improvement of Vortex Chamber Supercharger Performances Using Slotted Rectangular Channel. *Advanced Manufacturing Processes IV: Selected Papers from the 4th Grabchenko's Int. Conf. on Advanced Manufacturing Processes, InterPartner 2022 (6–9 September 2022, Odessa, Ukraine). Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham, Springer Publ., 2023, pp. 552–561. doi: 10.1007/978-3-031-16651-8_52
 18. Engel A. *Verification, validation, and testing of engineered systems*. John Wiley & Sons Publ., 2010. 720 p. doi: 10.1002/9780470618851
 19. *ANSYS, C. R24.1 Help manual*. ANSYS Inc. 2024.
 20. Sommerfeld M., Sgrott O. L., Tabor M. A., Koullapis P., Bauer K., Kassinos S. Analysis of flow field and turbulence predictions in a lung model applying RANS and implications for particle deposition. *European Journal of Pharmaceutical Sciences*. 2021, vol. 166, p. 105959. doi: 10.1016/j.ejps.2021.105959
 21. Ferziger J. H., Perić M. *Computational methods for fluid dynamics*. New York, Springer Publ., 2002. 596 p.
 22. Papoulis A., Pillai S. U. *Probability, random variables, and stochastic processes*. Tata McGraw-Hill Education Publ., 2002. 849 p.
 23. Córcoles J. I., Acosta-Iborra A., Almendros-Ibáñez J. A., Sobrino C. Numerical simulation of a 3-D gas-solid fluidized bed: Comparison of TFM and CPFD numerical approaches and experimental validation. *Advanced Powder Technology*. 2021, vol. 32, issue 10, pp. 3689–3705.
 24. Fan Z., Liu D., Liang C., Chen X. Numerical simulation of collision dynamics between a dry particle and a liquid-coated wet particle. *Powder Technology*. 2024, vol. 434, p. 119308.
 25. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul, IEEE Publ., 2020, pp. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
 26. Aroila S. K., Durbin P. A. A rotation/curvature correction for turbulence models for applied CFD. *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*. 2014, vol. 14, issue 6, pp. 341–351.

Надійшла (received) 25.11.2024

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

Нескорозжений Артем Олегович (Neskorozenyi Artem) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри «Деталі машин і теорії механізмів і машин»; м. Харків, Україна; e-mail: nao@m-impex.com.ua

Тімченко Євген Ігорович (Timchenko Yevhen) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: yevhen.timchenko@mit.khpi.edu.ua

Дьомін Данійл Русланович (Domiin Daniil) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0003-0314-1191>; e-mail: daniil.domiin@mit.khpi.edu.ua

Г. А. АВРУНІН, М. А. ПОДРИГАЛО, Н. М. ПОДРИГАЛО, І. І. МОРОЗ

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ВИПРОБУВАНЬ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОМАШИН ТА ГІДРОПЕРЕДАЧ

Мета. Створення рекомендацій щодо використання методів випробувань об'ємних гідромашин і гідроприводів для вітчизняних фахівців в галузі машинобудування гідрофікованих транспортних засобів і технологічного обладнання, а також в навчанні студентів. Методика досліджень. Аналіз сучасних гідравлічних принципових схем та методик випробувань об'ємних гідромашин і гідроприводів для вирішення задач діагностування технічного стану, визначення об'ємних і гідромеханічних втрат потужності та ресурсних випробувань на основі накопиченого вітчизняного та закордонного досвіду. При цьому розглянутий введений в Україні стандарт ISO 4409 щодо стендових випробувань гідромашин та гідроприводів, а також методики випробувань, які практично застосовують на вітчизняних виробництвах та в дослідницьких центрах. Для адаптації нового стандарту гідравлічні принципові схеми дороблені необхідними позначеннями і застосовані стандартизовані терміни згідно ДСТУ 3455. З точки зору досліджень втрат потужності в гідромашині, проведення ресурсних випробувань, а також діагностики післяремонтних випробувань наведені методики, які не вийшли в стандарт ISO 4409, але можуть бути корисними з точки зору удосконалення досліджень, енергозбереження та скорочення номенклатури стендового обладнання. Результати аналізу методів випробувань гідромашин та гідроприводів можуть бути корисними для фахівців народного господарства, які займаються проектуванням гідроприводів, нових насосів та гідромоторів та їх виробництвом, а також для студентів-магістрів, які вивчають дисципліну «Проектування і випробування гідроприводів» за спеціальністю «Галузеве машинобудування».

Ключові слова: об'ємний гідропривод, насос, методики випробування за стандартом ISO 4409, розрахунок ККД, спрощені методики випробувань гідромоторів.

G. AVRUNIN, M. PODRIGALO, N. PODRYHALO, I. MOROZ

ANALYSIS OF TESTING METHODS FOR VOLUME HYDRAULIC MACHINES AND HYDRAULIC TRANSMISSIONS

Purpose. Creation of recommendations for the use of testing methods for volumetric hydraulic machines and hydraulic drives for domestic specialists in the field of mechanical engineering of hydronic vehicles and technological equipment, as well as in the education of students. Research methodology. Analysis of modern hydraulic schematic diagrams and testing methods for volumetric hydraulic machines and hydraulic drives to solve the problems of diagnosing the technical condition, determining volumetric and hydromechanical power losses and resource tests based on accumulated domestic and foreign experience. At the same time, the ISO 4409 standard introduced in Ukraine for bench tests of hydraulic machines and hydraulic drives, as well as test methods that are practically used in domestic production and in research centers, are considered. To adapt the new standard, the hydraulic schematic diagrams are modified with the necessary designations and standardized terms are applied according to DSTU 3455. From the point of view of researching power losses in hydraulic machines, conducting resource tests, as well as diagnostics of post-repair tests, the methods that have not been included in the ISO 4409 standard are presented, but they can be useful in terms of improving research, energy saving and reducing the nomenclature of bench equipment. The results of the analysis of the methods of testing hydraulic machines and hydraulic drives can be useful for specialists in the national economy who are engaged in the design of hydraulic drives, new pumps and hydraulic motors and their production, as well as for master's students studying the discipline "Design and testing of hydraulic drives" in the specialty "Industrial mechanical engineering".

Keywords: volumetric hydraulic drive, pump, test methods according to the ISO 4409 standard, calculation of efficiency, simplified methods of testing hydraulic motors.

Вступ. В Україні зі скасуванням ГОСТ 14658-89 і ГОСТ 2019-83 в частині методів випробувань об'ємних насосів і гідромоторів, відповідно, уведений стандарт ДСТУ ISO 4409:2013 [1]. В цьому стандарті розглянуті методи випробувань та подання основних сталих робочих характеристик об'ємних гідромашин – насосів та гідромоторів, а також гідропередач. В порівнянні зі скасованими стандартами приведені гідравлічні принципові схеми випробувань насосів із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини та гідропередач. В новій редакції стандарту ISO 4409:2019 збережені гідравлічні принципові схеми випробувань гідромашин і гідропередач, і введені типові функціональні залежності вихідних параметрів насосів і гідромоторів щодо ККД від тиску і частоти обертання. Ця редакція стандарту не передбачає випробувань гідромашин на міцність і визначення екстремальних частот обертання насосів, випробувань за рекуперативною схемою енергозбереження, визначення таких параметрів як момент зрушування і мінімальної частоти обертання гідромоторів. В той же час фахівцями в галузі

об'ємних гідроприводів накопичений великий досвід випробування насосів і гідромоторів з метою вирішення задач діагностування технічного стану, визначення об'ємних і гідромеханічних втрат потужності, а також ресурсних випробувань. У зв'язку з сучасним поширенням використання гідравлічних приводів в будівельно-дорожніх і спеціальних мобільних машинах, зокрема вирішення задач створення нових машин, ремонту і модернізації тих, що знаходяться в експлуатації, дана стаття присвячена аналітичному огляду стандартних за ISO і накопичених методів випробувань гідромашин.

Аналітичний огляд літератури. Методики випробувань об'ємних гідромашин і гідроприводів розглянуті в роботах [1–13]. Слід відмітити, що стандарт ДСТУ ISO 4409:2013 відноситься до національного і має редакцію на державній мові [2], а стандарт ISO 4409:2019 на даний час в Україні відноситься тільки як до міжнародного [2]. В роботі [3] розглянуті методи та засоби діагностування насосів і гідромоторів за коефіцієнтом корисної дії з використанням основних положень стандартів

ISO 4409. Методики випробувань згідно тих стандартів, які були регламентовані до введення стандарту ДСТУ ISO 4409:2013, розглянуті в роботах [4; 5]. В роботах [6–8] при випробуваннях гідромашин різних типів використовувались методи випробувань за ISO 4409 і ці результати випробувань стали за висновками авторів основною доказовою базою переваги аксіальнопоршневих гідромашин новітньої розробки моделі Innas. Дійсно, мабуть вперше, авторами розробки аксіальнопоршневих гідромашин моделі Innas були проведені порівнянні випробування з аксіальнопоршневими насосами і гідромоторами, радіальнопоршневими і шестеренними насосами із зовнішнім і внутрішнім зчепленням. Слід відмітити, що деякі з цих наведених результатів випробувань в каталогах виробників гідромашин раніше не приводились. Використання гідромашин приблизно з однаковим робочим об'ємом, але різних конструктивних схем і застосованих розподільних вузлів, дали можливість проаналізувати вплив цих відмінностей на вихідні параметри щодо ККД, витоків робочої рідини і втрат тертя. Для поширення доказової бази в пошуках переваг аксіальнопоршневих гідромоторів моделі Innas був створений спеціальний стенд для визначення втрат тертя при зміні кута обертання вала. Така методика випробувань дає можливість оцінювати характеристики зрушування гідромоторів і їх можливості працювати на низьких частотах обертання. Наукові дослідження і розробки щодо створення стендів для випробувань насосів і гідромоторів розглянуті в роботах вітчизняних фахівців [9–13]. Так українське підприємство «Моторімпекс» розробляє і виготовляє стенди для випробувань широкої номенклатури гідроприскоїв [9–11]. Для випробування гідромашин створені стенди ВС-490 і ВС-1750, які забезпечують режими обкатки під час прийнятно-здавальних випробувань, контроль вихідних параметрів гідромашин та їх ресурсні випробування. Науковим дослідженням з використанням спеціалізованих стендових установок для випробувань насосів та гідромоторів присвячені роботи [12; 13]. Але всі використані стендові установки в значній мірі не відповідають вимогам ISO 4409:2013 щодо необхідної кількості застосованих засобів вимірювань, зокрема витрат робочої рідини, тиску і температури на різних ділянках гідросистем. Тому виявляється потреба в більш ретельному розгляданні нових стандартів для їх впровадження в наукових дослідженнях і на підприємствах, які спеціалізуються на виробництві гідромашин. Такий підхід дасть можливість порівнювати результати випробувань з закордонними виробниками і більш коректно проводити наукові дослідження.

Слід відзначити також нормативні документи, які дозволяють правильно користуватися методиками випробувань гідромашин і гідропередач [14–17].

Основна частина. Розглянемо гідравлічні принципи схеми випробувань гідромашин і гідропередач за ISO 4409:2019, до яких додамо опис застосованих гідроприскоїв з їх буквеними

позначеннями на державній мові та розташуванням насосів і гідромоторів вертикально відносно ліній високого та низького тиску відповідно зображенням, регламентованим стандартом ISO [18].

При випробуванні насоса з незамкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини РР (рис. 1) насос Н обертається від приводного двигуна Д і нагнітає РР через витратомір ВР1, запобіжний клапан високого тиску (навантаження) КЗ, фільтр Ф1, витратомір ВР2, фільтр Ф2, і оливаохолоджувач АТ для зливу в гідробак Б. При випробуваннях насоса Н1 вимірюють:

- частоту обертання насоса Н за допомогою перетворювача ДЧОН;
- крутний момент ВМн на валу насоса Н;
- витрату (подачу) робочої рідини в лінії нагнітання витратоміром ВР1;
- витрату рідини в зливній лінії витратоміром ВР2;
- витрату рідини в лінії дренажних витоків з насоса Н витратоміром ВР3;
- тиск в лінії нагнітання манометром МН1 та зливу манометром МН2;
- тиск на всмоктуванні в насос Н манометром МН3;
- тиск в лінії дренажних витоків робочої рідини манометром МН4;
- температуру рідини на різних ділянках гідросистеми вимірюють за допомогою термометрів Т1–Т4.

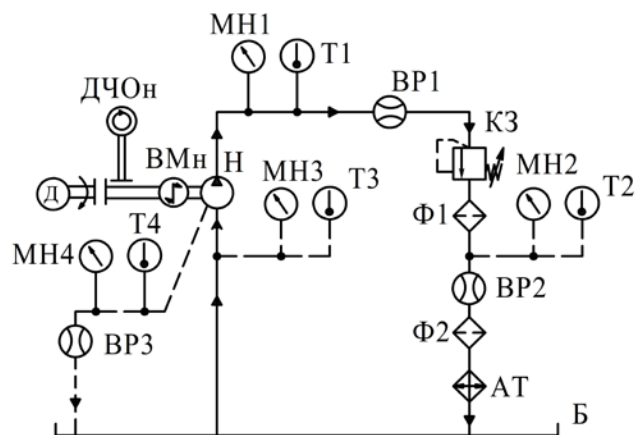


Рис. 1. Гідравлічна принципова схема стенда для випробування насоса з незамкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини

При випробуванні насоса із замкненим ланцюгом циркуляції (рис. 2) насос Н1 обертається від приводного двигуна Д1 і нагнітає робочу рідину через витратомір ВР1, запобіжний клапан високого тиску (навантаження) КЗ1, фільтр Ф1, витратомір ВР2, фільтр Ф2, запобіжний клапан низького тиску (підживлення) КЗ2, витратомір ВР4 і оливаохолоджувач АТ в гідробак Б. Насос підживлення Н2 обертається від приводного двигуна Д2 і нагнітає робочу рідину до лінії всмоктування насоса Н1. При випробуваннях насоса Н1 вимірюють:

- частоту обертання насоса Н1 за допомогою перетворювача ДЧОН;
- крутний момент ВМн на валу насоса Н1;

- витрату (подачу) насоса в лінії нагнітання витратоміром ВР1;
- витрату рідини в зливних лініях витратомірами ВР2 і ВТР3;
- витрату рідини в лінії дренажних витоків з насоса Н1 витратоміром ВР4;
- тиск в лінії нагнітання манометром МН1 та зливу манометром МН2;
- тиск на всмоктуванні в насос Н1 манометром МН3;
- тиск на всмоктуванні в насос Н2 манометром МН4;
- тиск в лінії дренажних витоків рідини манометром МН5;
- температуру робочої рідини на різних ділянках гідросистеми вимірюють за допомогою термометрів Т1–Т5.

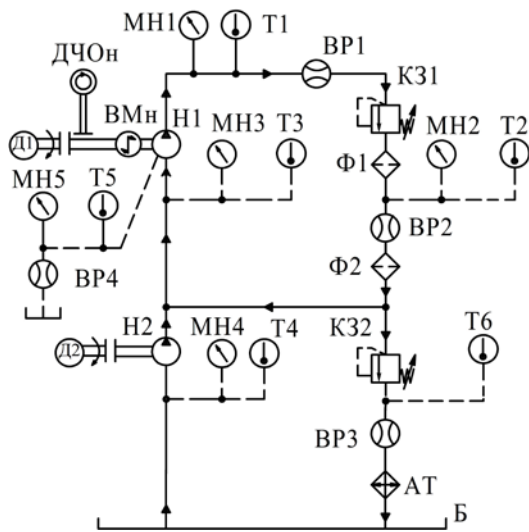


Рис. 2. Гідравлічна принципова схема стенда для випробування насоса із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини

В гідравлічній принциповій схемі стенда для випробування гідромотора М (рис. 3) подача робочої рідини здійснюється насосом Н з приводним двигуном Д. Максимальне значення тиску встановлюється запобіжним клапаном КЗ1 і контролюється манометром МН3. Навантаження на гідромотор М здійснюється гальмівним пристроєм Г. На вході в гідромотор М встановлений витратомір ВР1, на виході з гідромотора встановлені витратомір ВР2, запобіжний (підпорний) клапан тиску КЗ2, витратомір ВР3, фільтр Ф та оливаохолоджувач АТ, з якого рідини потрапляє в гідробак Б.

При випробуваннях гідромотора М вимірюють:

- частоту обертання за допомогою перетворювача ДЧОм;
- крутний момент на валу гідромотора вимірювачем ВМм;
- витрату робочої рідини в лінії нагнітання витратоміром ВР1;
- витрату рідини в зливних лініях витратомірами ВР2 і ВТР3;
- витрату рідини в лінії дренажних витоків з

- гідромотора витратоміром ВР4;
- тиск в лінії нагнітання гідромотора манометром МН1 та зливу манометром МН2;
- тиск в лінії нагнітання насоса Н манометром МН3;
- тиск в лінії дренажних витоків рідини манометром МН4;
- температуру робочої рідини на різних ділянках гідросистеми вимірюють за допомогою термометрів Т1–Т4.

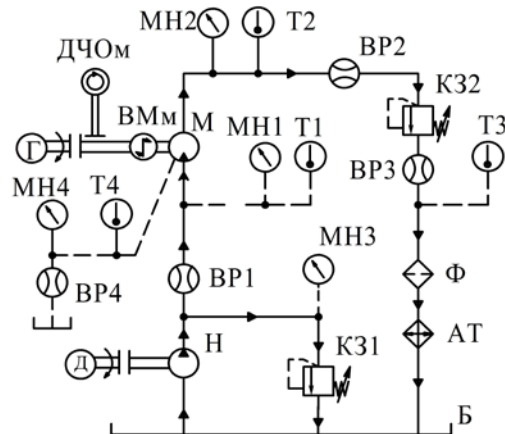


Рис. 3. Гідравлічна принципова схема стенда для випробування гідромотора

Гідравлічна принципова схема стенда для випробування об'ємного гідропривода із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини (рис. 4) включає насос Н1 з приводним двигуном Д1 і гідромотор М, який навантажується гальмівним пристроєм Г. До складу основного контуру гідропривода входять зворотні клапани ЗК1 і ЗК2 системи підживлення від насоса Н2. Насос підживлення Н2 обертається від приводного двигуна Д2, всмоктує робочу рідину з гідробака Б та нагнітає її через зворотні клапани ЗК1 і ЗК2 в одну з ліній між насосом Н1 і гідромотором М, яка в даний час є лінією зливною, тобто низького тиску. Тиск в системі підживлення налаштовується запобіжним клапаном КЗ. Слід відмітити, що на цій схемі умовно не показані запобіжні клапани основного контуру між насосом Н1 і гідромотором М, а також гідроприспособи місцевого охолодження, які є штатними в сучасних гідроприводах. Система кондиціонування робочої рідини включає фільтр Ф в лінії нагнітання насоса підживлення Н2 та оливаохолоджувач АТ.

При випробуваннях гідропривода (гідропередачі) контролюються такі параметри;

- частота обертання насоса Н1 і гідромотора М за допомогою перетворювачів ДЧОн і ДЧОм, відповідно;
- крутний момент на обертання насоса Н1 вимірювачем ВМн;
- крутний момент гідромотора М вимірювачем ВМм;
- витрата рідини на виході з запобіжного клапану КЗ витратоміром ВР1;
- витрата рідини на виході з дренажного отвору гідропривода витратоміром ВР2;

- перепад тисків в гідроприводі за допомогою манометрів МН1 і МН2;
- тиск в лінії всмоктування насоса підживлення манометром МН3;
- температура робочої рідини на окремих ділянках гідросистеми термометрами Т1–Т5.

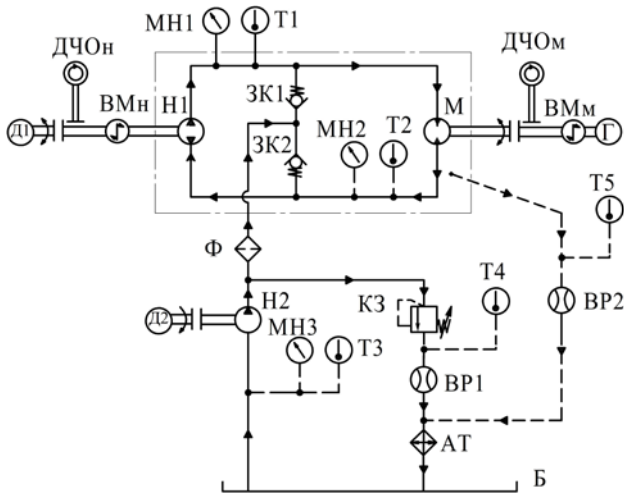


Рис. 4. Гідралічна принципова схема стенда для випробування об'ємного гідропривода

У стандарті ISO 4409 застосовані терміни та відповідні їм визначення понять згідно ISO 5598 [9]. Також є вказівка, що коли немає подвійного тлумачення (тобто коли може бути проведене випробування насоса або гідромотора), верхні індекси Р, М і Т, що стосуються параметрів насоса, гідромотора або гідравлічної передачі відповідно, не наводять. Індекс «1» стосується гідромоторів, індекс «2» відноситься до насосів, коли індекс не вказаний, то формулу можна використати для насосів і гідромоторів.

В стандарті ISO 4409 наведені формули для розрахунків в практичних одиницях, які позначені згідно з додатком у вигляді А1–А8. Запишемо ці формули з позначеннями застосованих розмірностей.

Механічна потужність гідромашини:

$$P_m = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60000}, \text{ кВт.} \quad (1)$$

де n – частота обертання гідромашини, хв^{-1} ;
 T – крутний момент гідромашини, Н·м.

Гідралічна потужність гідромашин в загальному вигляді:

$$P_h = \frac{q_v \cdot P}{600}, \text{ кВт,} \quad (2)$$

і зокрема для насоса:

$$P_{2,h}^P = \frac{q_{V_{2,e}} \cdot P_{2,e}}{600}, \text{ кВт,} \quad (3)$$

і гідромотора:

$$P_{1,h}^M = \frac{q_{V_{1,e}} \cdot P_{1,e}}{600}, \text{ кВт.} \quad (4)$$

де q_v – витрата робочої рідини [л/хв], зокрема $q_{V_{2,e}}$ – ефективна витрата на виході з насоса, $q_{V_{1,e}}$ – ефективна витрата на вході в гідромотор;

p – тиск робочої рідини [Бар], зокрема $p_{2,e}$ – тиск на виході насоса, $p_{1,e}$ – тиск на вході в гідромотор, а індекс «е» позначає дійсний тиск (effective pressure) p_e . Тиск робочої рідини відносно атмосферного тиску, значення якого ϵ :

- а) позитивним, якщо тиск перевищує атмосферний;
- б) негативним, якщо тиск менше ніж атмосферний.

Загальний ККД насоса знаходять за формулою:

$$\eta_i^P = \frac{(q_{V_{2,e}} \cdot P_{2,e}) - (q_{V_{1,e}} \cdot P_{1,e})}{2\pi \cdot n \cdot T} \cdot 100, \% \quad (5)$$

Гідромеханічний ККД гідромотора дорівнює:

$$\eta_{hm}^M = \frac{T}{T_{th}} = \frac{2\pi \cdot \lambda \cdot T}{(P_{1,e} - P_{2,e}) \cdot V_i^M} \cdot 100, \% \quad (6)$$

де T і T_{th} – замірjане і теоретичне значення крутного моменту, відповідно, Н·м;

V_i^M – робочий об'єм гідромотора, м^3 .

Примітка: в формулі (6), яка в в стандарті ISO 4409 позначена (А-6), помилково приведена частота обертання n .

Загальний ККД гідромотора дорівнює:

$$\eta_i^M = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{(q_{V_{1,e}} \cdot P_{1,e}) - (q_{V_{2,e}} \cdot P_{2,e})} \cdot 100, \% \quad (7)$$

Загальний ККД гідروпередачі розраховують за формулою:

$$\eta_i^T = \frac{n_2 \cdot T_2}{n_1 \cdot T_1} \cdot 100, \% \quad (8)$$

де n_1 і n_2 – частоти обертання насоса і гідромотора, відповідно, хв^{-1} ;

T_1 і T_2 – крутний момент насоса і гідромотора, відповідно, Н·м.

Щодо визначення витрати робочої рідини, то в ISO 4409 приведені уточнені вирази. Якщо витрата виміряна не на виході насоса, а у іншому місці, за температури θ і тиску p , її значення скоригують, щоб отримати значення дійсної витрати на виході насоса за допомогою формули:

$$q_{V_{2,e}}^P = q_v \left[1 - \frac{(P_{2,e} - P)}{\bar{K}_T} + \alpha(\theta_{2,e} - \theta) \right], \quad (9)$$

де \bar{K}_T – ізотермічний пересічний модуль пружності робочої рідини;

α – коефіцієнт об'ємного теплового розширення робочої рідини.

Якщо витрата виміряна не на виході гідромотора, а у іншому місці, за температури θ і тиску p , її значення скоригують, щоб отримати значення дійсної витрати на виході гідромотора:

$$q_{v_{1,e}}^M = q_v \left[1 - \frac{(p_{1,e} - p)}{K_T} + \alpha(\theta_{1,e} - \theta) \right]. \quad (10)$$

Якщо витрата виміряна на виході гідромотора та він має зовнішні витоки робочої рідини, значення витрати гідромотора q_v та значення витоків q_{v_d} треба скорегувати з посиланням на температуру і тиск на виході, використані для розрахунку $q_{v_{1,e}}^M$ за формулою:

$$q_{v_{1,e}}^M = q_v \left[1 - \frac{(p_{1,e} - p)}{K_T} + \alpha(\theta_{1,e} - \theta) \right] + q_{v_d} \left[1 - \frac{(p_{1,e} - p_d)}{K_T} + \alpha(\theta_{1,e} - \theta_d) \right], \quad (11)$$

де p_d і θ_d – тиск і температура робочої рідини в дренажній магістралі (Бар і °С, відповідно).

Таким чином, при використанні формул для виконання практичних розрахунків щодо ККД гідромашин і гідроприводів в стандарті приведені розмірності витрат в л·хв⁻¹ і тиску в Бар, що застосовуються в каталогах виробників гідромашин, а розмірність робочого об'єму при розрахунках за стандартом ISO 4409 прийнята в [м³/об] (ISO 4409:2013, табл. 1). замість приведених в сучасних каталогах виробників гідромашин в [см³]. На наш погляд, це декілька незручно при проведенні розрахунків.

Таблиця 1 – Умовні позначки та одиниці вимірювання параметрів

Параметр	Умовна позначка	Практична одиниця
1. Об'ємна витрата	q_v	л·хв ⁻¹
2. Частота обертання	n	хв ⁻¹
3. Крутний момент	T	Н·м
4. Тиск	p	Бар
5. Потужність	P	кВт
6. Масова густина	ρ	кг·м ⁻³
7. Ізотермічний пересічний модуль пружності	\bar{K}_T	Па (бар) ^b
8. Кінематична в'язкість	ν	мм ² ·с ^{-1c}
9. Температура	θ	°С
10. Загальний ККД ^a	η	–
11. Коефіцієнт об'ємного теплового розширення	α	–
12. Корисний (робочий) об'єм	V_i	м ³ /об
Примітки: ^a)ККД можна подавати у відсотках; ^b)1 Бар = 10 ⁵ Па; ^c)1 сСт = мм ² ·с ⁻¹ .		

Далі розглянемо стендові установки для випробувань гідромашин, які призначені для дослідження втрат потужності, ресурсних випробувань на режимах енергозбереження, діагностичних випробувань, зокрема режимів післяремонтної обкатки і оцінки рівня приробки партертя.

На рис. 5 представлений випробувальний стенд розробки фірми Inpas [6–8], який працює на швидкостях від менше ніж 0,01 хв⁻¹ до 5000 хв⁻¹ за допомогою двох різних приводів. До складу стенда

входять: 1 – лінійний привод із вбудованим датчиком положення; 2 – зірочки для противаги по одній для кожного напрямку обертання; 3 – зірочки для дуже низької швидкості при тестуванні, одна на 60 зубів, друга на 36 зубів; 4 – датчики крутного моменту і швидкості; 5 – муфта для насоса або гідромотора, що підлягає перевірці (тестуванню); 6 – гідромотор або насос для рециркуляції потужності; 7 – електродвигун з частотним регулювання і водяним охолодженням; 8 – муфта, що має можливість перемикатися. Під час роботи стенда виміряють крутний момент і частоту обертання гідромашини, що підлягає випробуванням, значення тисків і температур рідини в лініях нагнітання, низького тиску (всмоктування для насоса або зливу для гідромотора) і дренажної, витрати рідини на стороні високого тиску гідромашини.

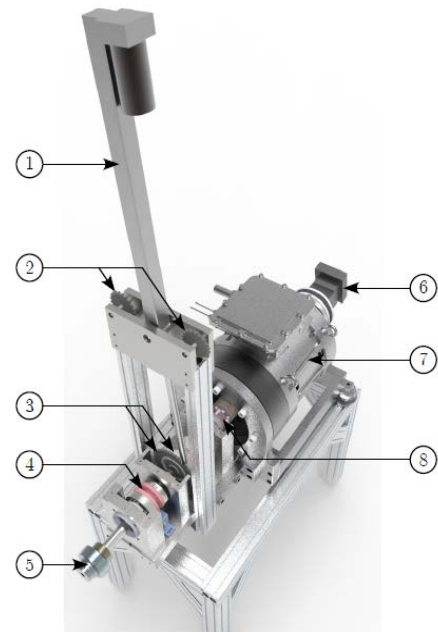


Рис. 5. Стендова установка для випробування гідромашин за методикою фірми Inpas

На рис. 6 приведені результати вимірювань втрат крутного моменту гідромашини на частоті обертання 0,931 хв⁻¹ і тиску в 100 Бар і ці втрати вимірювали за повний оберт в 360°.

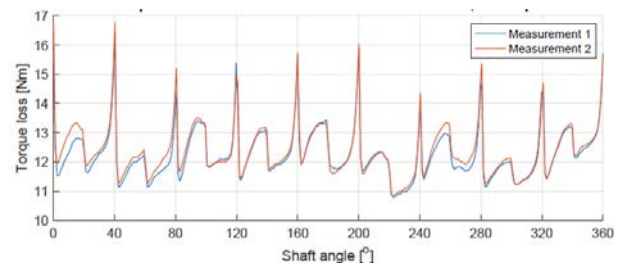


Рис. 6. Втрати крутного моменту під час двох різних низькошвидкісних досліджень однієї гідромашини за однакових умов випробування при тиску 100 Бар і частоті обертання 0,931 хв⁻¹

Таким чином, за допомогою такого стенда можна аналізувати кінематику гідромашини залежно від конструктивних особливостей, наприклад, кількості поршнів і функціонування фаз розподільного вузла.

Така методика випробувань дає можливість оцінювати характеристики зрушування гідромоторів і їх можливості працювати на низьких частотах обертання. Слід відзначити, що за допомогою методики визначення коливань витоків робочої рідини при зміні кута обертання вала була отримана формула для визначення мінімальної частоти обертання гідромоторів різних конструктивних типів [4; 5].

На рис. 7 представлена гідравлічна принципова схема стану для випробувань гідромоторів М1 і М2 з однаковими робочими об'ємами за рекуперативною схемою із взаємним навантаженням і жорстким з'єднанням валів [4; 5], яка регламентувалась скасованим стандартом ГОСТ 2019-83. Насос Н1 приводиться в обертання електродвигуном Д1, а насос Н2 приводиться в обертання електродвигуном Д. Насос Н1 має регульований робочий об'єм і забезпечує необхідну частоту обертання гідромоторів М1 і М2. Насос Н2 високого тиску створює навантаження на гідромотори. Захист гідропривода від перевищення тисків забезпечує запобіжний клапан К31 в лінії нагнітання насоса Н1. Запобіжний клапан К32 дозволяє налаштувати необхідне значення тиску в лінії нагнітання насоса Н2 і навантажувати гідромотори. Контроль роботи стандової установки забезпечують витратомір ВР, манометри МН1–МН3 і термометр Т у баку Б. Переливний клапан К33 для створення підвищеного тиску на зливні з гідромотора М2 встановлюють згідно рекомендацій виробників гідромоторів. Рекуперативна схема випробувань дозволяє проводити тестування гідромоторів без пристрою навантаження і з істотно меншими витратами потужності в порівнянні зі схемою з гальмівним пристроєм. Методика проведення випробувань і розрахунок ККД і моменту зрушування гідромоторів наведена в роботах [4; 5].

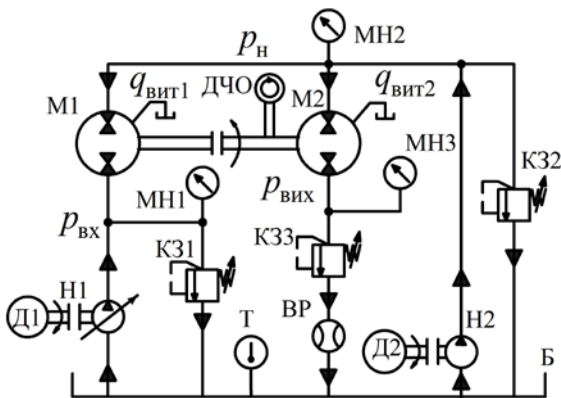


Рис. 7. Гідравлічна принципова схема стану для випробування гідромоторів за рекуперацією потужності

Розрахункова формула для знаходження середнього значення гідромеханічного ККД гідромоторів має такий вигляд:

$$\eta_{\text{гм.с}} = \sqrt{\frac{p_{\text{н}} - p_{\text{вх}}}{p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}}}, \quad (12)$$

де $p_{\text{н}}$ – тиск нагнітання на вході в гідромотори (за манометром МН2);

$p_{\text{вх}}$ – тиск на вході в гідромотор М1 (за

манометром МН1);

$p_{\text{вих}}$ – тиск на виході гідромотора М2 (за манометром МН3).

За результатами вимірів дренажних витоків робочої рідини з гідромоторів $q_{\text{виг1}}$ і $q_{\text{виг2}}$, і витрати $q_{\text{вих}}$ через витратомір ВР отримаємо вираз для знаходження середнього значення об'ємного ККД гідромоторів:

$$\eta_{\text{о.с}} = \frac{q_{\text{т}}}{q_{\text{вих}} + q_{\text{виг.с}}}, \quad \text{л/хв}, \quad (13)$$

де $q_{\text{виг.с}} = 0,5(q_{\text{виг1}} + q_{\text{виг2}})$ – середнє значення витоків, л/хв;

$q_{\text{т}}$ – теоретична витрата гідромотора з робочим об'ємом $V_{\text{м}}$ і частотою обертання $n_{\text{м}}$:

$$q_{\text{т}} = 10^{-3} V_{\text{м}} \cdot n_{\text{м}}, \quad \text{л/хв}. \quad (14)$$

Середнє значення крутного моменту гідромоторів і їхній момент зрушування (найменший крутний момент навантаженого гідромотора в момент урухомлення його частин чи за заданого перепаду тисків [12]) розраховують за формулою:

$$T_{\text{м}} = 0,159 \cdot V_{\text{м}} (p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}) \cdot \eta_{\text{гм.с}}, \quad \text{Н}\cdot\text{м}. \quad (15)$$

Середнє значення загального ККД гідромоторів розраховують за формулою:

$$\eta_{\text{с}} = \eta_{\text{гм.с}} \cdot \eta_{\text{гм.с}}. \quad (16)$$

Важливим висновком за результатами таких випробувань є отримання значення тиску на вході $p_{\text{вх}}$ в гідромотори, який може бути використаний як діагностичний параметр:

$$p_{\text{вх}} = p_{\text{н}} - \eta_{\text{гм.с}}^2 (p_{\text{н}} - p_{\text{вих}}). \quad (17)$$

Таким чином, кожному значенню гідромеханічного ККД відповідає певний тиск на вході $p_{\text{вх}}$, що дозволяє побудувати відповідну графічну залежність, достатньо зручну при проведенні випробувань.

Розглянемо методики випробування гідромоторів під час заводської або післяремонтної обкатки і визначення їх ККД непрямым методом. На рис. 8 приведені основні елементи гідравлічних принципових схем станів для обкатки і визначення ККД і втрат гідромотора непрямым методом. За схемою на рис. 8, а проводиться обкатка гідромотора М і проводять аналіз механічних втрат за перепадом тиску в режимі холостого ходу між манометрами МН1 і МН2. При цьому обирають зону низьких частот обертання (контролюють перетворювачем ДЧО) і створюють підвищений тиск в зливній магістралі за допомогою клапана тиску КТ. Якщо підтримувати постійну температуру робочої рідини в гідробаку Б контроль за допомогою термометра Т), то достатньо коректно вимірюються її дренажні витокі $q_{\text{виг}}$. Характер зміни механічних втрат використовується як критерій контролю приробки гідромотора. Низькі частоти обертання у поєднанні з підвищеним тиском у зливній магістралі за допомогою клапана КТ дозволяють підняти тиск у магістралі нагнітання і

задати тест навантаження вузлам тертя гідромашин. За результатами показників манометрів МН1 і МН2 обчислюють момент тертя гідромотора:

$$M_{тр} = 0,159 \cdot V_p \cdot \Delta p, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (18)$$

де V_p – робочий об'єм гідромотора, см^3 ;
 Δp – перепад тисків (різниця показань манометрів МН1 і МН2), МПа.

Для контролю приробки порівнюють поточне значення моменту тертя $T_{тр,i}$ з його первинним (до обкатки) значенням $T_{тр,o}$. Для оцінки течії приробки розраховують коефіцієнт її інтенсивності:

$$I_{пр} = \frac{T_{тр,o} - T_{тр,i}}{\Delta T_{тр, макс}}, \quad (19)$$

де $\Delta T_{тр, макс}$ – максимальна зміна моменту тертя за час повної приробки (до стабілізації моменту тертя):

$$\Delta T_{тр, макс} = T_{тр,o} - T_{тр, мин}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (20)$$

де $T_{тр, мин}$ – мінімальне значення моменту тертя, досягнуте після завершення приробки, Н·м.

Такий технологічний процес приробки контролюється безпосередньо за зміною механічних втрат, дозволяючи об'єктивно оцінити рівень приробки гідромотора, що сприяє підвищенню якості обкатки. Контроль приробки під час роботи в зоні мінімальних частот обертання і підвищеному тиску в зливній магістралі дозволяє оцінити можливість прийняття експлуатаційних навантажень на одному з найбільш напружених режимів, коли пари тертя працюють в умовах напіврідинного змащування і найбільш вірогідні випадки пошкодження поверхонь тертя деталей. Запропонована методика тестового діагностування неодноразово випробувана й у поєднанні з контролем зовнішніх витоків може бути використана при заводських приймальноздавальних випробуваннях, вхідному контролю гідромоторів у виготівника або споживача гідрофікованої машини, а також в умовах експлуатації. В останньому випадку необхідно вказувати в експлуатаційній документації значення перепадів тисків, зафіксованих при початковому стані і після обкатки.

Для непрямого визначення ККД гідромеханічні втрати визначають за перепадом тисків між входом та виходом і підвищеному тиску на виході, а об'ємні втрати за значенням зовнішніх витоків $q_{вит}$ з корпусу гідромотора і $q_{пер}$ на виході зі зливної магістралі, для

чого вал гідромотора гальмують (рис. 8, б) і запобіжним клапаном КЗ встановлюють потрібний тиск (вимірювання проводять при декілька кутових положеннях вала і приймають середнє значення).

Таким чином, визначення ККД непрямым методом зводиться до вимірювань і розрахунку за наступними формулами:

- для гідромеханічного ККД:

$$\eta_{гм}^к = 1 - \frac{\Delta p}{p_{вх} + p_{вих}}, \quad (21)$$

де $p_{вх}$ і $p_{вих}$, і $\Delta p = p_{вх} - p_{вих}$ – тиск на вході й виході з гідромотора і перепад тисків, відповідно, МПа;

- для об'ємного ККД:

$$\eta_o^к = 1 - 10^3 \frac{\delta \cdot \Delta q_{\Sigma}}{V_p \cdot n}, \quad (22)$$

де $\Delta q_{\Sigma} = q_{вит} + q_{пер}$ – підсумкові зовнішні витоків і внутрішні витоків (перетоки) робочої рідини, $\text{см}^3/\text{хв}$;

V_p – робочий об'єм гідромотора, см^3 ;

n – частота обертання гідромотора, хв^{-1} ;

δ – поправковий емпіричний коефіцієнт, що враховує відсутність втрат на стискування робочої рідини при статичних вимірюваннях витоків і перетоків (отримують експериментальним шляхом). Наприклад, в роботі [4] значення поправкового коефіцієнту для аксіальнопоршневих гідромоторів з похилим диском і точковим контактом поршнів призначалось рівним $\delta = 1,25$.

Таким чином, визначення ступеня зносу гідромотора і діагностування його технічного стану зводиться до порівняння перепадів тисків і зовнішніх витоків при початковому і поточному стані при напрацюванні ресурсу в експлуатації. Для цього при випробуваннях в режимі холостого ходу створюють постійний тиск на виході, значення якого має бути таким, щоб сумарний тиск дорівнював робочому на вході в гідромотор, при якому потрібне визначення ККД:

$$p_{вх} + p_{вих} = p_{\Sigma} = p_{вх,роб}; \quad \eta_{гм}^к = 1 - \frac{\Delta p}{p_{вх} + p_{вих}} = 1 - \frac{\Delta p}{p_{\Sigma}}, \quad (23)$$

де $p_{\Sigma} = p_{вх,роб}$ – сумарний тиск у порожнинах гідромотора, який необхідно створити при випробуваннях для вимірювання гідромеханічного ККД непрямым методом, відповідний робочому тиску на вході в гідромотор.

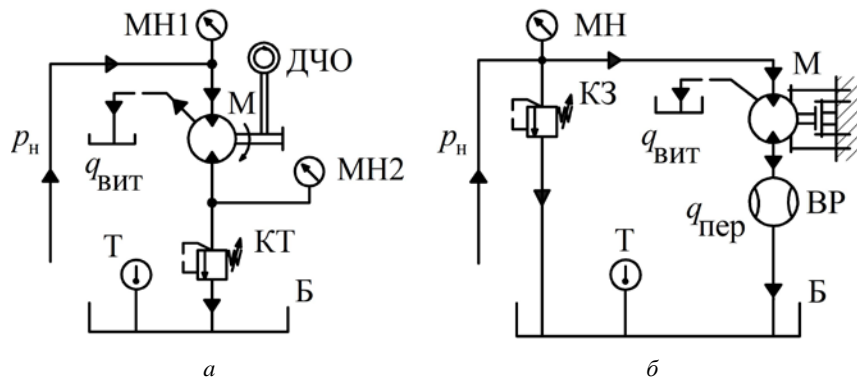


Рис. 8. Гідравлічна принципова схема стенду контролю приробки та визначення внутрішніх та зовнішніх витоків робочої рідини в гідромотора М

Загальний ККД гідромотора розраховують за формулою (16).

За різними оцінками похибка при визначенні ККД прямим і непрямим способами не перевищує 2 %, але треба підкреслити, що використання такої методики є дуже корисним у тих випадках, коли є можливість стежити постійно за станом конкретного гідромотора, або проводити порівняльні випробування однотипних гідромоторів.

На даний час багато виробників насосів та гідромоторів приводять в каталогах формули для розрахунку подачі насосів, крутного моменту і частоти обертання гідромоторів, їх ККД і потужності. У зв'язку з використанням різних розмірностей в стандартах і каталогах приведемо методику для отримання основоположних формул для потужності і її складових.

Вираз для гідравлічної потужності та її механічного еквівалента для обертального руху може бути представлений у вигляді:

$$P = q \cdot p = T \cdot \omega, \text{ Вт}, \quad (24)$$

де q – витрата робочої рідини, м³/с;

p – тиск, Па;

T – крутний момент гідромотора, Н·м;

$\omega = 2\pi \cdot n$ – кутова швидкість обертання гідромотора, рад/с;

n – частота обертання гідромотора, с⁻¹.

Формула для теоретичного крутного моменту гідромотора може бути одержана з попереднього виразу:

$$T = \frac{q \cdot p}{\omega} = \frac{V_m \cdot n \cdot p}{2\pi \cdot n} = \frac{V_m \cdot p}{2\pi} = 0,159 \cdot V_m \cdot p, \text{ Н·м}, \quad (25)$$

де V_m – робочий об'єм гідромотора, м³;

$q = V_m \cdot n$ – витрата РР, що подається до гідромотора, м³/с.

При раніше стандартизованій розмірності робочого об'єму V_m в [см³] вираз для розрахунку теоретичного крутного моменту гідромотора набуває вигляду:

$$T = 0,159 \cdot V_m \cdot p = 0,159 \cdot V_m \cdot \Delta p, \text{ Н·м}, \quad (26)$$

де p – тиск (точніше перепад тисків між входом і виходом з гідромотора, що позначається Δp), МПа.

При поширеній на практиці розмірності частоти обертання [хв⁻¹] одержимо формулу для вихідної потужності гідромотора в такому вигляді:

$$P = T \cdot \omega = \frac{T \cdot 2\pi \cdot n}{60} = \frac{T \cdot n}{9,550}, \text{ Вт} = \frac{T \cdot n}{9550}, \text{ кВт}, \quad (27)$$

де T – крутний момент гідромотора, Н·м;

n – частота обертання гідромотора, хв⁻¹ (об/хв).

При розмірності для витрати робочої рідини в [л/хв] і тиску в [МПа] одержимо формулу для гідравлічної потужності в такій формі запису:

$$P = q \cdot p \left[\frac{\text{л} \cdot 10^{-3} \cdot \text{МПа} \cdot 10^6}{60 \cdot \text{хв}} = \frac{\text{м}^3 \cdot \text{Н}}{\text{с} \cdot \text{м}^2} \right] = \frac{10^3 q \cdot p}{60}, \text{ Вт} = \frac{q \cdot p}{60}, \text{ кВт}. \quad (28)$$

де q – витрата робочої рідини, л/хв;

p – тиск, МПа.

Слід також звернути увагу на дуже корисний для споживача документ, приведений в додатку «С» до ISO 4409, де наведений перелік вихідних даних, за якими рекомендовано до початку випробування провести узгодження між зацікавленими сторонами.

Висновки. 1. Стандарти ISO 4409 щодо методик випробувань насосів, гідромоторів і гідропередач потребують поширення засобів вимірювань витрат, тиску, втрат і температури робочої рідини на різних ділянках гідравлічних схем в порівнянні з раніше застосованими стандартами розробки ВНДГідропривод минулих років.

2. З метою впровадження в науково-дослідницьких роботах, на виробництві і в учбовому процесі стандартів ISO 4409 щодо випробувань гідромашин та гідропередач надані необхідні роз'яснення з використанням гідравлічних схем та розрахункових формул.

3. У зв'язку з розробкою чергових редакцій міжнародних стандартів щодо удосконалення випробувань слід внести необхідні доповнення до діючого в Україні стандарту ДСТУ ISO 4409:2013 з виправленням помилок.

4. З точки зору досліджень втрат потужності в гідромашинах, проведення ресурсних випробувань, а також діагностики післяремонтних випробувань наведені методики, які не вийшли в стандарт ISO 4409, але можуть бути корисними з точки зору підвищення інформативності досліджень, енергозбереження та скорочення номенклатури стендового обладнання.

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. 22 с.
2. ISO 4409:2019. Hydraulic fluid power – Positive-displacement pumps, motors and integral transmissions – Methods of testing and presenting basic steady state performance / Int. standard. 2019. 34 p.
3. Фатєєв О. М., Фатєєва Н. М., Поляков В. В. Методи та засоби діагностування насосів і гідромоторів за коефіцієнтом корисної дії. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 2. P. 49–53. doi: 10.20998/2411-3441.2022.2.08
4. Самородов В. Б., Аврунін Г. А., Кириченко І. Г., Бондаренко А. І., Пелипенко Є. С. *Гідро- та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навч. посіб.* / ред. Самородов В. Б. Харків: НТУ «ХПІ», ФОП Панов А. М., 2020. 524 с.
5. 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.
6. Michael P., Garcia-Bravo J. The Determination of Hydraulic Motor Displacement. *Proc. of the 17th Scandinavian Int. Conf. on Fluid Power, SICFP'21 (31 May–2 June 2021, Linköping, Sweden).* 2021. P. 188–205. doi: 10.3384/ecp182p188
7. Achten P. A. J., Vael G. E. M., Heybroek K. Efficient hydraulic pumps, motors and transformers for hydraulic hybrid systems in mobile machinery. *VDI-Fachkonferenz Getriebe in Mobilen Arbeitsmaschinen, VDI-Wissensforum.* 2011. P. 1–19. URL: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1051356/FULLTEXT02.pdf> (дата звернення: 05.09.2024).
8. *Performance of Hydrostatic Machines. Extensive Measurement Report.* Innas. Breda, 2020. 40 p. URL: <https://www.innas.com/assets/performance-of-hydrostatic-machines.pdf> (дата звернення: 05.09.2024).
9. *Випробувальні стенди Моторімпекс.* URL: <https://motorimpex.ua/>

- ua/catalog/viprobuvalni-stendi/brand-motorimpex (дата звернення: 10.09.2024).
10. *Випробувальний стенд BC-1750 для гідромоторів*. URL: <https://motorimpex.ua/ua/products/viprobuvalnij-stend-vs-1750-dlya-gidro-motoriv> (дата звернення: 10.09.2024).
 11. *Випробувальний стенд BC-490 для гідронасосів і гідромоторів*. URL: <https://motorimpex.ua/ua/products/viprobuvalnij-stend-vs-490-dlya-gidronasosiv-ta-gidromotoriv> (дата звернення: 10.09.2024).
 12. Панченко А. І., Волошина А. А., Панченко І. А., Волошин А. А. Вплив конструктивних особливостей розподільної системи планетарного гідромотору на зміну його функціональних параметрів. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь: ТДАТУ. 2022. Вип. 12, т. 1. С. 1–20. doi: 10.31388/2220-8674-2022-1-1
 13. Товкач А. О., Козлов Л. Г., Ковальчук В. А., Катеринчук Д. О. *Експериментальні дослідження гідросистеми з електрогідравлічним регулятором насоса та контролером*. URL: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2022/paper/view/15600> (дата звернення: 10.09.2024).
 14. ISO 5598:2020. *Fluid power systems and components – Vocabulary* / Int. standard. 2020. 15 p.
 15. ISO 8246:2008. *Hydraulic fluid power. Positive displacement pumps and motors. Determination of derived capacity* / Int. standard. 2008. 11 p.
 16. ДСТУ EN ISO 4413:2014. *Гідроприводи об'ємні. Загальні правила застосування та вимоги щодо безпеки для систем та їх складових (EN ISO 4413:2010, IDT)* / Нац. стандарт України. Київ: Мінекономрозвитку України, 2018. 37 с.
 17. ДСТУ 3455.1-96 (2-96, 3-96, 4-96). *Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Терміни та визначення (ISO 5598:1985, NEQ)* / Нац. стандарт України. Київ, 1997. 196 с.
 18. ISO 1219-1:2006. *Fluid power systems and components – Graphical symbols and circuit diagrams* / Int. standard. 2006. 176 p.

References (transliterated)

1. DSTU ISO 4409:2013 *Ob'yemni hidropriyvody. Nasosy ob'yemni, hidromotory ta hidropередachi. Metody vyprovuvannya ta podannya osnovnykh stal'ykh 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. 22 p.
2. *International standard ISO 4409:2019. Hydraulic fluid power – Positive-displacement pumps, motors and integral transmissions – Methods of testing and presenting basic steady state performance*. 2019. 34 p.
3. Fatyeyev O. M., Fatieieva N. M., Polyakov V. V. *Metody ta zasoby diahnostuvannya nasosiv i hidromotoriv za koeffitsiyentom korysnoyi diyi* [Methods and means of diagnosing pumps and hydraulic motors by efficiency]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI"*. Series: *Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 2, pp. 49–53. doi: 10.20998/2411-3441.2022.2.08
4. Samorodov V. B., Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Bondarenko A. I., Pelypenko Ye. S. *Hidro- ta pnevmosystemy v avtotraktorobuduvanni: navch. posib.* [Hydraulic and pneumatic systems in tractor construction]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., FOP Panov A. M. Publ., 2020. 524 p.
5. Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Samorodov V. B. *Hidravlichne obladnannya budivel'nykh ta dorozhnykh mashyn* [Hydraulic equipment for construction and road machines]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2016. 438 p.
6. Michael P., Garcia-Bravo J. *The Determination of Hydraulic Motor Displacement. Proc. of the 17th Scandinavian Int. Conf. on Fluid Power, SICFP'21 (31 May–2 June 2021, Linköping, Sweden)*. 2021, pp. 188–205. doi: 10.3384/ecp182p188
7. Achten P. A. J., Vael G. E. M., Heybroek K. *Efficient hydraulic pumps, motors and transformers for hydraulic hybrid systems in mobile machinery. VDI-Fachkonferenz Getriebe in Mobilen Arbeitsmaschinen, VDI-Wissensforum*. 2011, pp. 1–19. Available at: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1051356/FULLTEXT02.pdf> (accessed 05.09.2024).
8. *Performance of Hydrostatic Machines. Extensive Measurement Report*. Innas. Breda, 2020. 40 p. Available at: <https://www.innas.com/assets/performance-of-hydrostatic-machines.pdf> (accessed 05.09.2024).
9. *Vyprovuvalni stendy Motorimpex* [Motorimpex test benches]. Available at: <https://motorimpex.ua/ua/catalog/viprobuvalni-stendi/brand-motorimpex> (accessed 10.09.2024).
10. *Vyprovuvalnyy stend VS-1750 dlya hidromotoriv* [Test bench VS-1750 for hydraulic motors]. Available at: <https://motorimpex.ua/ua/products/viprobuvalnij-stend-vs-1750-dlya-gidromotoriv> (accessed 10.09.2024).
11. *Vyprovuvalnyy stend VS-490 dlya hidronasosiv i hidromotoriv* [Test bench VS-490 for hydraulic pumps and motors]. Available at: <https://motorimpex.ua/ua/products/viprobuvalnij-stend-vs-490-dlya-gidronasosiv-ta-gidromotoriv> (accessed 10.09.2024).
12. Panchenko A. I., Voloshyna A. A., Panchenko I. A., Voloshyn A. A. *Vplyv konstruktivnykh osoblyvostey rozpodil'noyi systemy planetarnoho hidromotoru na zminu yoho funktsional'nykh parametriv* [Influence of the design features of the distribution system of a planetary hydro motor on the change of its functional parameters]. *Naukovyy visnyk Tavriyskoho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu* [Scientific bulletin of the Tavria State Agrotechnological University]. Melitopol, TDAU Publ., 2022, issue 12, vol. 1, pp. 1–20. doi: 10.31388/2220-8674-2022-1-1
13. Tovkach A. O., Kozlov L. H., Koval'chuk V. A., Katerynychuk D. O. *Eksperymental'ni doslidzhennya hidrosystemy z elektrohivdravlichnym rehulyatorom nasosa ta kontrolerom* [Experimental studies of a hydraulic system with an electro-hydraulic pump regulator and controller]. Available at: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fmt/all-fmt-2022/paper/view/15600> (accessed 10.09.2024).
14. *International standard ISO 5598:2020. Fluid power systems and components – Vocabulary*. 2020. 15 p.
15. *International standard ISO 8246:2008. Hydraulic fluid power. Positive displacement pumps and motors. Determination of derived capacity*. 2008. 11 p.
16. DSTU EN ISO 4413:2014. *Hidropriyvody ob'yemni. Zahal'ni pravyla zastosuvannya ta vymohy shchodo bezpeky dlya system ta yikh skladovykh* [State Standard 4413:2014. Hydraulic fluid power – General rules and safety requirements for systems and their components]. Kyiv, Ministry of Economic Development and Trade of Ukraine Publ., 2018. 37 p.
17. DSTU 3455.1-96 (2-96, 3-96, 4-96). *Hidropriyvody ob'yemni ta pnevmopriyvody. Terminy ta vyznachennya* [State Standard 3455.1-96 (2-96, 3-96, 4-96). Fluid power systems. Terms and definitions]. Kyiv, 1997. 196 p.
18. *International standard ISO 1219-1:2006. Fluid power systems and components – Graphical symbols and circuit diagrams*. 2006. 176 p.

Надійшла (received) 11.09.2024

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: griavrurunin@ukr.net

Подригало Михайло Абович (Podrigalo Mikhail) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри «Технологія машинобудування і ремонт машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: pmikhab@gmail.com

Подригало Надія Михайлівна (Podryhalo Nadiya) – доктор технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Комп'ютерна графіка»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2426-0336>; e-mail: pnm2018@ukr.net

Мороз Ірина Іванівна (Moroz Iryna) – 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

К. А. МИРОНОВ, О. В. ДМИТРИЄНКО, С. О. ДЕВЕТЬЯРОВА

МОДЕРНІЗАЦІЯ ЛОПАТЕВОЇ СИСТЕМИ РОБОЧОГО КОЛЕСА ВИСОКОНАПІРНОЇ ГІДРОТУРБИНИ

Гідроенергетика грає важливу роль у енергетичній галузі. Ефективне використання гідроелектростанцій може забезпечити суттєву економію паливо-енергетичних ресурсів. Гідроелектростанції забезпечують виробіток електроенергії, регулювання частоти та потужності мережі, покриття пікових навантажень, аварійний резерв. Розвиток та впровадження новітніх технологій в цій галузі сприяє ефективному використанню водних енергетичних ресурсів. Значною перевагою гідроенергетики є відновлюваність джерела енергії. В Україні наявний значний потенціал водних ресурсів для розвитку гідроенергетичної галузі. Гідротурбіни, які розробляють і постачають на ринок, мають забезпечувати високі техніко-економічні показники, надійність і довговічність, що забезпечить високу конкурентоспроможність гідротурбін на зовнішньому і внутрішньому ринках. Для розв'язання цих завдань широко використовують методи чисельного та фізичного моделювання. Розвиток методів математичного моделювання дає змогу проводити багатовимірні чисельні дослідження впливу геометричних параметрів на формування енергетичних характеристик у процесі проєктування елементів проточної частини гідротурбіни. Сучасні технології моделювання та аналізу надають можливість для детального вивчення впливу зміни елементів конструкції проточної частини на енергетичні характеристики гідротурбін. Впровадження конструктивних змін також має на меті зменшення експлуатаційних витрат та подовження терміну служби. Центральним елементом радіально-осьових турбін є робоче колесо з лопатевою системою, від якої залежить продуктивність, надійність та довговічність установки. Зміна форми та розташування лопатей робочого колеса може призвести до зменшення енергетичних витрат, підвищення ККД та зниженню кавітації. У багатьох випадках використання чисельного експерименту є ефективною заміною фізичного. Результати чисельного і фізичного експерименту щодо впливу геометричних параметрів на енергетичні характеристики широко використовуються в загальноприйнятому підході до вдосконалення проточної частини гідротурбіни, що ґрунтується на внесенні змін до геометрії та подальшій оцінці цих змін. У роботі розглядається поліпшення енергокавітаційних характеристик лопатевої системи радіально-осьової гідротурбіни за рахунок модернізації її геометричних параметрів.

Ключові слова: гідротурбіна, проточна частина, робоче колесо, ККД, проєктування, математичне моделювання.

K. MYRONOV, O. DMYTRIENKO, S. DEVETIAROVA

MODERNIZATION OF THE RUNNER BLADE SYSTEM OF A HIGH-HEAD FRANCIS TURBINES

Hydropower plays an essential role in the energy sector. Efficient use of hydropower plants can significantly save fuel and energy resources. Hydroelectric power plants provide electricity generation, grid frequency and capacity regulation, peak load coverage, and emergency reserve. Developing and implementing the latest technologies in this area contribute to efficiently using water energy resources. A significant advantage of hydropower is the renewability of the energy source. Ukraine has considerable water resources potential for the development of the hydropower industry. The hydroturbines developed and supplied to the market must ensure high technical and economic performance, reliability, and durability, guaranteeing high competitiveness of hydroturbines in the foreign and domestic markets. Numerical and physical modeling methods are widely used to solve these problems. The development of mathematical modeling methods makes it possible to conduct multidimensional numerical studies of the influence of geometric parameters on the formation of energy characteristics in designing elements of the flow space of a hydraulic turbine. Modern modeling and analysis technologies provide an opportunity for a detailed study of the impact of changes in the flow space design elements on the energy characteristics of hydraulic turbines. The central component of Francis turbines is the runner with a blade system, on which the installation's productivity, reliability, and durability depend. Changing the shape and location of the impeller blades can lead to a decrease in energy losses, an increase in efficiency, and a reduction in cavitation. In many cases, a numerical experiment is an adequate replacement for a physical one. The results of numerical and physical experiments on the influence of geometric parameters on energy characteristics are widely used in the generally accepted approach to improving the flow space of a hydroturbine, which is based on making changes to the geometry and further evaluating these changes. The paper considers improving the energy-cavitation characteristics of the blade system of a turbine Francis by modernizing its geometric parameters.

Keywords: hydroturbine, flow space, runner, efficiency, design, mathematical modelling.

Вступ. Для профілювання лопатевої системи радіально-осьових робочих коліс розроблено багато методів. Серед одномірних методів, які набули поширення завдяки своїй простоті, можна виділити такі:

- профілювання лопатевої системи на розгортках конусів [1];
- побудова профілів на розгортці конформного циліндра [1; 2].

Перший метод є наближеним. Він широко використовується для проєктування графічним способом і має кілька різновидів залежно від того, як вибирається відображувальна поверхня конуса відносно лінії потоку та як розраховуються відповідні поправки на спотворення вхідного і вихідного кутів лопаті. Необхідно обрати таке положення твірної конуса, при якому спотворення профілю під час переходу з розгортки конуса на поверхню потоку буде

мінімальним.

Метод конформного відображення є точним. При відображенні профілю на конформну поверхню його лінійні розміри спотворюються, проте величина кутів залишається незмінною. Саме тому цей метод був обраний для профілювання.

Для зручності за конформну поверхню було обрано циліндр діаметром 1 метр. Це дозволяє порівнювати всі профілі на єдиній розгортці.

У загальному випадку спроектований профіль має відповідати таким критеріям:

- забезпечити реалізацію заданої циркуляції Γ (необхідно правильно обрати кути β_1 і β_2);
- профіль має бути математично гладким, із кривизною, що плавно змінюється;
- максимальна товщина має розташовуватися в першій половині профілю;
- профіль має відповідати критеріям міцності;

- необхідно забезпечити мінімальні втрати та допустимий рівень кавітаційного коефіцієнта σ (абсолютний тиск на профілі не повинен бути меншим за тиск пароутворення).

Профілювання лопаті робочого колеса гідротурбіни полягає в практичному вирішенні зворотної задачі на задані розрахункові параметри. Сучасні інженерні методи розрахунку лопатевої системи спроектованого робочого колеса ґрунтуються на послідовному застосуванні зворотної та прямої задач. За допомогою зворотної задачі визначаємо форму лопаті, а використовуючи пряму задачу, отримуємо можливість розрахунковим шляхом оцінити варіанти лопатевих систем і вибрати для виготовлення та випробування найкращі робочі колеса. Такий підхід до розробки нових робочих коліс дозволяє значно зменшити кількість випробуваних моделей.

Метою дослідження даної роботи є модернізації застарілого існуючого обладнання та модифікація лопатевої системи робочого колеса радіально-осьової гідротурбіни, що має призвести до оптимізації енергетичних характеристик. Радіально-осьові гідротурбіни є одними з найпоширеніших гідротурбін у світі. Вони є критично важливими для гідроенергетики завдяки своїй універсальності, ефективності та надійності.

Вирішення поставленої задачі. Проектування лопатевої системи робочого колеса можливо двома способами рішенням зворотної або прямої задачі.

Зворотна задача. Розрахунок і проектування лопаті робочого колеса на прийнятні параметри $(Q_1' - n_1')$ оптимального режиму, меридіональний або циркуляційний потік у порожнині робочого колеса та граничні умови на вході та виході з нього. У даній роботі використано метод конформних відображень для побудови лопаті на конформній діаграмі з подальшим переходом на поверхню току робочого колеса.

Пряма задача. Подальший розрахунок потоку та втрат енергії в робочому колесі та всій проточній частині (підвід – робоче колесо – відсмоктуюча труба) виконують, використовуючи різні чисельні методи моделювання [3–10].

Завершальним етапом проектування є розрахунково-експериментальна оптимізація робочого колеса та інших гідравлічних елементів проточної частини [1–3] для досягнення необхідних показників турбіни.

Після завершення проектування проточної частини (числового експерименту) розміри проточної частини $D_1 = 1000$ мм перераховують на стандартний розмір моделі $(D_1)_m = 460\text{--}500$ мм і проводять модельні випробування (фізичний експеримент) для отримання її універсальної характеристики [1].

Пакет програм «Stream». Пакет програм «Stream» призначений для проектування лопатевих систем робочих коліс радіально-осьових гідротурбін було розроблено на кафедрі «Гідравлічних машин ім. Г. Ф. Проскура»[2; 11].

Послідовність розрахунку лопатевої системи та проектування робочого колеса ґрунтується на спільному використанні зворотної та прямої задач гідродинаміки:

- Зворотна задача це розрахунок і проектування лопаті робочого колеса на прийнятні параметри $Q_{1\text{опт}}' - n_{1\text{опт}}'$ оптимального режиму.

- Пряма задача. Подальший розрахунок потоку та втрат енергії в робочому колесі, виконаний з використанням двомірної задачі [1–3; 12].

- Завершальним етапом проектування робочого колеса є розрахунково-експериментальна його оптимізація для досягнення необхідних показників турбіни.

Розрахунок профілів починається з периферійного (найбільш навантаженого) профілю. Після налаштування цього профілю переходять до наступного і так до маточини.

Пакет програм дає можливість варіювати наступними параметрами:

- змінювати контури порожнини робочого колеса;

- змінювати положення кромки (вхідної та вихідної). У даному випадку лише вихідної кромки, оскільки вхідна є вертикальною;

- змінювати число лопатей;

- змінювати положення точки на профілі з максимальною товщиною;

- змінювати положення точки на профілі з максимальною кривизною;

- змінювати кут охоплення лопаті.

На рис. 1 представлена блок-схема пакета програм «Stream» розрахунку робочого колеса.

Профілювання лопатевої системи радіально-осьових робочих коліс за допомогою методу конформних відображень на єдиній циліндр. При використанні цього методу профілі решіток будують на площині конформного відображення (розгортці циліндра) за обчисленими кутами потоку на вхідній $\beta_1(L_1)$ і вихідній $\beta_2(L_2)$ кромках робочого колеса. Як відомо, при конформному відображенні профілів з конформної площини на поверхні потоку в робочому колесі кути профілів в відповідних точках зберігаються (не спотворюються), а лінійні розміри змінюються пропорційно. Проектування просторової форми лопаті, як сукупності профілів на криволінійних поверхнях потоку робочого колеса, зводиться, таким чином, до задачі побудови профілів на конформній площині, що є розгорткою обраного циліндра. Слід зазначити, що цей метод проектування лопаті супроводжується розрахунково-експериментальними модифікаціями лопатевої системи з метою оптимізації показників робочого колеса на основі аналізу розрахункових даних структури потоку та втрат енергії в ньому.

Вихідні дані для профілювання лопатевої системи. 1. Параметри оптимального режиму

$$Q_{1\text{опт}}' = 220 \text{ л/с}; \quad n_{1\text{опт}}' = 63 \text{ хв}^{-1}.$$

2. Форма порожнини робочого колеса та лінії току розрахованого різношвидкісного потоку.

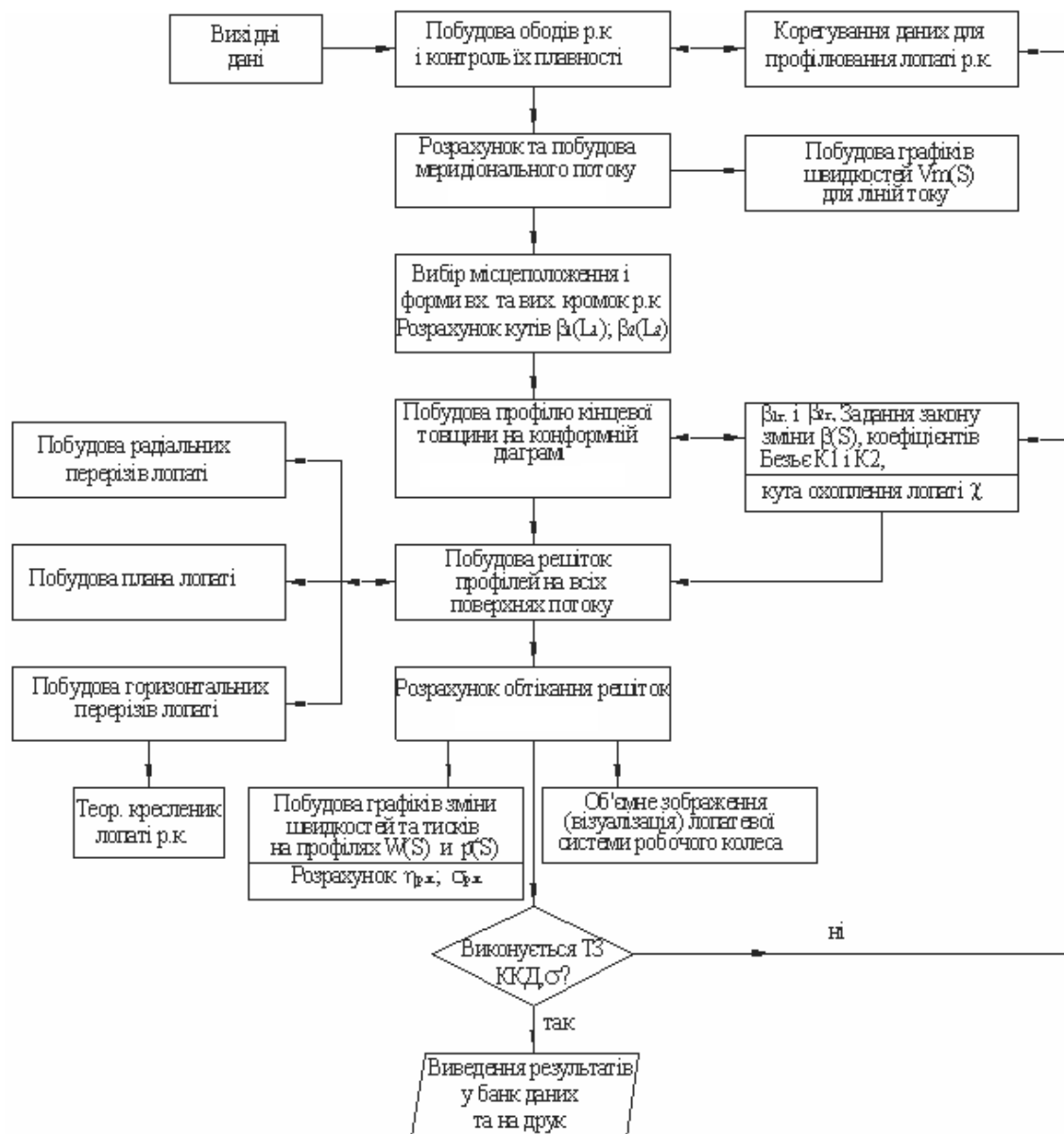


Рис. 1. Блок – схема пакета програм «Stream» розрахунку робочого колеса

3. Кут охоплення лопаті приймаємо відповідно до близької швидкохідності.

4. Вхідна та вихідна кромки лопаті (меридіональна та горизонтальна проекції). При профілюванні лопаті цього робочого колеса кромки лопаті прийняті радіальними.

5. Розрахункові кути потоку на поверхнях потоку на вхідній $\beta_1(L_1)$ і вихідній $\beta_2(L_2)$ кромках лопаті, розраховані на оптимальний режим.

Послідовність побудови лопаті. 1. Вибраємо конформний циліндр, на розгортці якого будемо профілі для відповідних поверхонь потоку 1–2–3–... в робочому колесі. Радіус конформного циліндра $R_{\text{ц}}$ приймаємо $R_{\text{ц}} = \frac{D_1}{2} = 500$ мм (У цьому випадку турбіна високонапірна, і радіус розташування вхідних кромek збігається з радіусом циліндра).

2. Будуємо конформну діаграму-розгортку циліндра та сітку на конформній площині, яка

утворюється в результаті перетину поверхні циліндра прийнятими радіальними I–II–III–... і горизонтальними 1–2–3–4–... площинами.

3. Переходимо до побудови сіток на криволінійних поверхнях потоку 1–2–3–... робочого колеса, дотримуючись при цьому основного принципу конформного відображення:

$$\frac{b(r)}{r} = \frac{l}{R_{\text{ц}}}, \text{ звідки } b_i(r) = l_i \frac{r_i}{R_{\text{ц}}},$$

де $b_i(r)$ – відстань між лініями сіток на відповідних поверхнях потоку;

r_i – відстань від осі робочого колеса до центру відрізка $b_i(r)$;

l – прийнята відстань між радіальними площинами на конформному циліндрі;

$R_{\text{ц}}$ – радіус конформного циліндра.

4. При виконанні цієї умови забезпечується збереження кутів ($\beta = \text{idem}$) у відповідних точках

профілів на поверхні потоку і на конформній діаграмі.

Побудова скелетів і профілів кінцевої товщини на конформній діаграмі. Скелети профілів 1–5 на конформній діаграмі будують за розрахованими кутами лопаті на вхідній $\beta_1(L_1)$ і вихідній кромках $\beta_2(L_2)$.

У програмі «Stream» для побудови скелета профілю використано поліноми (сплайни) Безьє (рис. 2):

$$x(t) = (1-t)^3 \cdot x_0 + 3t(1-t)^2 \cdot x_1 + 3t^2(1-t) \cdot x_2 + x_3,$$

$$y(t) = (1-t)^3 \cdot y_0 + 3t(1-t)^2 \cdot y_1 + 3t^2(1-t) \cdot y_2 + y_3.$$

Двовимірний сплайн Безьє визначає скелет профілю чотирма точками – двома кінцевими (x_0, y_0, x_3, y_3 – вхідна і вихідна кромка відповідно) і двома контрольними $K_1(x_1, y_1), K_2(x_2, y_2)$. Величина t змінюється від 0 до 1.

Перевага використання сплайна Безьє перед іншими геометричними кривими полягає в тому, що при незмінних кутах початку β_1 і кінця сплайна β_2 можна довільно змінювати його кривизну. У програмі «Stream» кривизна сплайна характеризується двома константами – K_1 і K_2 , і константи визначають відстань від контрольної точки до кінцевої вздовж заданого кута β : K_1 – характеризує положення максимальної товщини профілю δ_{\max} ; K_2 – положення максимальної кривизни \bar{f} профілю. Таким чином, чим більше значення цих констант, тим більше відхиляється профіль на відповідній ділянці (початковій або кінцевій). Це дозволяє підібрати таке співвідношення констант, яке забезпечує бажаний розподіл кривизни профілю, мінімізуючи профільні втрати. При цьому кути на вхідній і вихідній кромках профілю залишаються незмінними.

Побудований скелет профілю на конформній діаграмі «одягають», використовуючи прийнятий закон розподілу товщини профілю на поверхні потоку $\delta(l)$ (рис. 3) з урахуванням відображення товщини на конформній діаграмі:

$$\delta'_{\text{конф}} = \delta \frac{R_{\text{ц}}}{r_i},$$

де $R_{\text{ц}} = 0,5 \text{ м}$; r_i – радіус розташування точки на лінії току.

Побудова профілю на конформній діаграмі здійснюється таким чином:

- у програмі завантажується закон розподілу відносної товщини вздовж скелета профілю (табл. 1);

Таблиця 1 – Розподіл товщини уздовж лопаті робочого колеса РО 500

x/l	0,05	0,1	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
δ/δ_{\max}	0,645	0,758	0,928	0,99	1,0	0,982	0,94
x/l	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
δ/δ_{\max}	0,827	0,689	0,547	0,41	0,283	0,16	

- закон розподілу товщини апроксимують сплайн функцією для забезпечення плавності профілю;

- масив координат лицьової і зворотної сторін профілю визначають на відповідній поверхні потоку за допомогою наступних залежностей:

$$x_{\text{л}} = x_i + \delta'(l_i) \frac{\sin(\beta_i)}{2}, \quad x_{\text{м}} = x_i - \delta'(l_i) \frac{\sin(\beta_i)}{2},$$

$$y_{\text{л}} = y_i + \delta'(l_i) \frac{\cos(\beta_i)}{2}, \quad y_{\text{м}} = y_i - \delta'(l_i) \frac{\cos(\beta_i)}{2},$$

$$\delta'(l_i) = \delta'_{\max} \frac{r_0}{r_i},$$

де $\delta'(l_i)$ – товщина у поточній точці профілю на конформній діаграмі;

δ'_{\max} – максимальна товщина профілю;

β_i – кут у даній точці скелета профілю:

$$\beta = \arctg\left(\frac{dx}{dy}\right);$$

- масиви точок лицьової та зворотної сторін профілю апроксимують сплайн функцією;

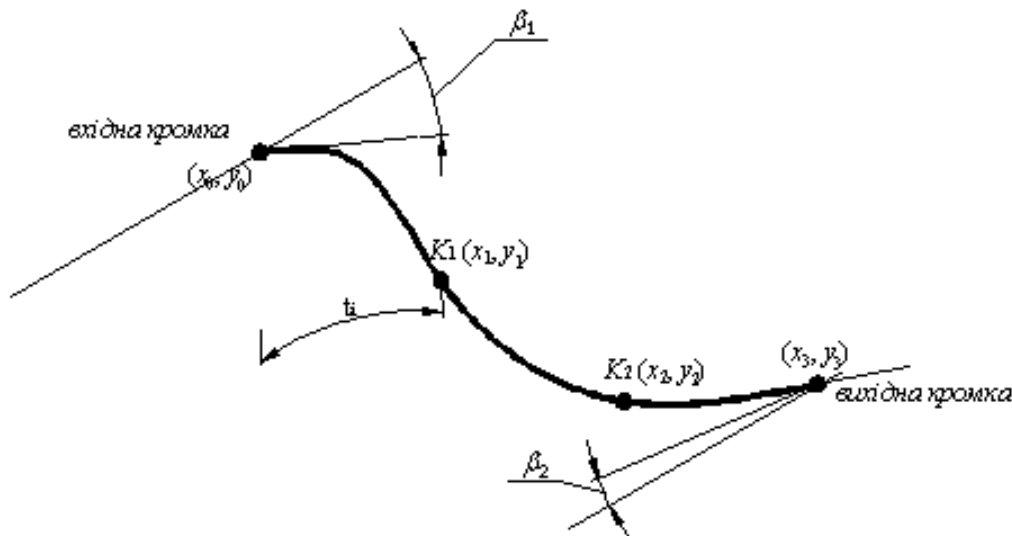


Рис. 2. Сплайн Безьє

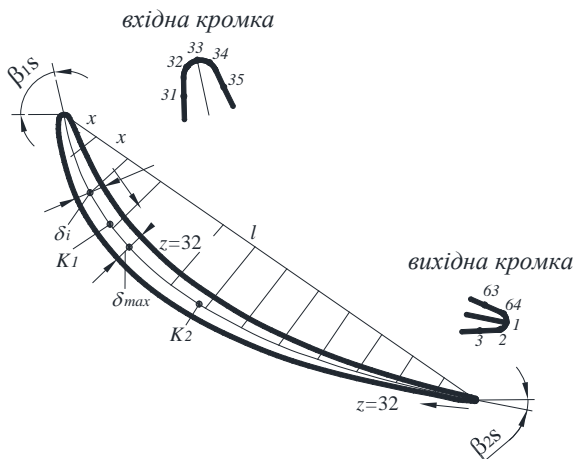


Рис. 3. Побудова профілю кінцевої товщини на конформній діаграмі

- обчислюють масив координат заданої кількості точок ($z = 64$) на лицьовій ($z = 32$) та зворотній ($z = 32$) сторонах профілю на конформній діаграмі для подальшого розрахунку обтікання решіток.

У програмі «Stream» розбиття профілю на 64 точки та підготовка вихідних даних для розрахунку обтікання (прямої задачі) виконуються автоматично.

Розташування скелетів на конформній діаграмі повинно забезпечити плавність лопаті, що слід проконтролювати під час побудови її радіальних і горизонтальних перерізів.

Радіальні перерізи лопаті будуються на меридіональній проекції робочого колеса, дотримуючись вимог конформного відображення при переході з площини на поверхню потоку:

$$\frac{m_i}{n_i} = \frac{R_{ц}}{r_i}, \text{ звідки } n_i = m_i \frac{r_i}{R_{ц}}.$$

Якщо радіальні перерізи недостатньо плавні, необхідно скоригувати форму профілів (їхню кривизну та взаємне розташування) на конформній діаграмі.

Для наближеного врахування впливу кінцевого числа лопатей на кут потоку на виході з робочого колеса побудовані лінії профілів приймаються за лицьову поверхню.

Теоретичний креслення лопаті. Теоретичний креслення лопаті виконаний для остаточного варіанту модифікації робочого колеса. На меридіональній проекції креслення зображуються тильні та лицьові радіальні перерізи, а на плані показані профілі, отримані в результаті перетину лопаті поверхнями току.

Вихідні дані. Додатково задаємося такими даними:

- координати вхідної кромки на меридіональній проекції;
- координати вихідної кромки на меридіональній проекції.

Розрахунок робочого колеса (розв'язок прямої задачі) Проведення чисельного експерименту на ЕОМ дозволяє:

- визначити відносну швидкість $W(S)$ та тиск

$\bar{p}(S)$ на лицьовій і зворотній сторонах профілів решіток спрофільованої лопатевої системи робочого колеса;

- розрахувати профіль, ударні та циркуляційні втрати;
- знайти осереднені параметри потоку в міжлопатевих каналах.

Розрахунок значень відносних швидкостей W і тиску \bar{p} у точках профілю. Відносні швидкості у всіх точках контуру профілю на заданому режимі визначаються за формулою:

$$W_i = W_{1i} \cdot V_{oy} + W_{2i} \cdot V_{1x} + W_{3i} \cdot \Gamma/t + W_{4i} \cdot \omega \cdot r_0,$$

де W_{1i} , W_{2i} , W_{3i} , W_{4i} – відносні швидкості для чотирьох елементарних потоків: поздовжнього безциркуляційного потоку; поперечного безциркуляційного потоку; чисто циркуляційного потоку; витісняючого потоку, спричиненого обертанням решітки;

V_{oy} , V_{1x} – меридіональні швидкості на вході;

Γ – циркуляція навколо профілю;

t – крок решітки у площині $X-Y$;

ω – кутова швидкість;

r_0 – радіус на початку координат.

Для вибору точок вирівнювання швидкостей розроблено спеціальний ітераційний алгоритм, що базується на аналізі характеру епюр швидкості поблизу вихідної кромки.

Для визначення тиску \bar{p}_i в i -й точці використовуємо залежність:

$$\bar{p}_i = \frac{(\omega r_i)^2 - W_i^2}{2g} - \frac{\omega r_0 V_{2x}}{g}.$$

Коефіцієнт тиску \bar{p} обчислюється за припущенням, що $H = 1$ м, $H_s = 1$ м.

Розрахунок профільних втрат у решітках. Профільні втрати енергії пов'язані з втратами тертя на лицьовій і тильній сторонах профілю, опором форми профілю, а також перемішуванням вихрових слідів, що сходять із вихідних кромок профілів, з основним потоком за робочим колесом, і визначаються за формулою:

$$h_{np} = \frac{0,0153}{Re^{1/7}} \frac{1}{gH} W_{2\infty}^2 \left(\frac{W_{2\infty}}{W_k} \right)^{1/5} \frac{L/t_2}{h_2 \sin \beta_{2\infty}} \times \left\{ \left[\int_0^{S_{кр}} |\bar{W}|_p^{3,8} h^{7/6} dS \right]^{-6/7} + \left[\int_0^{S_{кр}} |\bar{W}|_o^{3,8} h^{7/6} dS \right]^{-6/7} \right\},$$

де $W_{2\infty} = \sqrt{(\omega r_2 - C_{u2})^2 + C_{m2}^2}$ – швидкість у перетині далеко за решіткою;

$$\left. \begin{aligned} C_{u2} &= \frac{r_0}{r_2} \left(V_{1x} - \frac{\Gamma}{t} \right) \\ C_{m2} &= \frac{r_0}{r_2} \frac{V_{0y}}{h_2} \end{aligned} \right\} \text{ – складові швидкості на}$$

поверхні потоку в перетині за решіткою;

$$\sin \beta_{2\infty} = \frac{C_{m2}}{W_{2\infty}};$$

$Re = W_{2\infty} L / \nu$ – число Рейнольдса, розраховане для повної довжини L контуру профілю;

$$t_2 = t \cdot r_2 / r_0 \text{ – крок решітки};$$

W_k – відносна швидкість на вихідній кромці профілю в точці вирівнювання швидкостей ($W_o = W_T$);

$\bar{W} = W / W_{2\infty}$ – безрозмірна швидкість у точці профілю, яка розглядається;

$\bar{S}_i = S_i / L$ – безрозмірна координата i -ї точки; індекси «р» і «т» – сторона розрідження і тиску відповідно.

Розрахунок відривних (ударних) втрат енергії на вході в решітку. Обтікання лопатей робочого колеса на нерозрахункових режимах роботи супроводжується місцевим відривом потоку на вхідних кромках лопатей, якщо напрямок потоку на вході суттєво відрізняється від геометричного кута вхідного елемента лопаті. Наявність локальних піків швидкості W на вхідній частині профілю та її різке подальше зменшення (позитивний градієнт тиску) призводить до розширення граничного шару на зворотній/лицьовій стороні профілю (в залежності від величини і знаку кута атаки) і місцевого відриву потоку на лопаті. На вихроутворення в потоці витрачається енергія:

$$h_{уд} = K \frac{\Delta C_{u1}^2}{2gH},$$

де $\Delta C_{u1} = C_{m1}(\text{ctg}\beta_{6.0.} - \text{ctg}\beta_1)$;

C_{m1} – меридіональна швидкість на вході в решітку;

β_1 – фактичний кут натікання (напрямок швидкості W_1 на вході в решітку);

$\beta_{6.0.}$ – кут безударного натікання, при якому мають місце приблизно однакові піки швидкостей на лицьовій та зворотній сторонах вхідної кромки профілю.

Розрахунок циркуляційних втрат за робочим колесом. Осереднена по витратах величина енергії обертання потоку за робочим колесом характеризується циркуляційними втратами в відсмоктуючій трубі:

$$h_{цирк} = \int_{об}^{\text{ступ}} \frac{\bar{C}_u^2 d\psi}{2gH} = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{\bar{C}_{u2}^2}{2gH} dQ = \frac{1}{Q} \sum_{i=1}^n \frac{\bar{C}_{u2}^2}{2gH} \Delta Q. \quad (1)$$

Величина $h_{цирк}$ залежить від форми лопатевої системи, кута β_{2cp} потоку на виході з робочого колеса та режиму роботи гідротурбіни.

Методика визначення величини циркуляційних втрат за робочим колесом наступна:

- для кожної решітки заданої лопатевої системи робочого колеса на заданих режимах роботи ($Q'_1 - n'_1$) по розрахунковому значенню осередненої по кроку складової \bar{C}_{u2} на виході з решітки визначають енергію обертання потоку ΔQ , що проходить через елементарну турбіну:

$$\Delta h_{цирк} = \frac{\bar{C}_{u2}^2}{2gH} \Delta Q; \quad (2)$$

- підсумовуючи по розмаху вздовж вихідної кромки лопаті значення $\Delta h_{цирк}$, визначені за формулою (2), та осереднюючи їх по витраті визначають циркуляційні втрати потоку за робочим колесом за формулою (1). Оскільки в відсмоктуючій трубі енергія обертання потоку не перетворюється в енергію тиску, циркуляційні втрати відносять до втрат в відсмоктуючій трубі.

Результати розрахунку лопатевої системи за прямою задачею. При профілюванні робочого колеса були прийняті: $K_1 = 27,5 \%$; $K_2 = 50 \%$ і кут охоплення лопаті $\chi = 40^\circ$. Результати розрахунку представлені в табл. 2.

Таблиця 2 – Результати розрахунку лопатевої системи

Профіль	$h_{пр}, \%$	$h_{уд}, \%$	$h_{цирк}, \%$	$\Sigma h, \%$	$(V_{ur})_2, \text{м}^2/\text{с}$
1	0,344	0,0	7,272	7,616	0,429
2	0,337	0,0	4,895	5,232	0,305
3	0,369	0,0	2,451	2,820	0,177
4	0,434	0,0	1,091	1,525	0,094
5	0,479	0,0	0,669	1,148	0,065

Модифікації лопатевої системи робочого колеса. Використовуючи можливості пакету програм «Stream» виконаємо кілька модифікацій. Профілювання почнемо з периферійного профілю, оскільки він найбільш навантажений. Для цього будемо варіювати:

- положенням величини K_1 , яка визначає розташування максимальної товщини на профілі;
- положенням величини K_2 , яка визначає розташування максимальної кривизни на профілі;
- кутом охоплення χ лопаті;
- частковою зміною кута β_2 на вихідній кромці.

Положення точки максимальної товщини K_1 відносно середньої лінії профілю. Максимальна товщина профілю у тихохідних робочих колесах зазвичай знаходиться на відстані приблизно 25–30 % від довжини від вхідної кромки.

Розрахуємо втрати для периферійного профілю з $K_1 = 25 \%$, 30% і 35% довжини від вхідної кромки при $K_2 = 50 \%$ і кутом охоплення лопаті $\chi = 40^\circ$. Втрати представлені в табл. 3.

Таблиця 3 – Втрати на периферійному профілі

$K_1, \%$	$h_{пр}, \%$	$h_{уд}, \%$	$h_{цирк}, \%$	$\Sigma h, \%$	$(V_{ur})_2, \text{м}^2/\text{с}$
25	0,343	0,0	7,388	7,731	0,432
30	0,344	0,0	7,154	7,499	0,425
35	0,347	0,001	6,891	7,239	0,417

Сумарні втрати зменшуються, але несуттєво тому, прийнявши остаточно $K_1 = 35 \%$ продовжуємо модифікацію лопатевої системи.

Положення точки максимальної кривизни K_2 відносно середньої лінії профілю. Розглянемо, як змінюються втрати з зміною кривизни профілю. Проведемо розрахунок для $K_2 = 50, 60, 70, 80, 90 \%$.

На рис. 4 показаний периферійний профіль з $K_2 = 50\%$ і 90% . Результати розрахунків наведені в табл. 4.

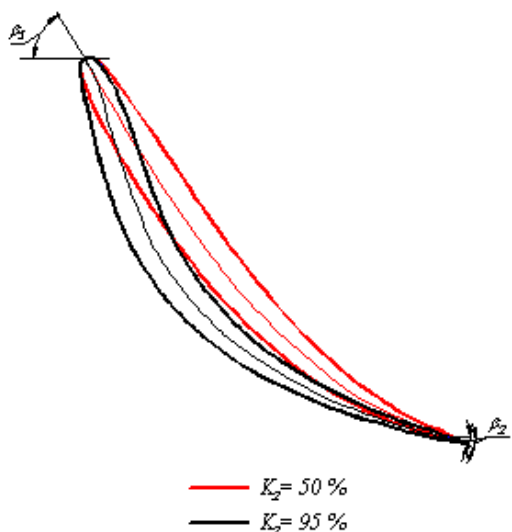


Рис. 4. Периферійний профіль з різним положенням максимальної кривизни K_2

Таблиця 4 – Втрати на периферійному профілі при різних K_2

$K_2, \%$	$h_{np}, \%$	$h_{уд}, \%$	$h_{цирк}, \%$	$\Sigma h, \%$	$(V_{tr})_2, \text{м}^2/\text{с}$
50	0,344	0,0	7,154	7,499	0,425
60	0,364	0,0	5,938	6,902	0,387
70	0,392	0,0	4,882	5,274	0,351
80	0,429	0,0	3,949	4,379	0,316
90	0,474	0,0	3,110	3,584	0,280

Аналізуючи дані табл. 4, бачимо, що з переміщенням максимальної кривизни профілю до вихідної кромки різко зменшуються циркуляційні втрати з 7,499 до 3,584% і незначно збільшуються профільні втрати з 0,344 до 0,474%. Проте, одночасно, сумарні втрати на периферійному профілі залишаються досить великими. Остаточню приймаємо $K_2 = 90\%$.

Зміна кута охоплення лопаті. За профілем залишається значна позитивна закрутка потоку, тобто не вистачає довжини профілю для спрацювання закрутки, збільшимо кут охоплення лопаті.

Кут охоплення лопаті впливає на розміри лопаті, а також на перекриття лопатевих каналів. Отже, для забезпечення довгих лопатевих каналів і покращення кавітаційних характеристик турбіни рекомендують збільшення кута охоплення $\chi = 65-90^\circ$ і більше [1-3]. Це особливо важливо для забезпечення необхідних значень кавітаційного коефіцієнта $\sigma_{кр}$ високонапірних радіально-осьових гідротурбін.

Визначимо втрати на периферійному профілі при $\chi = 40, 50, 60$ та 70° .

В табл. 5 наведені втрати для різних кутів охоплення лопаті χ . На рис. 5 видно, що з збільшенням кута охоплення лопаті збільшуються профільні втрати і зменшуються циркуляційні. При $\chi = 64^\circ$ вони вирівнюються, а при більшому збільшенні кута різко зростають. Сумарні втрати (рис. 6) в районі кута $\chi = 63-70^\circ$ приблизно однакові. Тому приймаємо оптимальний кут $\chi = 65^\circ$.

Таблиця 5 – Втрати на периферійному профілі при різних кутах охоплення χ

$\chi,^\circ$	$h_{np}, \%$	$h_{уд}, \%$	$h_{цирк}, \%$	$\Sigma h, \%$	$(V_{tr})_2, \text{м}^2/\text{с}$
40	0,500	0,0	2,737	3,232	0,263
50	0,652	0,0	1,74	2,396	0,210
60	0,897	0,005	1,035	1,937	0,162
70	1,279	0,056	0,509	1,843	0,113

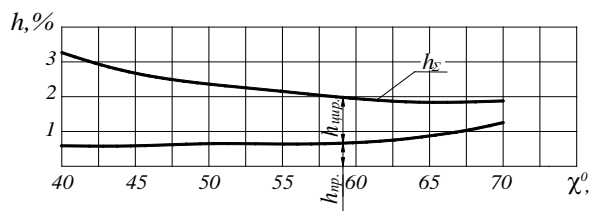


Рис. 5. Втрати на периферійному профілі при різних кутах охоплення лопаті χ

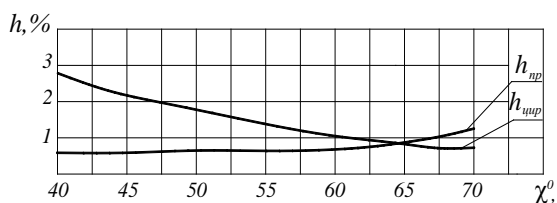


Рис. 6. Зміна профільних та циркуляційних втрат на периферійному профілі

Зменшення кута β_2 вздовж вихідної кромки лопаті. Для зменшення втрат на периферійному профілі та двох прилеглих до нього профілях, змінимо кут β_2 як показано на рис. 7.

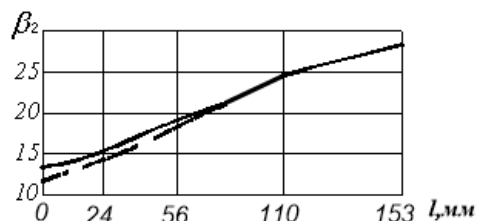


Рис. 7. Кути β_2 на вихідній кромці лопаті, суцільною лінією позначені вихідні кути β_2 ; пунктиром – змінений кут β_2

На периферійному профілі (1) кут β_2 зменшимо на $1,5^\circ$; на 2-му профілі – на 1° , а на середньому (3) – на $0,5^\circ$. Таке зменшення кутів на вихідній кромці призведе до незначного зменшення витрати, приблизно на 3-4 л/с.

Результати розрахунку наведені в табл. 6.

Таблиця 6 – Результати розрахунку лопатеві системи з зміненими β_2

Профіль	$h_{np}, \%$	$h_{уд}, \%$	$h_{цирк}, \%$	$\Sigma h, \%$	$(V_{tr})_2, \text{м}^2/\text{с}$	$-p$
1	1,152	0,018	0,31	1,480	0,088	0,040
2	0,865	0,001	0,199	1,066	0,062	0,038
3	0,743	0,0	0,047	0,79	0,024	0,036
4	0,719	0,003	0,006	0,727	0,007	0,036
5	0,753	0,011	0,001	0,766	-0,002	0,040

Остаточна модифікація має втрати, представлені в табл. 6, які навіть на найнавантаженому профілі

менші базового варіанту (див. табл. 2), що призведе до значного збільшення ККД лопатевої системи.

Висновки. У роботі було виконано проектування та дослідження модифікації лопатевої системи робочого колеса високонапірної гідротурбіни типу PO 500.

Була проведена багатоваріантна модифікація лопаті – змінювали такі параметри: максимальну товщину профіля; його кривизну; кут охоплення; геометричні кути на вихідній кромці.

Завдяки поетапній модифікації досягнуто значне зниження втрат від 7,616 % на найавантаженішому профілі лопаті до 1,48 %, що призведе до значного збільшення ККД.

Список літератури

1. Barlit V. V., Krishnamachar P., Adarsh S., Gehlot V. K. *Hydraulic Turbines*. Bhopal: MANIT Publ., 2010. 364 p.
2. Дранковський В. Е., Миронов К. А., Тиньянова І. І., Рєзва К. С., Крупа Є. С., Кухтенков Ю. М. *Математичне моделювання робочого процесу гідромашин: монографія*. Харків: НТУ «ХПІ», 2022. 406 с.
3. Тиньянова І. І., Дранковський В. Е., Тиньянов О. Д., Савенков Д. А. Погодження елементів проточної частини високоефективної оборотної гідромашини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 39–43.
4. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination of the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul, 2020. P. 212–216.
5. Myronov K., Dmytriienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Int. Conf. on Reliable Systems Engineering, ICoRSE 2023. Vol. 762 (7–8 September 2023, Bucharest, Romania). Lecture Notes in Networks and Systems*. Cham: Springer, 2023. P. 66–77.
6. Jošt D., Škerlavaj A., Morgut M., Mežnar P., Nobile E. Numerical simulation of flow in a high head Francis turbine with prediction of efficiency, rotor stator interaction and vortex structures in the draft tube. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015. Vol. 579.
7. Goyal R., Trivedi C., Gandhi B. K., Cervantes M. J. Numerical Simulation and Validation of a High Head Model Francis Turbine at Part Load Operating Condition. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*. 2018. Vol. 99, issue 5. P. 557–570.
8. Daneshkakh K., Zangeneh M. Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method. *25-th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery Systems. Vol. 12*. 2010.
9. Chung T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge: Cambridge university press, 2002. 1012 p.
10. Sun L., Liu L., Xu Z., Guo P. Numerical investigation of no-load startup in a high-head Francis turbine: Insights into flow instabilities and energy dissipation. *Physics of Fluids*. 2024. Vol. 36, issue 3. P. 035142. doi: 10.1063/5.0196034
11. Миронов К. А., Дмитрієнко О. В., Соколов Д. О. Проектування високонапірних робочих коліс радіально-осьових гідротурбін. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 20–27. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.03
12. Крупа Є. С., Дмитрієнко О. В., Тиньянова І. І., Недовесов В. О. Прогнозування енергетичних характеристик високонапірної

радіально-осьової гідротурбіни з використанням програмного комплексу CFD. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 102–110. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.14

References (transliterated)

1. Barlit V. V., Krishnamachar P., Adarsh S., Gehlot V. K. *Hydraulic Turbines*. Bhopal, MANIT Publ., 2010. 364 p.
2. Drankovskyy V. E., Myronov K. A., Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Krupa Ye. S., Kukhtenkov Yu. M. *Matematychnye modelyuvannya robochoho protsesu hidromashyn: monografiya* [Mathematical modelling of the hydraulic machine workflow]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022. 406 p.
3. Tyn'yanova I. I., Drankovskyy V. E., Tyn'yanov O. D., Savenkov D. A. Pohoždzhennya elementiv protochnoyi chastyny vysokoeffektyvnoyi oborotnoyi hidromashyny [Adjustment of the elements of the flow part of the high-efficiency of pump-turbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 39–43.
4. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination of the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul, 2020, pp. 212–216.
5. Myronov K., Dmytriienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Int. Conf. on Reliable Systems Engineering, ICoRSE 2023. Vol. 762 (7–8 September 2023, Bucharest, Romania). Lecture Notes in Networks and Systems*. Cham, Springer Publ., 2023, pp. 66–77.
6. Jošt D., Škerlavaj A., Morgut M., Mežnar P., Nobile E. Numerical simulation of flow in a high head Francis turbine with prediction of efficiency, rotor stator interaction and vortex structures in the draft tube. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015, vol. 579.
7. Goyal R., Trivedi C., Gandhi B. K., Cervantes M. J. Numerical Simulation and Validation of a High Head Model Francis Turbine at Part Load Operating Condition. *Journal of The Institution of Engineers (India): Series C*. 2018, vol. 99, issue 5, pp. 557–570.
8. Daneshkakh K., Zangeneh M. Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method. *25-th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery Systems. Vol. 12*. 2010.
9. Chung T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge, Cambridge university press Publ., 2002. 1012 p.
10. Sun L., Liu L., Xu Z., Guo P. Numerical investigation of no-load startup in a high-head Francis turbine: Insights into flow instabilities and energy dissipation. *Physics of Fluids*. 2024, vol. 36, issue 3, p. 035142. doi: 10.1063/5.0196034
11. Myronov K. A., Dmytriienko O. V., Sokolkov D. O. Proyektuvannya vysokonapirnykh robochykh kolis radial'no-os'ovykh hidroturbin [Design of high head runners of francis turbines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 20–27. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.03
12. Krupa Ye. S., Dmytriienko O. V., Tyn'yanova I. I., Nedovyesov V. O. Prohnozuvannya enerhetychnykh kharakterystyk vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny z vykorystannym prohrannoho kompleksu CFD [Forecasting the energy characteristics of a high-pressure radial-axial hydroturbine using the CFD software complex]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 102–110. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.14

Надійшла (received) 10.12.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Миронов Костянтин Анатолійович (Myronov Kostiantyn) – 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 (Dmytriienko Olha) – 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/0000-0002-3510-2176>; e-mail: olga_dm@meta.ua

Деветярова Софія Олександрівна (Devetiartova Sofiia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студентка кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: sofii.devetiartova@mit.khpi.edu.ua

I. I. ТИНЬЯНОВА, О. Д. ТИНЬЯНОВ, Д. А. САВЕНКОВ, М. К. КОЦЮРУБА, І. С. НЕВИННИЙ

ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОБОЧОГО КОЛЕСА ОБОРОТНОЇ ГІДРОМАШИНИ

Розглянуто актуальну проблему розвитку та відновлення гідроакumuлюючих електростанцій (ГАЕС) в Україні, зокрема в умовах війни, що суттєво пошкодила енергетичну інфраструктуру та створила дефіцит потужностей. ГАЕС відіграють важливу роль у стабілізації енергосистеми, оскільки вони накопичують енергію під час низького навантаження і оперативно використовують її в пікові періоди або при аваріях. Водночас вони сприяють підвищенню енергетичної автономії країни та інтеграції відновлюваних джерел енергії. Акцентується, що при модифікації робочого колеса (РК) таких гідромашин (ГМ) виникає потреба у зміні геометрії окремих решіток. Кількісна оцінка внесених змін має базуватися на кінематичному й енергетичному аналізі кожної з решіток, що формують РК. Аналіз енергетичних і кінематичних характеристик просторової решітки РК дозволяє визначити внесок кожної окремої решітки (периферійної чи втулкової) у забезпечення необхідних експлуатаційних показників. Застосування безрозмірних параметрів для визначення гідродинамічних характеристик елементарних решіток РК дає змогу виявити закономірності робочого процесу та оцінити вплив геометрії РК і режимних параметрів ГМ на енергетичні характеристики. Встановлено, що оптимальний режим досягається за приблизно однаковою величиною позитивної циркуляції для всіх решіток; що складають просторову решітку РК. Виконане чисельне моделювання просторової течії в'язкої рідини в РК оборотних ГМ. Результати досліджень дозволили проаналізувати розподіл швидкості у РК. Підтверджено сталий характер течії вздовж вихідної кромки РК, що свідчить про узгодженість елементарних решіток на оптимальному режимі роботи, який забезпечує високі енергетичні показники ГМ. Порівняльний аналіз отриманих результатів за різними моделями з результатами фізичного експерименту показав задовільну збіжність, що свідчить про доцільність застосування обраних методів для дослідження оборотних гідромашин.

Ключові слова: оборотна гідралічна машина, проточна частина, робоче колесо, просторова решітка, безрозмірні параметри, кінематичні характеристики, енергетичні параметри, розподіл швидкості.

I. TYNIANOVA, O. TYNIANOV, D. SAVENKOV, M. KOTSIURUBA, I. NEVYNNYI

RESEARCH OF THE HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE RUNNER OF THE HIGH-EFFICIENCY OF PUMP-TURBINE

The current problem of development and restoration of pumped storage power plants in Ukraine is considered, in particular in the war conditions, which significantly damaged the energy infrastructure and created a capacity shortage. Pumped storage power plants play an important role in the power system stabilization, as they accumulate energy during low load and promptly use it during peak periods or in case of accidents. At the same time, they contribute to increasing the energy autonomy of the country and the integration of renewable energy sources. It is noted that when modifying the runner of such hydraulic machines, there is a need to change the geometry of individual lattice. The quantitative assessment of the changes made should be based on the kinematic and energy analysis of each runner lattices. Analysis of the energy and kinematic characteristics of the spatial runner lattice allows to determine the contribution of each separate lattice (periphery or hub) to ensuring the necessary operational characteristics. The use of dimensionless parameters to determine the hydrodynamic characteristics of elementary runner lattices allows to identify the regularities of the working process and to assess the influence of the runner geometry and the regime parameters of the hydraulic machines on the energy characteristics. It was found that the optimal mode is achieved at approximately the same value of positive circulation for all lattices; that build the spatial runner lattice. Numerical modeling of the spatial flow of viscous fluid in the runner of reversible hydraulic machines was performed in this work. The results of the research allowed to analyze the velocity distribution in the runner. The steady nature of the flow along the output edge of the runner was confirmed. This result indicates the consistency of the elementary lattices in the optimal operating mode, which provides high energy indicators of the hydraulic machine. A comparative analysis of the results obtained by different models with the results of the physical experiment showed satisfactory convergence. Obtained results indicate the expediency of using the selected methods for studying reversible hydraulic machines.

Keywords: reversible hydraulic machine, water passage, runner, spatial lattice, dimensionless parameters, kinematic characteristics, energy parameters, velocity distribution.

Вступ. Відновлення гідроенергетичних об'єктів після війни є одним із ключових завдань для енергетичної системи України. Гідроакumuлюючі електростанції (ГАЕС) мають критичне значення для стабільної роботи енергомережі, оскільки забезпечують баланс між виробництвом і споживанням електроенергії, особливо в умовах зростаючої частки відновлюваних джерел енергії (сонячних і вітрових), що характеризуються нерівномірною генерацією. Окрім технічної стабільності, ці станції сприяють підвищенню енергонезалежності країни, адже їх відновлення дозволить зменшити залежність від імпорту електроенергії та посилити стійкість енергосистеми до зовнішніх загроз. Відновлення ГАЕС забезпечує також економічну вигоду через ефективне використання енергоресурсів і сприяє досягненню екологічних цілей, оскільки ці станції не продукують

шкідливих викидів. Залучення міжнародних партнерів і впровадження інноваційних технологій є ключовими етапами відновлення цієї критичної інфраструктури [1–5].

Водночас важливим завданням є підвищення ефективності та надійності оборотних гідромашин, які є основними компонентами ГАЕС. При модифікації робочого колеса (РК) таких гідромашин виникає потреба в зміні геометрії окремих решіток. Кількісна оцінка внесених змін має базуватися на кінематичному й енергетичному аналізі кожної з решіток, що формують РК. Аналіз енергетичних і кінематичних характеристик просторової решітки РК дозволяє визначити внесок кожної окремої решітки (периферійної чи втулкової) у забезпечення необхідних експлуатаційних показників.

Таким чином, аналіз силової взаємодії потоку з окремими решітками є вкрай актуальним. Низка

досліджень демонструє, як зміни в конструкції окремих решіток впливають на енергетичні та кавітаційні показники оборотних гідромашин, а також поворотно-лопатевої і середньошвидкісних радіально-осьових гідротурбін [6–17].

Метою даної роботи є розробка методики визначення та аналізу гідродинамічних характеристик елементарних решіток РК оборотної гідромашини, що дозволяє оцінювати ступінь узгодженості окремих решіток, які входять до складу просторової лопаті РК.

Основна частина. Аналіз досліджень робочих процесів оборотних гідромашин показує, що розробці проточних частин (ПЧ) радіально-осьових високонапірних машин приділяється недостатньо уваги. Для ГАЕС ключовим є насосний режим, оскільки оборотна гідромашини повинна забезпечувати необхідний напір та відповідні кавітаційні характеристики. При цьому в турбінному режимі потрібно досягати розрахункової потужності з максимальним ККД.

Невідповідність оптимального режиму розрахунковим параметрам вимагає глибокого аналізу проточної частини в турбінному режимі для уточнення потужності, підвищення ККД та зменшення гідродинамічних нестабільностей. Сучасний підхід до дослідження ПЧ передбачає багатоваріантний аналіз впливу геометричних і режимних параметрів на енергетичні характеристики, що базується на використанні математичних моделей різних рівнів деталізації.

Створення системи взаємопов'язаних моделей на різних ієрархічних рівнях дозволяє ефективно проводити моделювання на всіх етапах проектування. Блочно-ієрархічний підхід дає змогу [18; 19]:

- автономно досліджувати характеристики окремих елементів ПЧ;
- вдосконалювати модель окремих елементів, не змінюючи загальну структуру;
- адаптувати рівень деталізації відповідно до цілей проектування.

Таким чином, цей підхід забезпечує гнучкість і ефективність у проектуванні та аналізі енергетичних характеристик оборотних гідромашин. У межах такого підходу зміна структури потоку зі зміною режиму враховується за допомогою набору взаємопов'язаних моделей різного рівня деталізації. Вибір оптимальної моделі залежить як від етапу дослідження ПЧ, так і від характеру поставленого завдання.

Практика розрахункових досліджень демонструє доцільність включення до кінематичного опису таких моделей:

- спрощеної моделі осередненого осесиметричного потоку, яка приблизно враховує зміщення поверхонь струму в порожнині РК;
- моделі потоку в решітках на поверхнях струму без врахування їхнього зміщення зі зміною режиму;
- опису потоку на основі безрозмірних усереднених параметрів.

У комплексі ці моделі забезпечують кінематичний опис в осьосиметричній зоні ПЧ, що слугує основою для створення математичних моделей

(ММ) робочого процесу загалом. Використання цього підходу дозволяє визначати параметри потоку без необхідності проведення обчислень обтікання. В роботі наводиться методика для визначення та аналізу гідродинамічних характеристик елементарних решіток РК оборотної гідромашини, яка забезпечує оцінку рівня узгодженості окремих решіток, що входять до складу просторової лопаті РК.

Кінематичні характеристики елементарних решіток. Кінематичні характеристики елементарних решіток визначаються залежністю вихідних параметрів потоку від вхідних параметрів та режимних умов. При цьому геометрія кожної з елементарних решіток, що входять до складу РК, залишається незмінною. Меридіональна швидкість на вхідній та вихідній кромках може бути виражена наступним чином: $C_{1m} = B_1(l_1)Q$ і $C_{2m} = B_2(l_2)Q$ (рис. 1). Параметри $B_1(l_1)$, $B_2(l_2)$ залежать від геометрії решітки на даній поверхні струму і не залежать від режиму; криволінійні координати l_1 і l_2 – відраховуються від втулки відповідно вздовж вхідної та вихідної кромки лопаті РК.

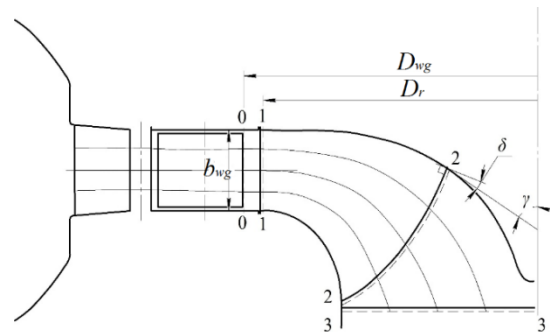


Рис. 1. Розрахункові перерізи проточної частини оборотної гідромашини при турбінному режимі

В рамках наближеної моделі течії коефіцієнт меридіональної швидкості $C_m^* = \frac{C_m D^2}{Q} = B D^2 = B'$ в кожній точці вхідної і вихідної кромки залишається постійним (не залежить від режимних параметрів ω і Q). Величини коефіцієнтів меридіональної швидкості виходять із рівняння витрати.

$$C_{1m}^* = B'_1 = \frac{1}{n2\pi r_1' \Delta'_1}; \quad C_{2m}^* = B'_2 = \frac{1}{n2\pi r_2' \Delta'_2}, \quad (1)$$

де Δ'_1 , Δ'_2 – товщини шару потоку елементарних решіток на вхідній і вихідній крайках, віднесені до діаметру РК $D = 1$ м, $r_1' = \frac{r_1}{D}$, $r_2' = \frac{r_2}{D}$. Розподіл коефіцієнта меридіональної швидкості B_2 вздовж вихідної кромки визначається відповідно до прийнятого меридіонального потоку і зберігається зі зміною режиму.

Кути потоку в абсолютному та відносному русі на вході в елементарну решітку знаходяться з рівнянь кінематичного зв'язку [5; 6]:

$$\operatorname{ctg} \alpha_1 = \frac{1}{2\pi B_1 r_1} \frac{\Gamma_0 D}{Q}. \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{ctg} \beta_1 &= \frac{r_1}{B_1} k_Q - \operatorname{ctg} \alpha_1; \\ \operatorname{ctg} \beta_1 &= \frac{r_1}{B_1} k_Q - \frac{1}{2\pi B_1 r_1} \frac{\Gamma_0 D}{Q}; \\ \operatorname{ctg} \beta_1 &= \frac{r_1}{B_1} k_Q - \frac{m}{2\pi B_1 r_1} \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q}. \end{aligned} \quad (3)$$

У формулах (2) і (3):

$$k_Q = \frac{\omega D^3}{Q} = \frac{\pi n_1}{30 Q_1} - \text{узагальнений режимний}$$

параметр;

$$\frac{\Gamma_0 D}{Q} - \text{безрозмірний кінематичний комплекс за}$$

НА;

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} - \text{середній кінематичний комплекс;}$$

$$m = \left(\frac{\Gamma_0 D}{Q} / \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} \right) - \text{коефіцієнт, що враховує}$$

нерівномірність вхідної циркуляції по висоті лопаті;

α_1 – кут потоку в абсолютному русі у вхідному перерізі РК;

β_1 – кут потоку на вході в РК у відносному русі.

Циркуляція та кути потоку в абсолютному та відносному русі на виході з елементарної решітки:

$$\Gamma_2 = k\Gamma_1 - (1-k)q \operatorname{ctg} \beta_{02} + (1-k)2\pi r_a^2 \omega, \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{ctg} \alpha_2 &= k \frac{r_1^2 B_1}{r_2^2 B_2} \operatorname{ctg} \beta_1 - (1-k) \operatorname{ctg} \beta_{02} + \\ &+ (1-k) \frac{r_a^2}{r_2^2} \frac{r_2}{B_2} \frac{\omega D^3}{Q}, \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{ctg} \beta_2 &= k \frac{r_1}{r_2} \frac{B_1}{B_2} \operatorname{ctg} \beta_1 + (1-k) \operatorname{ctg} \beta_{02} - \\ &- (1-k) \left[\frac{r_a^2}{r_2^2} - \frac{(1-k) \frac{r_1^2}{r_2^2}}{1-k} \right] \frac{r_2}{B_2} \frac{\omega D^3}{Q}. \end{aligned} \quad (6)$$

У формулах (4)–(6) k , r_a – гідродинамічні параметри елементарних решіток:

$$q = \frac{\Delta Q}{\Delta_2} = 2\pi r_2 C_{2m}, \quad (7)$$

q – витрата, віднесена до товщини шару потоку в околиці вихідної кромки.

Для густих решіток РК оборотної гідромашини коефіцієнт прозорості k малий, тому можна вважати $k=0$. Активний радіус решітки r_a знаходиться за допомогою спрощених моделей течії в каналах робочого колеса [18; 19]:

$$r_a = r_2 \sqrt{1 + \frac{\pi}{z} \sin \beta_{21} \sin \gamma_2}.$$

Для визначення кута безударного напрямку потоку за решітками β_{02} вводиться поправка, що враховує відмінність його від вихідного геометричного кута $\beta_{02} = \beta_{21} + \Delta \beta_{02}$.

Формули (1), (5), (6) вирішують завдання розрахунку меридіональних швидкостей і кутів потоку (в абсолютному та відносному русі) в околиці вихідної кромки. Кільцева складова швидкості знаходиться з вихідного трикутника швидкостей $C_{2u} = C_{2m} \operatorname{ctg} \alpha_2$.

Для кожної з елементарних решіток РК справедливе рівняння зв'язку циркуляцій (4), наведемо рівняння в безрозмірній формі:

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = k m \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} - (1-k)\mu + (1-k) \frac{\pi}{2} \lambda^2 k_Q, \quad (8)$$

де $\mu = \frac{\operatorname{ctg} \beta_{02}}{\Delta_2} = 2\pi r_2 B_2 \operatorname{ctg} \beta_{02}$ – гідродинамічний

параметр просторової решітки, що характеризує напрямки потоку в відносному русі, при якому гідравлічний момент на решітці дорівнює нулю;

$\lambda = \frac{r_a^2}{R^2}$ – безрозмірний активний радіус решітки;

$\Delta_2 = \frac{1}{2\pi r_2 B_2}$ – товщина шару потоку

елементарної решітки у вихідному перерізі РК.

Наведені рівняння описують кінематику потоку в абсолютному та відносному русі на вході та виході з решіток РК і можуть бути використані для аналізу потоку ПЧ гідромашин.

Безрозмірні теоретичні характеристики елементарних решіток РК. Наведемо рівняння безрозмірних напірної, моментної і потужностної характеристик, відповідно, для елементарних решіток РК в безрозмірному вигляді, де в якості змінних з незалежною розмірністю прийняті: ρ , D і Q [18–20]:

$$k_{HT} = \frac{1-k}{2\pi} \left(m \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \lambda^2 k_Q \right), \quad (9)$$

$$k_{MT} = \frac{M_{\Gamma} D}{\rho Q_{\kappa}^2} = \frac{1-k}{2\pi} \left(m \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \lambda^2 k_Q \right) k_Q, \quad (10)$$

$$k_{MN} = \frac{N_{\Gamma} D^4}{\rho Q_{\kappa}^3} = k_{HN} = \frac{1-k}{2\pi} \left(m \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \lambda^2 k_Q \right). \quad (11)$$

Для дослідження робочого процесу доцільно також використовувати інший варіант безрозмірних комплексів, в якому як величини з незалежною розмірністю прийняті ρ , ω , D .

Рівняння безрозмірних напірної, моментної та потужностної характеристик:

$$k_{HT}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(m \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)}{4} \lambda^2, \quad (12)$$

$$k_{MT}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(m \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^{*2} - \frac{(1-k)}{4} \lambda^2 k_Q^*, \quad (13)$$

$$k_{HT}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(m \frac{\bar{\Gamma}_0 D}{Q} + \mu \right) k_Q^{*2} - \frac{(1-k)\lambda^2}{4} k_Q^*. \quad (14)$$

З порівняння (13) і (14) випливає: $k_{HT}^* = k_{HT}^*$.

За обчисленими параметрами елементарних решіток за допомогою формул посередництва, наведених у [18; 19] знаходяться параметри просторових решіток РК.

Для кожної з елементарних решіток РК справедливе рівняння зв'язку циркуляцій (4). Помножуючи обидві частини рівняння на $\frac{dQ}{Q}$ і інтегруючи по всіх елементарних решітках знаходимо:

$$\bar{\Gamma}_2 = k_{cp} \bar{\Gamma}_1 - (1 - k_{cp}) \bar{q} \text{ctg} \tilde{\beta}_{02} + (1 - k_{cp}) 2\pi \bar{r}_a^2 \omega, \quad (15)$$

де

$$\bar{q} = \frac{1}{Q} \int q dQ; \text{ctg} \tilde{\beta}_{02} = \frac{\int q \text{ctg} \beta_{02} dQ}{\int q dQ}; \frac{\bar{r}_a^2}{R^2} = \frac{1}{Q} \int \left(\frac{r_a}{R} \right)^2 dQ.$$

Приймаємо

$$\bar{q} = \frac{1}{Q} \int q dQ = \frac{Q}{\Delta_2}. \quad (16)$$

$$\Lambda = \frac{\bar{r}_a^2}{R^2} = \sqrt{\frac{1}{Q} \int \left(\frac{r_a}{R} \right)^2 dQ}. \quad (17)$$

$$\mu = \frac{\text{ctg} \tilde{\beta}_{02} D}{\Delta_2} = \frac{D \int q \text{ctg} \beta_{02} dQ}{Q^2}. \quad (18)$$

Враховуючи

$$q = \frac{\Delta Q}{\Delta_2} = 2\pi r_2 C_{2m} = 2\pi r_2 B_2 Q,$$

$B'_2 = B_2 D^2$ знаходимо:

$$\tilde{\mu} = \frac{2\pi}{Q} \int r_2' B_2' \text{ctg} \beta_{02} dQ, \quad (19)$$

$$\tilde{\Delta}'_2 = \frac{\tilde{\Delta}_2}{D} = \frac{Q}{2\pi \int r_2' B_2' dQ}. \quad (20)$$

При розбивці лопатевої системи РК на n елементарних решіток формули для визначення гідродинамічних параметрів просторових решіток РК можуть бути перетворені до зручного для розрахунків виду:

$$\Lambda^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{r_{ai}^2}{R^2} \right), \quad (21)$$

$$\bar{\Delta}'_2 = \frac{n}{2\pi \sum_{i=1}^n r_2' B_2'} = \frac{n}{n^2 \sum_{i=1}^n \frac{1}{\Delta_{2i}}}, \quad (22)$$

$$\tilde{\mu} = \frac{2\pi}{n} \sum_{i=1}^n r_2' B_2' \text{ctg} \beta_{02i} = \frac{1}{n^2} \sum_{i=1}^n \frac{\text{ctg} \beta_{02i}}{\Delta_{2i}}, \quad (23)$$

$$B'_2 = \frac{1}{2\pi r_2' \Delta_{2i} n}. \quad (24)$$

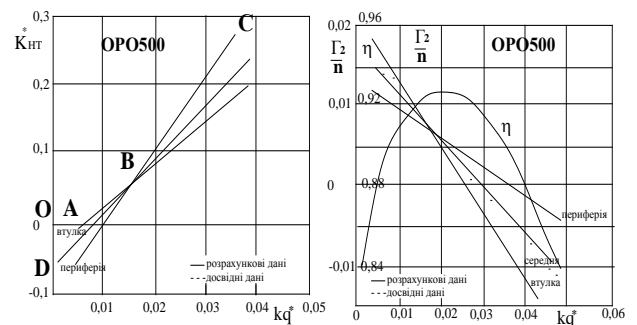
На рис. 2 показані прямі $\frac{\Gamma_2}{n_i} = f(K_Q^*)$ при

$\left(\frac{\Gamma_0 D}{Q} \right)_{\text{опт}} = \text{const}$, для трьох решіток (втулкова, середня, периферійна) та відповідні теоретичної

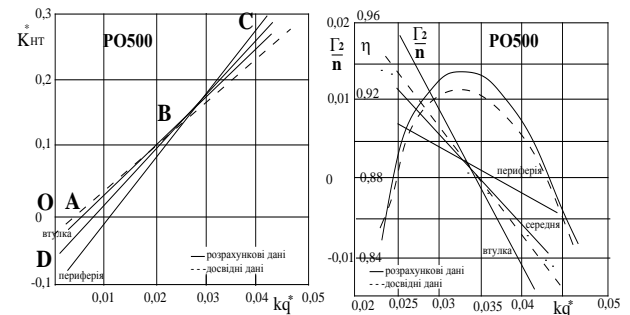
залежності з $\frac{\Gamma_2}{n_i} = \frac{\pi^2}{60} \lambda^2 - \frac{\pi}{30} \mu k_Q^*$, а також дослідні дані просторової решітки для РО500 і РО500. Відрізок ОА визначає параметр розгінного режиму на

заданому відкритті $\tilde{\alpha}_0$: $K_{HT}^* \Big|_{k_Q^*=0} = \frac{\pi \Lambda^2}{2 \left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} + \mu \right)}$.

Робочі режими для цього відкриття розміщені на ділянці ВС. Параметри Λ для даних елементарних решіток визначаються відрізками OD, відсікаються прямими осі ординат, $K_{HT}^* \Big|_{k_Q^*=0} = \frac{\Lambda^2}{4}$. Різні величини параметра μ дають різні кути нахилу прямих $K_{HT}^* = f(k_Q^*)$ [18]. Розрахункова величина K_{HT}^* на оптимальному режимі приблизно однакова для всіх елементарних решіток і добре узгоджується з величиною отриманої з дослідних даних.



a



б

Рис. 2. Залежності $K_{HT}^* = f(k_Q^*)$, $\eta = f(k_Q^*)$, $\frac{\Gamma_2}{n_i} = f(K_Q^*)$:

a – РО500; б – ПО500

Для більш досконального дослідження оборотної гідромашини ОРО500 було проведено чисельне дослідження на мікрорівні за допомогою програми CFD, що дозволило отримати розподіл швидкостей в проточній частині в турбінному режимі при оптимальних значеннях витрати та обертів (рис. 3).

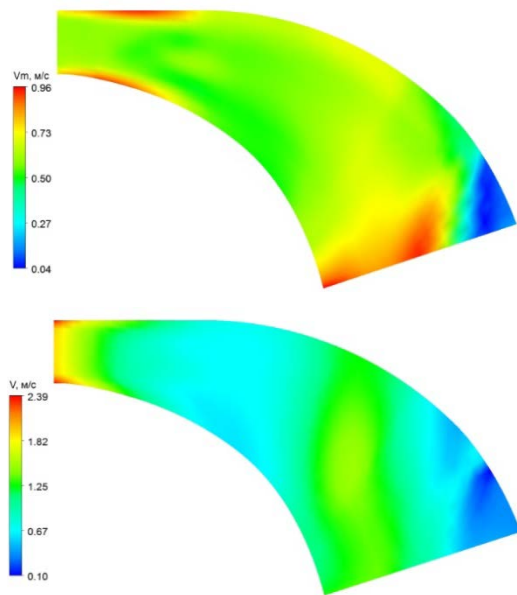


Рис. 3. Розподіл компонентів швидкості в меридіональному перетині лопаті робочого колеса (меридіональна і відносна)

Проведений чисельний аналіз просторової течії в'язкої рідини в робочих колесах оборотної гідромашини з використанням програмного комплексу CFD дозволив детально дослідити особливості течії, такі як розподіл швидкості, тиску та кутів потоку. Результати підтвердили сталий характер течії вздовж вихідної кромки РК, що свідчить про високу узгодженість елементарних решіток, забезпечуючи оптимальний режим роботи. Це дозволяє досягти високих енергетичних показників гідромашини та підтвердило ефективність запропонованого підходу до проектування лопатевих систем.

Використання безрозмірних параметрів для розрахунку гідродинамічних характеристик у характерних перетинах ПЧ та вздовж ліній течії у РК дозволяє глибше вивчити закономірності робочого процесу та оцінити вплив геометрії робочих органів на енергетичні характеристики. Уточнення розрахунків можливе завдяки застосуванню програм чисельного моделювання просторової течії. Вибір найбільш ефективного методу залежить від стадії проектування проточної частини та конкретних задач дослідження.

Висновки. Аналіз РК у широкому діапазоні змін напору з високими енергетичними показниками показав, що оптимальний режим досягається за умови приблизно однакової величини позитивної циркуляції для всіх решіток. Описана методика розрахунку та аналізу гідродинамічних характеристик окремих решіток дає змогу оцінити їхній вплив на енергетичні показники та кавітаційні властивості РК оборотної гідромашини.

Список літератури

1. *Новий план: як Україна планує досягти 27 % ВДЕ до 2030 року.* URL: <https://www.ukrinform.ua/rubric-economy/3904702-novij-plan-ak-ukraina-planue-dosagti-27-vde-do-2030-roku.html> (дата звернення: 08.11.2024).
2. *Уряд України затвердив Національний план дій з відновленої енергетики, а також ухвалив рішення про проведення аукціону на будівництво нових потужностей ВДЕ до 110 МВт та конкурсу на будівництво 700 МВт генеруючої потужності високоманеврових електростанцій.* URL: [https://eba.com.ua/uryad-ukrayiny-zatverdyy-natsionalnyj-plan-dij-z-vidnovlyvanoyi-energetyky-a-takozh-uhvalyv-rishennya-pro-provedennya-auksionu-na-budivn/](https://eba.com.ua/uryad-ukrayiny-zatverdyy-natsionalnyj-plan-dij-z-vidnovlyvanoyi-energetyky-a-takozh-uhvalyv-rishennya-pro-provedennya-auksionu-na-budivnytstvo-novyh-potuzhnostej-vde-do-110-mvt-ta-konkursu-na-budivn/) (дата звернення: 08.11.2024).
3. *Про затвердження Національного плану дій з відновленої енергетики на період до 2030 року та плану заходів з його виконання.* URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/761-2024-%D1%80#Text> (дата звернення: 10.11.2024).
4. *Україна – енергетичний хаб Європи. Уряд схвалив Енергетичну стратегію до 2050 року.* URL: <https://mev.gov.ua/novyna/ukrayina-enerhetychnyy-khab-yevropy-uryad-skhvalyv-enerhetychnu-stratehiyu-do-2050-roku> (дата звернення: 10.11.2024).
5. Sokol Ye., Cherkashenko M., Drankovskiy V. Control and energy models of reversible hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 2. P. 4–11. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.01
6. Рябенко О. А., Клюха О. О., Тимошук В. С. Роль ГАЕС в роботі енергосистем. *Вимірвальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах.* Київ. 2014. № 2. С. 167–170.
7. Кучерява І. М., Сорокіна Н. Л. Шляхи регулювання графіків навантаження та управління споживанням електричної енергії. *Гідроенергетика України.* 2007. № 4. С. 36–44.
8. Ландау Ю. О. Основні тенденції розвитку гідроенергетики України. *Наукові роботи.* Харків. 2014. Т. 53, вип. 40. С. 82–86.
9. Sun H., Xiao R. F., Yang W., Liu W. C. The optimal model of misaligned guide vanes for a particular pump-turbine. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Vol. 15 (19–23 August 2012, Beijing, China).* doi: 10.1088/1755-1315/15/3/032037
10. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul).* Istanbul, 2020. P. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
11. Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series.* 2015. Vol. 579.
12. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical research of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 7 (1229). P. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
13. Дедков В. М. Визначення розрахункових параметрів оборотних гідромашин для діапазону напорів $H = 70\text{--}700$ м. *Проблеми машинобудування.* 2008. Т. 11, № 1. С. 7–11.
14. Hasmatuchi V. *Hydrodynamics of a pump-turbine operating at off-design conditions in generating mode.* Lausanne: École polytechnique fédérale de Lausanne, 2012. 168 p.
15. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering.* 2015. Vol. 5. P. 399–410.
16. Khorev O. Numerical study of fluid flow in a spiral chamber of aradial-axial hydraulic machine. *East European Journal of Advanced Technology.* 2013. No. 1/8. P. 41–45.
17. Тиньянова І. І., Рєзва К. С., Дранковський В. Е. Визначення гідродинамічних характеристик оборотних гідромашин на основі методів математичного моделювання. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 1. P. 58–66. doi: 10.20998/2411-3441.2021.1.07
18. Дранковський В. Е., Миронов К. А., Тиньянова І. І., Рєзва К. С., Крупа Є. С., Кухтенков Ю. М. *Математичне моделювання робочого процесу гідромашин: монографія.* Харків: НТУ «ХПІ», 2022. 406 с.
19. Количев В. О., Дранковський В. Е., Мараховський М. Б. *Розрахунок гідродинамічних характеристик напрямних апаратів гідротурбіни.* Харків: НТУ «ХПІ», 2002. 216 с.

20. Tynianova I., Rezvaya K., Drankovskiy V., Savenkov D., Tynianov O. Design of highly efficient water passage of pump-turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 2. P. 38–43. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.05

References (transliterated)

1. *Novyy plan: yak Ukrayina planuye dosyagty 27 % VDE do 2030 roku* [New plan: how Ukraine plans to reach 27 % of RES by 2030]. Available at: <https://www.ukrinform.ua/rubric-economy/3904702-noviy-plan-ak-ukraina-planue-dosagti-27-vde-do-2030-roku.html> (accessed 08.11.2024).
2. *Uryad Ukrayiny zatverdyy Natsional'nyy plan diy z vidnovlyuvanoyi enerhetyky, a takozh ukhvalyuv rishennya pro provedennya auktsionu na budivnytstvo novykh potuzhnostey VDE do 110 MvT ta konkursu na budivnytstvo 700 MvT heneruyuchoyi potuzhnosti vysokomanevrovnykh elektrostantsiy* [The Government of Ukraine approved the National Renewable Energy Action Plan and decided to hold an auction for the construction of new renewable energy facilities up to 110 MW and a tender for the construction of 700 MW of highly manoeuvrable power plants]. Available at: <https://eba.com.ua/uryad-ukrayiny-zatverdyy-natsionalnyj-plan-diy-z-vidnovlyuvanoyi-energetyky-a-takozh-uhvalyuv-rishennya-pro-provedennya-auktsionu-na-budivnytstvo-novykh-potuzhnostey-vde-do-110-mvt-ta-konkursu-na-budivn/> (accessed 08.11.2024).
3. *Pro zatverdzhennya Natsional'noho planu diy z vidnovlyuvanoyi enerhetyky na period do 2030 roku ta planu zakhodiv z yoho vykonannya* [On approval of the National Renewable Energy Action Plan for the period up to 2030 and the action plan for its implementation]. Available at: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/761-2024-%D1%80#Text> (accessed 10.11.2024).
4. *Ukrayina – enerhetychny khab Yevropy. Uryad skhvalyuv Enerhetychnu stratehiyu do 2050 roku* [Ukraine is the energy hub of Europe. The government has approved the Energy Strategy until 2050]. Available at: <https://mev.gov.ua/novyna/ukrayina-enerhetychny-khab-yevropy-uryad-skhvalyuv-enerhetychnu-stratehiyu-do-2050-roku> (accessed 10.11.2024).
5. Sokol Ye., Cherkashenko M., Drankovskiy V. Control and energy models of reversible hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 4–11. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.01
6. Ryabenko O. A., Klyukha O. O., Tymoshchuk V. S. Rol' HAES v roboti enerhosystem [The role of PSP in the operation of power systems]. *Vymiryval'na ta obchyslyval'na tekhnika v tekhnolohichnykh protsesakh*. Kyiv. 2014, no. 2, pp. 167–170.
7. Kucheryava I. M., Sorokina N. L. Shlyakhy rehulyuvannya hrafikiv navantazhennya ta upravlinnya spozhyvanniam elektrychnoyi enerhiyi [Ways of adjusting load schedules and controlling the consumption of electric energy]. *Hidroenerhetyka Ukrayiny*. 2007, no. 4, pp. 36–44.
8. Landau Yu. O. Osnovni tendentsiyi rozvytku hidroenerhetyky Ukrayiny [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Naukovi roboty*. Kharkiv. 2014, vol. 53, issue 40, pp. 82–86.
9. Sun H., Xiao R. F., Yang W., Liu W. C. The optimal model of misaligned guide vanes for a particular pump-turbine. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*. Vol. 15 (19–23 August 2012, Beijing, China). doi: 10.1088/1755-1315/15/3/032037
10. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynianova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination of the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul, 2020, pp. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
11. Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015, vol. 579.
12. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynianova I. The numerical reseach of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 7 (1229), pp. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
13. Dyedkov V. M. Vyznachennya rozrakhunkovykh parametriv oborotnykh hidromashyn dlya diapazonu naporiv H = 70–700 m [Determination of the design parameters of reversible hydraulic machines for the range of head H = 70–700 m]. *Problemy mashynobuduvannya*. 2008, vol. 11, no. 1, pp. 7–11.
14. Hasmatuchi V. *Hydrodynamics of a pump-turbine operating at off-design conditions in generating mode*. Lausanne, École polytechnique fédérale de Lausanne Publ., 2012. 168 p.
15. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
16. Khorev O. Numerical study of fluid flow in a spiral chamber of aradial-axial hydraulic machine. *East European Journal of Advanced Technology*. 2013, no. 1/8, pp. 41–45.
17. Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Drankovskyy V. E. Vyznachennya hidrodinamichnykh kharakterystyk oborotnykh hidromashyn na osnovi metodiv matematychnoho modelyuvannya [Determination of hydrodynamic characteristics of reversible hydraulic machines based on mathematical modeling methods]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 1, pp. 58–66. doi: 10.20998/2411-3441.2021.1.07
18. Drankovskyy V. E., Myronov K. A., Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Krupa Ye. S., Kukhtenkov Yu. M. *Matematychnye modelyuvannya robochoho protsesu hidromashyn: monohrafiya* [Mathematical modelling of the hydraulic machine workflow]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022. 406 p.
19. Kolychev V. O., Drankovskyy V. E., Marakhovskyy M. B. *Rozrakhunok hidrodinamichnykh kharakterystyk napryamnykh aparativ hidroturbiny* [Calculation of the hydrodynamic characteristics of the wicket gate of the hydraulic turbine]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2002. 216 p.
20. Tynianova I., Rezvaya K., Drankovskiy V., Savenkov D., Tynianov O. Design of highly efficient water passage of pump-turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 2, pp. 38–43. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.05

Надійшла (received) 30.11.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Тиньянова Ірина Іванівна (Tynianova Iryna) – 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/0000-0003-1185-3458>; e-mail: t.irinai@ukr.net

Тиньянов Олександр Дмитрович (Tynianov Oleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-7224-7152>; e-mail: oleksandr.tynianov@mit.khpi.edu.ua

Савенков Дмитро Анатолійович (Savenkov Dmytro) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-8654-627X>; e-mail: dmytro.savenkov@gmail.com

Коцюрuba Мирослава Костянтинівна (Kotsiuruba Myroslava) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студентка кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: myroslava.kotsiuruba@mit.khpi.edu.ua

Невинний Ілля Сергійович (Nevynnyi Illia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: illia.nevynnyi@mit.khpi.edu.ua

Ye. KRUPA, R. DEMCHUK

COMPREHENSIVE REVIEW OF SOLIDWORKS AND ANSYS FOR HYDRAULIC MACHINERY DESIGN AND ANALYSIS

An in-depth analysis of current computer-aided design (CAD) and systems engineering analysis (CAE) software is presented, focusing on SolidWorks and ANSYS. Particular attention is paid to their use in the design and analysis of hydraulic machines, where these tools play an essential role in the development of turbines, pumps, and other components. SolidWorks stands out as the leading tool for creating 3D models of hydraulic assemblies, allowing engineers to optimize designs and reduce hydraulic losses early in the design process. In addition, SolidWorks offers a user-friendly interface and powerful modeling capabilities, allowing you to perform fundamental analyses in a hydraulic simulation environment. A review of the widely used ANSYS program, recognized as a tool for performing complex engineering analyses covering a wide range of physical phenomena, including thermal, mechanical, electromagnetic, and hydrodynamic processes, is performed. The multiphysics capabilities of ANSYS allow engineers to model complex interactions of physical phenomena in a single simulation environment, which is especially important for tasks such as designing power plants or hydro turbines. A comprehensive review of simulation features, including Finite Element Analysis (FEA) and flow modeling, is performed to provide early detection of design problems. The application of ANSYS is proposed for the in-depth analysis of hydrodynamic phenomena occurring in turbines during their operation, which allows the optimization of the geometry of the blades and reduces the risk of cavitation. Furthermore, it is emphasized that integrating both software packages creates a powerful toolkit for engineers, allowing them to combine design and analysis in a single workflow. It is concluded that effective use of SolidWorks and ANSYS can significantly improve the quality of hydraulic machine development, reducing design time and increasing reliability. The article also provides practical examples of the use of these programs in real projects, demonstrating their effectiveness and impact on engineering solutions in the field of mechanical engineering.

Keywords: SolidWorks, ANSYS, hydraulic machines, design, computational fluid dynamics, numerical research.

Є. С. КРУПА, Р. М. ДЕМЧУК

КОМПЛЕКСНИЙ ОГЛЯД SOLIDWORKS ТА ANSYS ДЛЯ ПРОЄКТУВАННЯ ТА АНАЛІЗУ ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН

Представлено глибокий аналіз сучасного програмного забезпечення для систем автоматизованого проєктування (CAD) та систем інженерного аналізу (CAE), з акцентом на SolidWorks та ANSYS. Особливу увагу приділено їх використанню в проєктуванні та аналізі гідравлічних машин, де ці інструменти відіграють важливу роль у розробці турбін, насосів та інших компонентів. SolidWorks виділяється як провідний інструмент для створення 3D-моделей гідравлічних агрегатів, що дозволяє інженерам оптимізувати конструкції та зменшувати гідравлічні втрати на ранніх етапах проєктування. Крім того, SolidWorks пропонує зручний інтерфейс і потужні можливості симуляції, дозволяючи виконувати базові аналізи безпосередньо в середовищі моделювання гідравлічних систем. Виконано огляд широко використовуваної програми ANSYS, що визнаний як інструмент для виконання складних інженерних аналізів, які охоплюють широкий спектр фізичних явищ, включаючи теплові, механічні, електромагнітні та гідродинамічні процеси. Мультифізичні можливості ANSYS дозволяють інженерам моделювати складні взаємодії фізичних явищ в єдиному середовищі симуляції, що є особливо важливим для таких завдань, як проєктування енергетичних установок або гідротурбін. Виконано всебічний огляд функцій симуляції, які включають аналіз кінцевих елементів (FEA) та моделювання потоків, що забезпечує раннє виявлення потенційних проблем у конструкції. Запропоновано застосування ANSYS для глибокого аналізу гідродинамічних явищ, що відбуваються в турбінах під час їх експлуатації, дозволяючи оптимізувати геометрію лопатей та зменшувати ризик кавітації. Додатково, підкреслено, що інтеграція обох програмних комплексів створює потужний інструментарій для інженерів, дозволяючи їм поєднувати проєктування та аналіз у єдиному робочому процесі. Зроблено висновок про те, що ефективне використання SolidWorks та ANSYS може значно покращити якість розробки гідравлічних машин, зменшивши час на проєктування та підвищивши їх надійність. У статті також представлено практичні приклади використання цих програм у реальних проєктах, що демонструють їх ефективність та вплив на інженерні рішення в галузі машинобудування.

Ключові слова: SolidWorks, ANSYS, гідравлічні машини, проєктування, обчислювальна гідродинаміка, чисельне дослідження.

Introduction. The continuous development of modern technology is transforming every industry, and computer-aided design (CAD) is no exception. Computer-Aided Design and Computer-Aided Engineering (CAE) systems have become indispensable tools for engineers, designers, and researchers, playing a crucial role in the innovation and optimization of products and processes. This article reviews modern CAD and CAE programs, focusing on SolidWorks and ANSYS, their capabilities, advantages, applications, and critical role in hydraulic machinery and hydro turbine construction.

Modern CAD and CAE programs, such as SolidWorks and ANSYS, play a crucial role in designing and analyzing hydraulic machines, including hydraulic turbines and pumps. These tools allow engineers to create complex models, optimize designs, and conduct detailed performance analyses of hydraulic systems. In hydro turbine engineering, SolidWorks is used for the 3D

modeling turbine components, such as runner blades and guide vanes, ensuring high precision during the design phase. Meanwhile, ANSYS performs complex calculations, including fluid flow and thermal process analysis, which are critical for improving turbine efficiency under various operating conditions.

SolidWorks: A Versatile Tool for 3D Design. SolidWorks is one of the most widely used CAD programs globally, especially in hydraulic engineering and hydro turbine construction. Its user-friendly interface (Fig. 1) and comprehensive tools allow engineers to efficiently design complex hydraulic components such as turbine blades, casings, and guide vanes. For example, SolidWorks enables precise parametric modeling of runner blades in hydraulic turbine development, helping optimize their shape for improved fluid flow. This precision ensures efficient energy conversion in hydraulic turbines under various operational conditions [1–7].

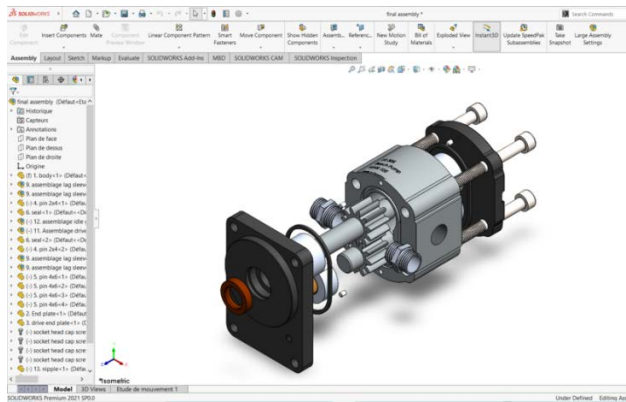


Fig. 1. SolidWorks Interface

Key Features of SolidWorks. 1. **Parametric Solid Modeling:** SolidWorks's core is its parametric solid modeling capability, which allows designers to create highly detailed parts and assemblies with exceptional precision. This feature is crucial in hydraulic machine design, such as for hydraulic turbines and pumps, where the geometry of components like turbine blades and casings needs to be optimized for maximum efficiency. The parametric design tools in SolidWorks make it easy to modify critical parameters, such as dimensions and angles, ensuring efficient iterative design processes. Engineers can quickly adjust designs to achieve optimal fluid dynamics and performance in hydraulic turbine construction. Parametric solid modeling in SolidWorks also facilitates the integration of design changes across complex assemblies, ensuring that all components remain coherent and functional throughout the iterative process. This capability is particularly beneficial in hydraulic machinery, where even minor adjustments can significantly impact overall system performance and efficiency [1–7].

2. **Surface and Sheet Metal Design:** SolidWorks also offers advanced tools for surface and sheet metal design (Fig. 2), essential in creating complex hydraulic components such as turbine housings and pump parts.

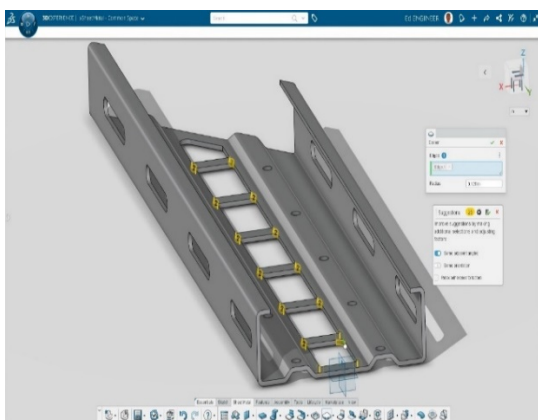


Fig. 2. 3D Sheet Metal Creator

These tools allow engineers to develop intricate bent shapes and ensure manufacturability by producing accurate flat patterns, particularly useful in the hydropower industry. The sheet metal features in SolidWorks streamline the production process, ensuring

that designs meet the specifications for structural integrity and efficiency. Additionally, these tools enable engineers to quickly test and simulate the bending and folding processes, reducing the risk of material waste and ensuring that components will fit precisely during assembly, which is particularly beneficial when designing large-scale components for hydraulic turbines, where minor discrepancies can significantly affect performance and durability under operational loads [7].

3. **Simulation Capabilities:** Although primarily known as a CAD tool, SolidWorks includes built-in simulation features that allow for fundamental finite element analysis (FEA), motion studies, and thermal simulations. These tools are critical during the early stages of hydraulic machinery design, providing preliminary insights into how turbine blades, pump housings, and other components will perform under operational conditions. This initial analysis helps engineers identify potential performance issues before moving to more advanced simulations in ANSYS, ensuring the design meets structural and thermal requirements.

4. **Collaborative Design and Data Management:** SolidWorks facilitates collaboration among engineering teams with its Product Data Management (PDM) system. This system allows for efficient design data management, revision control, and real-time updates, which are essential for large-scale hydropower and hydraulic machinery projects. Multiple engineers can work simultaneously on different project parts, such as a turbine runner or a guide vane system, ensuring that all designs are consistent and up-to-date. This feature is handy in constructing complex hydraulic systems, where teamwork and data accuracy are vital [7].

5. **Extensive Library of Standard Components:** SolidWorks includes a comprehensive library of standard components, such as fasteners, bearings, and seals, frequently used in hydraulic machinery. This library speeds up the design process by allowing engineers to quickly integrate pre-designed, industry-standard parts into complex hydraulic systems, ensuring compatibility and reliability. Using these standardized components for hydraulic turbines and pumps reduces design time and ensures compliance with industry standards, making the final product more reliable and easier to maintain [7].

Applications of SolidWorks. SolidWorks is widely used across various industries, including automotive, aerospace, consumer products, and industrial equipment. However, its versatility makes it an essential tool for designing and developing hydraulic machinery, especially in the hydropower sector, where precision and efficiency are crucial.

1. **Hydraulic Turbine Design:** In the hydropower industry, SolidWorks is extensively used for designing critical components of hydraulic turbines (Fig. 3, 4), such as runner blades, guide vanes, and casings. The software's ability to handle complex assemblies makes it ideal for engineers working on large-scale hydropower projects, where all components must fit together seamlessly to ensure optimal energy conversion and efficiency. By utilizing SolidWorks, engineers can create detailed 3D models that allow for precise fluid dynamics analysis

within turbines, helping minimize hydraulic losses and improve overall performance [7].

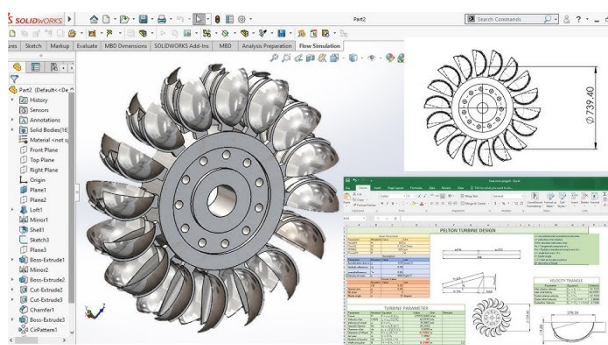


Fig. 3. 3D model of a Pelton turbine designed in SolidWorks

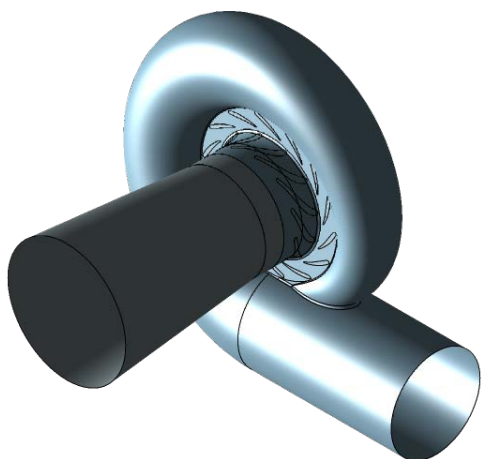


Fig. 4. 3D model of a Francis turbine designed in SolidWorks

2. Pumps and Fluid Handling Systems: SolidWorks is also applied in designing pumps and other fluid handling systems critical in water management and hydraulic infrastructure. Its ability to model complex flow paths and optimize mechanical components ensures that pumps operate efficiently under a wide range of fluid conditions. Engineers use SolidWorks to design high-precision pumps, reducing the risk of cavitation and other performance issues. Additionally, the software allows for the integration of standard components, simplifying maintenance and ensuring reliability in fluid handling systems.

3. Hydropower Station Equipment: SolidWorks is widely used to design industrial equipment for hydropower stations, including turbines, valves, and piping systems. The software's simulation capabilities allow engineers to test equipment under real-world conditions, such as varying water pressures and flow rates, ensuring that the designs meet the necessary durability and safety requirements and optimizing performance to reduce energy losses in power generation systems.

4. Industrial Hydraulic Systems: SolidWorks is also used to design hydraulic systems in industrial machinery and its application in hydropower. Engineers rely on the software's 3D modeling and simulation tools to create exact and reliable machinery, even in harsh working conditions. SolidWorks' ability to simulate the interaction between hydraulic components and fluid flow ensures that industrial hydraulic systems perform efficiently and are

durable enough for long-term use in demanding environments [8].

ANSYS: Advanced Simulation and Engineering. ANSYS is a leading CAE software suite that analyzes and optimizes hydraulic machines like turbines. The software offers powerful simulation tools for assessing fluid flow, thermal performance, and structural integrity of hydro turbine components under real-world conditions. For instance, in the design of Francis and Kaplan turbines, ANSYS enables engineers to simulate complex fluid dynamics within the turbine's flow path, optimizing efficiency and reducing hydraulic losses. Additionally, ANSYS helps ensure the structural durability of turbine blades by analyzing stress distribution under varying operational loads [9–11].

Key Features of ANSYS. 1. Finite Element Analysis (FEA): ANSYS is renowned for its powerful FEA capabilities, which allow engineers to analyze the structural integrity of their designs under different loads and constraints (Fig. 5). This feature is essential in industries where safety and reliability are paramount, such as aerospace and civil engineering.

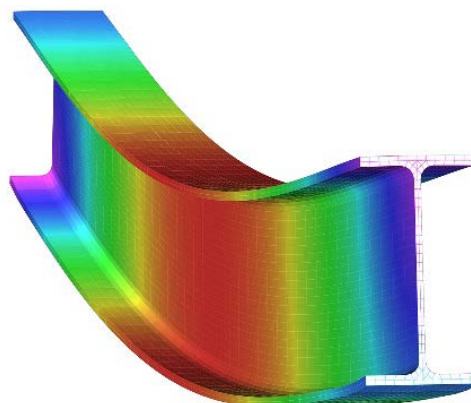


Fig. 5. FEA process in ANSYS with a multi-colored visualization of the stress and strain distribution on the model

2. Computational Fluid Dynamics (CFD): ANSYS includes advanced CFD tools that enable engineers to simulate fluid flow, heat transfer, and chemical reactions under different conditions [10]. These tools are invaluable in industries like automotive and aerospace, where optimizing aerodynamics and cooling systems is essential.

In the hydropower sector, CFD tools simulate water flow through hydraulic turbines (Fig. 6), allowing engineers to optimize blade geometry and reduce hydraulic losses. ANSYS CFD helps improve turbine efficiency and ensures that designs can handle varying flow conditions without performance loss. Additionally, CFD is essential for identifying potential cavitation zones and optimizing cooling systems in hydropower plants, ensuring efficient thermal management in high-power environments.

Furthermore, ANSYS CFD allows for the simulation of unsteady fluid flow, enabling engineers to analyze transient phenomena like pressure surges and flow oscillations, which are critical in maintaining the stability and safety of hydraulic systems.

3. Electromagnetic Simulation: ANSYS provides tools for simulating electromagnetic fields (Fig. 7),

essential for designing electronic devices, antennas, and power systems. These simulations help ensure designs meet regulatory requirements and perform as expected in real-world conditions [10].

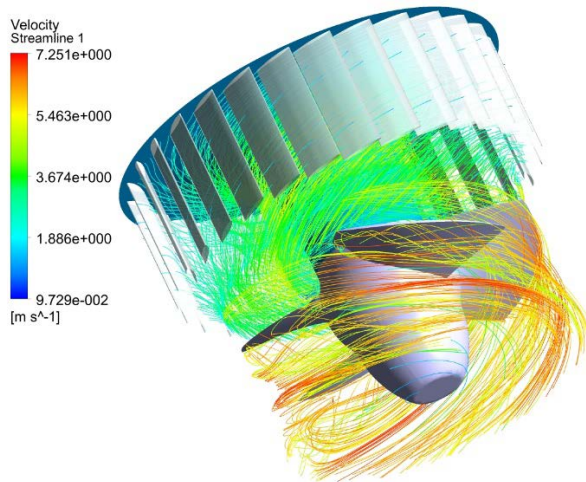


Fig. 6. Velocity distribution visualization in a Kaplan turbine using ANSYS CFD

4. Multiphysics Simulation: One of the standout features of ANSYS is its ability to perform multiphysics simulations (Fig. 8), where different physical phenomena are analyzed simultaneously. For example, engineers can simulate how a structure will behave under thermal stress while considering the effects of fluid flow and electromagnetic fields [10].

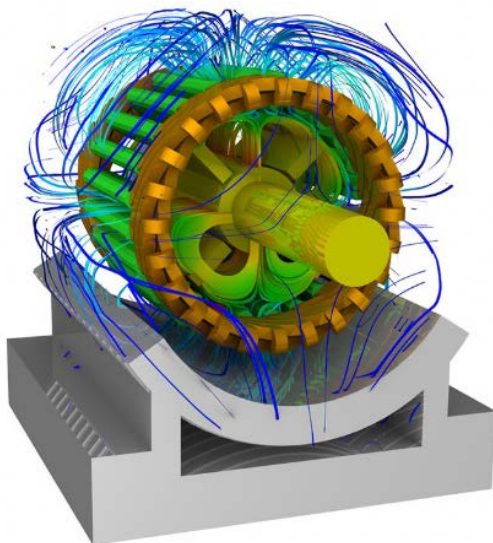


Fig. 7. Visualization of electromagnetic fields around an electronic device

5. Optimization and Design Exploration (Fig. 9): ANSYS includes tools for exploration and optimization, allowing engineers to identify the best design parameters to meet performance criteria [7]. This feature helps reduce the time and cost associated with prototyping and testing.

Applications of ANSYS. ANSYS is widely used across various industries to ensure that designs perform as expected under different conditions, and its advanced simulation capabilities make it an essential tool for engineers working on complex hydraulic projects.

ANSYS's versatility is especially valuable in hydropower and fluid dynamics applications, where precise simulations of fluid flow, structural integrity, and thermal behavior are critical [9–12].

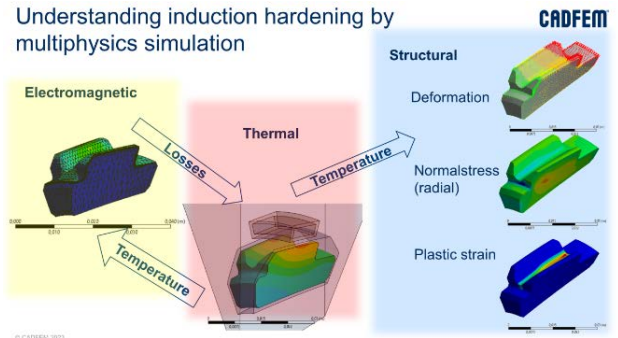


Fig. 8. Complex model showing the effects of thermal, mechanical and fluid processes simultaneously

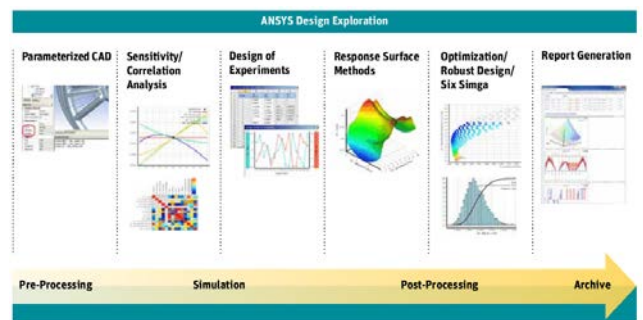


Fig. 9. Process of optimizing design parameters using ANSYS

- Hydraulic Turbine Engineering: In the design of hydraulic turbines, ANSYS is used to simulate fluid dynamics and structural integrity under operational loads. Engineers use ANSYS to optimize the performance of turbine blades and guide vanes by analyzing the effects of water flow and pressure distribution, which helps reduce hydraulic losses, improve efficiency, and ensure that turbine components withstand the stresses of high-speed water flow [1–3].

Additionally, ANSYS simulations help mitigate cavitation risks, which is a critical factor in prolonging the lifespan of hydraulic turbines [10];

- Pumps and Fluid Handling Systems: ANSYS plays a vital role in designing and analyzing pumps and fluid handling systems in the water management and industrial sectors. Engineers use ANSYS's Computational Fluid Dynamics (CFD) tools to optimize pump performance by analyzing flow characteristics and minimizing energy losses due to turbulence or cavitation, ensuring that pumps operate efficiently under varying fluid conditions, contributing to improved energy conservation and system reliability [2];

- Energy and Power Systems: In the energy sector, ANSYS is utilized to optimize the design and performance of hydropower plants, wind turbines, and solar energy systems. Its simulation tools help engineers assess turbines' thermal and structural performance under different operating conditions, such as fluctuating water flow or environmental changes. These analyses ensure energy generation systems' long-term reliability and

efficiency. Additionally, ANSYS enables the integration of multiple physics (fluid, thermal, and structural) in a single simulation, which is vital for comprehensive hydropower system design;

- Civil Engineering: ANSYS is also employed in civil engineering for the design and safety analysis of hydraulic structures such as dams, reservoirs, and water channels. Its simulation capabilities allow engineers to model the effects of fluid pressure, wind, and seismic activity on these structures, ensuring their durability and safety in varying environmental conditions, which is especially important in hydropower stations, where dam integrity is critical for energy production and public safety [10].

Generative Design and AI Integration. Generative design and AI integration are transforming how hydraulic machines are designed, with SolidWorks and ANSYS providing advanced tools to optimize the development process (Fig. 10). In hydraulic engineering, AI-powered generative design can automatically generate and test multiple design iterations for turbine components such as impellers and diffusers, significantly reducing material usage and increasing efficiency. ANSYS plays a crucial role in simulating and validating these AI-generated designs, ensuring they meet performance criteria in real-world conditions, especially for optimizing the hydraulic performance of turbines [10–12].

In generative design workflows, engineers input key design constraints, such as load requirements and material limits, while the AI algorithm generates multiple potential solutions. These designs are then analyzed using ANSYS to evaluate structural integrity, fluid dynamics, and thermal performance. This ensures the final design meets operational criteria and is optimized for material usage and manufacturing efficiency. This iterative process is precious in hydraulic turbine design, where minimizing material use and maximizing performance are critical factors.

ANSYS's simulation capabilities complement

generative design by enabling detailed evaluations of AI-generated models. Engineers can simulate complex interactions, such as water flow over turbine blades or thermal stresses within hydraulic components, ensuring that designs are efficient but also robust and reliable under real-world conditions. Integrating generative design with advanced simulations enables engineers to create highly innovative hydraulic machines that push the boundaries of traditional design methods.

Meanwhile, ANSYS Cloud provides scalable computational resources for running large-scale simulations of hydraulic turbines, such as analyzing fluid flow and stress across turbine blades and casings. This combination allows engineers to optimize hydro turbine performance remotely, reducing design cycles and enhancing project coordination [10–12].

Advanced Applications of SolidWorks and ANSYS in the Design and Analysis of Hydraulic Machines. SolidWorks and ANSYS are indispensable for developing hydraulic machinery, including pumps, compressors, and hydraulic turbines. SolidWorks is primarily utilized to create intricate 3D models, allowing engineers to optimize fluid pathways and mechanical components with high precision [9]. The parametric design features of SolidWorks enable fast iterations, making it easier to adjust critical components and enhance machine performance during the early design stages [3]. ANSYS, in turn, provides advanced simulation capabilities such as computational fluid dynamics (CFD) and structural analysis, which are critical for understanding how these machines will behave under various operating conditions, including extreme pressures and high fluid velocities. By integrating these two tools, engineers can predict and mitigate potential issues like cavitation or material fatigue, ensuring the efficiency and reliability of hydraulic machines. This workflow reduces the need for physical prototyping and shortens the time to market, especially in industries like renewable energy and water management.

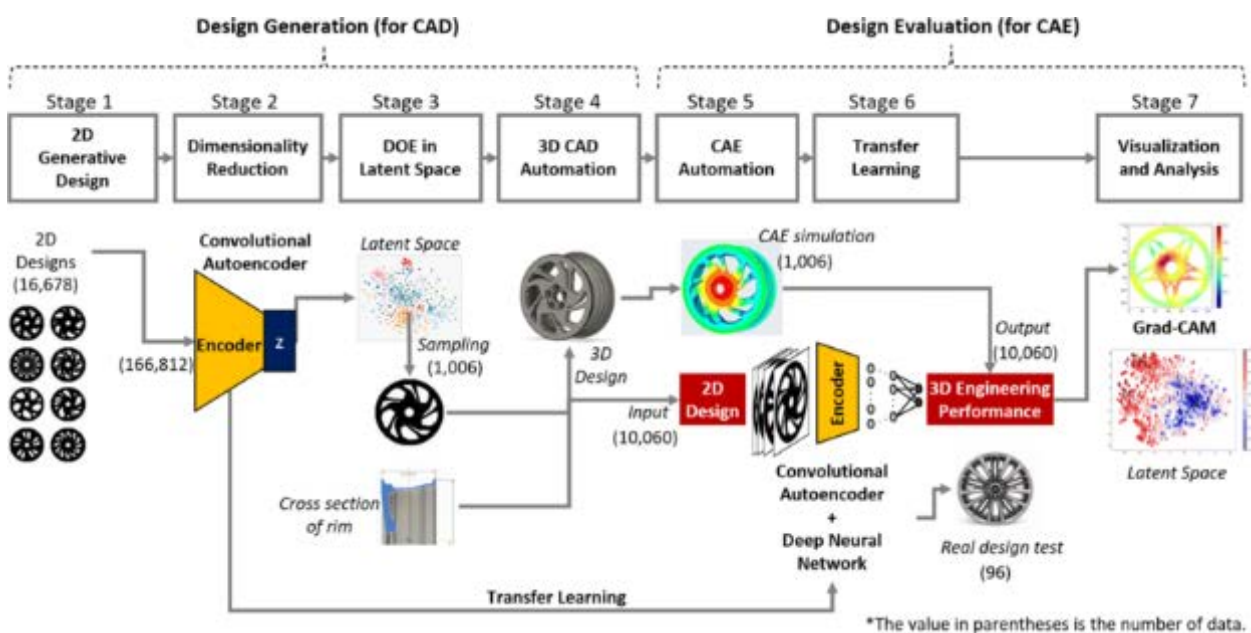


Fig. 10. Generative design and AI integration

Conclusions. Integrating SolidWorks and ANSYS in the design and analysis of hydraulic machinery, particularly hydraulic turbines, represents a significant advancement in modern engineering practices. SolidWorks's intuitive 3D modeling capabilities enable engineers to efficiently create detailed designs of complex hydraulic components such as runner blades, casings, and guide vanes. The parametric modeling features of SolidWorks allow for rapid design iterations, enabling engineers to make quick adjustments during the early stages of development, which is crucial for optimizing the efficiency and reliability of hydraulic machines.

On the other hand, ANSYS plays a pivotal role in the simulation and validation of hydraulic machinery designs. Its advanced capabilities in computational fluid dynamics (CFD), structural analysis, and thermal management provide engineers with detailed insights into how hydraulic turbines and other machinery will perform under real-world conditions.

References

- Krupa Y., Demchuk Y. Modern software for the numerical study of flow in hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 54–58.
- Крупа Е. С., Недовесов В. А. Современное состояние программных комплексов CFD для численного исследования пространственного потока в гидромашинах. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 98–103.
- Krupa Y., Demchuk R., Volobuev A. Comparative analysis of software systems for hydraulic turbine flow simulation. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 49–55.
- Enginerio Website.* URL: <https://enginerio.com> (дата звернення: 05.10.2024).
- Zhang Z. Hydraulic Characteristics of Pumps and Turbines. *Hydraulic Transients and Computations.* 2020. P. 235–272.
- Duan X. H., Kong F. Y., Liu Y. Y., Zhao R. J., Hu Q. L. The numerical simulation based on CFD of hydraulic turbine pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.* Vol. 129. 2016.
- SOLIDWORKS Official Website.* URL: <https://www.solidworks.com> (дата звернення: 05.10.2024).
- Liu H., Wu Z., Yuan S., Wang Y., Dong L. Design and Implementation of a Three-Dimensional CAD Graphics Support Platform for Pumps Based on Open CASCADE. *Processes.* 2023. Vol. 11, issue 8. P. 2315. doi: 10.3390/pr11082315
- Niu W. T., Wang P. F., Shen Y., Gao W. G., Wang L. N. A Feature-Based CAD-CAE Integrated Approach of Machine Tool and its Implementation. *Advanced Materials Research.* 2011. Vols. 201–203. P. 54–58. doi: 10.4028/www.scientific.net/amr.201-203.54
- ANSYS Official Website.* URL: <https://www.ansys.com> (дата звернення: 07.10.2024).
- Barbieri L., Muzzupappa M. Performance-Driven Engineering Design Approaches Based on Generative Design and Topology Optimization Tools: A Comparative Study. *Applied Sciences.* 2022. Vol. 12, issue 4. P. 2106. doi: 10.3390/app12042106
- Yoo S., Lee S., Kim S. Integrating deep learning into CAD/CAE system: generative design and evaluation of 3D conceptual wheel. *Struct Multidisc Optim.* 2021. Vol. 64. P. 2725–2747.

References (transliterated)

- Krupa Y., Demchuk Y. Modern software for the numerical study of flow in hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 54–58.
- Krupa E. S., Nedovesov V. A. Современное состояние программных комплексов CFD для численного исследования пространственного потока в гидромашинах [Actual status of CFD software complexes for numerical research of spatial flow in hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 1, pp. 98–103.
- Krupa Y., Demchuk R., Volobuev A. Comparative analysis of software systems for hydraulic turbine flow simulation. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 49–55.
- Enginerio Website.* Available at: <https://enginerio.com>. (accessed 05.10.2024).
- Zhang Z. Hydraulic Characteristics of Pumps and Turbines. *Hydraulic Transients and Computations.* 2020, pp. 235–272.
- Duan X. H., Kong F. Y., Liu Y. Y., Zhao R. J., Hu Q. L. The numerical simulation based on CFD of hydraulic turbine pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.* Vol. 129. 2016.
- SOLIDWORKS Official Website.* Available at: <https://www.solidworks.com> (accessed 05.10.2024).
- Liu H., Wu Z., Yuan S., Wang Y., Dong L. Design and Implementation of a Three-Dimensional CAD Graphics Support Platform for Pumps Based on Open CASCADE. *Processes.* 2023, vol. 11, issue 8, p. 2315. doi: 10.3390/pr11082315
- Niu W. T., Wang P. F., Shen Y., Gao W. G., Wang L. N. A Feature-Based CAD-CAE Integrated Approach of Machine Tool and its Implementation. *Advanced Materials Research.* 2011, vols. 201–203, pp. 54–58. doi: 10.4028/www.scientific.net/amr.201-203.54
- ANSYS Official Website.* Available at: <https://www.ansys.com> (accessed 07.10.2024).
- Barbieri L., Muzzupappa M. Performance-Driven Engineering Design Approaches Based on Generative Design and Topology Optimization Tools: A Comparative Study. *Applied Sciences.* 2022, vol. 12, issue 4, p. 2106. doi: 10.3390/app12042106
- Yoo S., Lee S., Kim S. Integrating deep learning into CAD/CAE system: generative design and evaluation of 3D conceptual wheel. *Struct Multidisc Optim.* 2021, vol. 64, pp. 2725–2747.

Received 29. 10. 2024

Відомості про авторів / About the Authors

Крупа Євгеній Сергійович (Krupa 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

Демчук Роман Миколайович (Demchuk Roman) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-3229-0395>; e-mail: roman.demchuk@mit.khpi.edu.ua

Ю. М. КУХТЕНКОВ, С. О. НАЗАРЕНКО

ОГЛЯД ПРОБЛЕМИ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ РОБОЧИХ КОЛІС РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ ГІДРОТУРБІН

Оцінка міцності, надійності та ресурсу гідротурбін – актуальне завдання на всіх стадіях життєвого циклу обладнання, котре охоплює цілий комплекс теоретичних, розрахункових та експериментальних робіт. Один із важливих етапів цього комплексу – розрахункове обґрунтування ресурсних характеристик гідротурбін, які визначаються переважно напружено деформованим станом ресурсовизначальних елементів, насамперед – робочого колеса. У роботі наводиться аналіз моделей та методів дослідження статичного та динамічного напружено-деформованого стану робочих коліс гідротурбін. Рівень статичних та динамічних напружень суттєво залежить від режимів роботи гідротурбін, їх конструкції та індивідуальних якостей, які характеризуються умовами монтажу і експлуатації. При тривалій експлуатації основною причиною вичерпання ресурсу робочих коліс є накопичення втомних ушкоджень, що призводить до порушення цілісності конструкції. Для оцінки втомної міцності конструкцій гідравлічних турбін необхідно встановити історію навантажень і розробити ґрунтовні методи розрахунку на основі механіки руйнування. Здійснений аналіз показав, що натепер питання дослідження втомної міцності робочих коліс радіально-осьових гідротурбін не має завершеного вирішення. Ідеальний валідований чисельний підхід дозволяє провести подальше дослідження шкідливих явищ потоку за допомогою зовнішніх датчиків на машинному блоці. Подальші заводські вимірювання на вибраних агрегатах гідротурбін є надзвичайно важливими. Комбінований підхід до розрахунків і вимірювань, коли одночасно досліджуються всі явища течії, дозволить досягти необхідної втомної міцності робочих коліс гідротурбін. Стаття є частиною серії з кількох публікацій на тему аналізу втомної міцності прототипів турбін Френсіса в процедурі багаторівневої оцінки терміну експлуатації. Здійснений аналіз проблемних аспектів дав можливість відзначити, що потрібні нові підходи, моделі та методи і засоби дослідження втомної міцності робочих коліс, що створюють основу для обґрунтування прогресивних технічних рішень для радіально-осьових гідротурбін.

Ключові слова: гідротурбіна, радіально-осьові робочі колеса, лопать, тріщини, втомна міцність, надійність, ресурс, пульсації тиску, вібрація гідроагрегату, кавітація.

Yu. KUKHTENKOV, S. NAZARENKO

REVIEW OF THE PROBLEM OF FATIGUE STRENGTH OF RADIAL-AXIAL HYDRAULIC TURBINE WHEELS

Assessment of the strength, reliability and service life of hydraulic turbines is a topical task at all stages of the equipment life cycle, covering a whole range of theoretical, computational and experimental works. One of the important stages of this complex is the calculation justification of the service life characteristics of hydraulic turbines, which are determined mainly by the stress-strain state of the service life-determining elements, primarily the runner. The paper presents an analysis of models and methods for studying the static and dynamic stress-strain state of runners of hydraulic turbines. The level of static and dynamic stresses significantly depends on the operating mode of hydraulic turbines, their design and individual qualities, which are characterized by the conditions of installation and operation. During long-term operation, the main reason for the exhaustion of the resource of impellers is the accumulation of fatigue damage, which leads to a violation of the integrity of the structure. To assess the fatigue strength of hydraulic turbine structures, it is necessary to establish the history of loads and develop thorough calculation methods based on fracture mechanics. The analysis carried out showed that at present the issue of studying the fatigue strength of impellers of radial-axial hydroturbines does not have a complete solution. The ideal validated numerical approach allows for further study of harmful flow phenomena using external sensors on the machine block. Subsequent factory measurements on selected units of hydraulic turbines are extremely important. A combined approach to calculations and measurements, when all flow phenomena are simultaneously investigated, will lead to achieving the required fatigue strength of hydroturbine impellers. The article is part of a series of several publications on the topic of fatigue strength analysis of Francis turbine prototypes in the procedure of multi-level service life assessment. The carried out analysis of problematic aspects made it possible to note that new approaches, models and methods and means for studying the fatigue strength of runners are needed, which create a basis for substantiating progressive technical solutions for radial-axial hydraulic turbines.

Keywords: hydro turbine, radial-axial impellers, blade, cracks, fatigue strength, reliability, resource, pressure pulsations, vibration of hydraulic unit, cavitation.

Вступ. Відновлювана (регенеративна, «зелена») енергія займає все більшу частку енергетичних потужностей. Гідроенергетика знаходиться в унікальному становищі, оскільки вона одночасно є відновлюваним і дуже доступним джерелом енергії [1–5].

Енергетичний перехід призвів до зміни способу роботи гідравлічних турбін (ГТ). Нарощування енергетичних потужностей та розширення вимог щодо забезпечення надійної експлуатації ГТ в широкому діапазоні режимів з можливістю багаторазового та швидкого переходу з однієї експлуатаційної точки до іншої останнім часом призводять до значної зміни режимних параметрів експлуатації (щодо проектних) ГТ за рахунок суттєвого збільшення: кількості пусків/зупинок; кількості глибоких розвантажень (до 0–15 % від номінальної потужності); часу роботи на

неоптимальних за ККД режимах, включаючи форсовані за потужністю режими (HL-high load) та роботу на часткових навантаженнях (PL-part load), особливо малих (LPL-low part load); частоти та тривалості експлуатації на холостому ходу (SNL-speed-no-load) та в режимі синхронного компенсатора з відтисканням води з проточної частини. Як зазначають багато авторів [1–15], це викликає появу вібраційних проблем, виникнення додаткових динамічних навантажень, збільшення пошкоджуваності і, зрештою, скорочення терміну служби ГТ. Турбіни Френсіса особливо вразливі до експлуатації у нерозрахункових режимах, оскільки їх робочі лопаті неможливо відрегулювати відповідно до змінення потоку (рис. 1). Як показує накопичений за багато років досвід експлуатації та ремонтів ГТ і відповідно до сучасних теорій, що найбільший вплив

© Ю. М. Кухтенков, С. О. Назаренко, 2024

на зниження надійності та ресурсних характеристик, у тому числі появу тріщин у елементах ГТ, надають динамічні напруги. Їх рівень істотно залежить від режиму роботи ГТ, його конструкції та індивідуальних особливостей, що визначаються умовами монтажу та проведених ремонтів [1; 6–15].



Рис. 1. Приклади типових пошкоджень та дефектів елементів гідротурбін:
а – тріщина на лопаті [2]; б – тріщина на лопаті [3]

Втомні пошкодження гідротурбін. При тривалій експлуатації основною причиною вичерпання ресурсу ГТ є накопичення втомних ушкоджень, що призводить до порушення цілісності конструкції (поява та розвиток тріщин у робочих колесах (РК), водоводах, валах, колонах статора, обрив відповідальних кріпильних елементів) або суттєве зниження її несучої здатності.

Втомна природа руйнувань неодноразово була підтверджена відповідними металографічними дослідженнями зон руйнувань [1–3].

Прискоренню процесу зародження та зростання тріщин сприяють конструктивні та технологічні концентратори (галтелі, залишкові напруги, зони термічного впливу), неоднорідність та дефектність матеріалу, пов'язана з технологією виготовлення (лиття, зварювання) та резонансні явища. Втомні пошкодження елементів ГТ, як відзначають багато авторів [1–15], викликаються сукупністю низькочастотного (low cycle fatigue loads-LCF) і високочастотного (high cycle fatigue loads-HCF) навантаження, що характерно для сучасних умов експлуатації гідротурбін.

Низькочастотні навантаження (з частотою нижче або рівною оборотною) переважно діють на так званих нерозрахункових режимах роботи (off-design operating conditions) і небезпечні значними амплітудами динамічних напруг, що виникають у вузлах і деталях ГТ.

До нерозрахункових традиційно відносять режими пуску/зупинки, скидання навантаження, низької часткової потужності, холостого ходу, коли виникають паразитні вихрові структури, гідроудари, зони нестабільності потоку внаслідок суттєвих неоптимальних умов обтікання лопатей та руху води проточним трактом турбіни. Високочастотними прийнято називати навантаження, частота дії яких у кілька разів перевищує оборотну. Амплітуда високочастотної змінної напруги може бути невелика (зазвичай менше 10 МПа), але кількість циклів навантаження за весь період експлуатації становить близько 10^9 – 10^{12} , що і призводить в кінцевому підсумку до утворення дефектів.

Щоб вирішити цю проблему, Технічний комітет 4 (ТС4) – «Гідрравлічні турбіни» Міжнародної електротехнічної комісії (IEC) створив нову робочу групу з метою створення стандарту на втомну міцність у ГТ. Цей новий стандарт під назвою IEC 63230 «Fatigue assessment of hydraulic turbine runners: from design to quality assurance» [4] надає стандартизовану структуру для промисловості та розглядає різні аспекти, необхідні для оцінки втомної міцності РК гідрравлічних турбін, чи то в контексті нової конструкції РК, чи то в контексті оцінки залишкового ресурсу РК: визначення історії навантажень на основі подій, які необхідно враховувати при оцінці та визначенні напруг, пов'язаних із втомною міцністю. Детальні методи оцінки втомної міцності на основі кривих S-N та/або механіки руйнування. У цій статті представлено довідкову інформацію про втомну міцність, контекст, який призвів до створення стандарту, а також основні аспекти, охоплені цим новим стандартом, який планується опублікувати в 2025 році.

Втомна міцність визначається ASTM E1823 [5] як «process of progressive localized permanent structural change occurring in a material subjected to conditions that produce fluctuating stresses and strains at some point or points and that may culminate in cracks or complete fracture after a sufficient number of fluctuations». Важливим аспектом оцінки втомної міцності є те, що такі флуктуаційні напруги та деформації можуть спричинити пошкодження, навіть якщо вони знаходяться в пружній області та значно нижче межі текучості.

Етапи оцінки ресурсу ГТ. У випадку ГТ флуктуаційні напруги є результатом гідрравлічних явищ, які продукують коливання тиску в водяному каналі, що, у свою чергу, створює коливання напруги в робочому колесі. Вивчаючи літературу, можна узагальнити висновок, що дослідницькі проекти оцінки втомної міцності зосереджувалися або на модельних вимірюваннях з візуальною доступністю, або, рідше, на вимірюваннях прототипів на існуючих електростанціях [1–15]. Сьогодні вимірювання прототипу виконуються, якщо це можливо, щоб усунути ефект масштабування.

Крім того, збільшення обчислювальної потужності дозволяє проводити моделювання прототипу протягом розумного часу. Це складне завдання потребує кількох кроків, починаючи від вимірювань через моделювання та закінчуючи обробкою даних. Особлива проблема виникає, коли методи оцінки втомної міцності застосовуються до старих машин [5].

На рис. 2 показано різні шляхи для різноманітних підходів чисельного моделювання від розрахунків перехідних процесів CFD, взаємодії рідини та структури та розрахунків механічних напружень до аналізу терміну експлуатації. Верхня зелена область представляє рівень чисельного моделювання, а червона область у нижній половині рисунка представляє експериментальну частину процесу взаємодії між симуляцією та вимірюваннями. Один з

основних етапів оцінки ресурсу ГТ – визначення зовнішніх навантажень на його елементи та відповідних їм внутрішніх напруг.

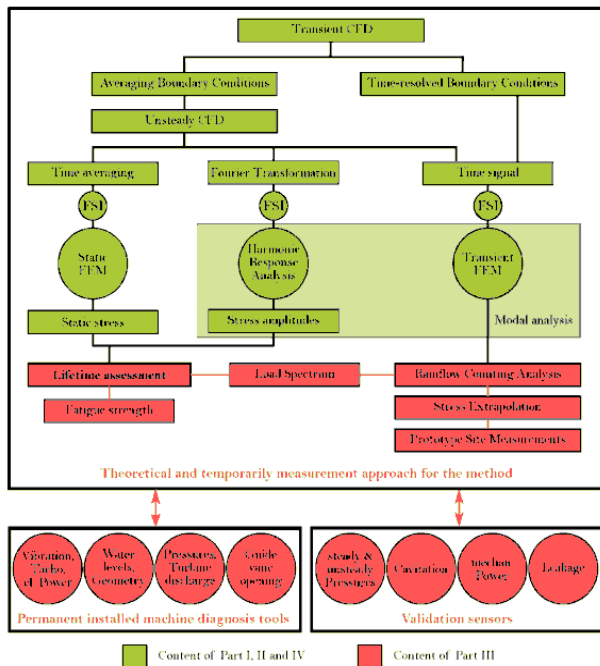


Рис. 2. Аналіз втомної міцності прототипу турбіни Френсіса в багаторівневій процедурі оцінки терміну служби [6]

Будь-які невизначеності у вхідних параметрах обговорюються за допомогою аналізу чутливості. Супровідні вимірювання прототипу підтвердили весь підхід до моделювання.

CFD-аналіз. Більшість дослідників для вирішення задач гідродинаміки використовують процедуру CFD-аналізу, реалізовану в сучасних багатофункціональних пакетах програм або спеціалізованих модулях, адаптованих для вирішення конкретних завдань: Ansys Fluent, Ansys CFX, SigmaFlow, OpenFOAM, Numeca FINE/Turbo та ін., які вже стали доступними для моделювання процесів стаціонарної та нестационарної гідродинаміки у складних просторових конструкціях, а також обліку турбулентності, неоднорідності, нерівномірності та двофазності потоку обтікаючої рідини.

На рис. 3 відтворено послідовність підготовки даних для здійснення процедур розрахунку задач гідродинаміки за сприянням платформи OpenFOAM (англ. абр. Open Source Field Operation And Manipulation) з відкритим кодом на мові програмування C++, котра призначена для розв'язування задач механіки суцільних середовищ методом скінченних елементів.

Платформа орієнтована на операційні системи з сімейства Unix (у т.ч. Linux), розробляється з 2004 року паралельно компаніями OpenFOAM Foundation Limited та OpenCFD Limited [7].

Спроби спрощення розрахункових моделей за рахунок використання симетрії та різних гіпотез призводять до не завжди задовільної точності результатів, а в ряді випадків – навіть до якісних розбіжностей з результатами експерименту.

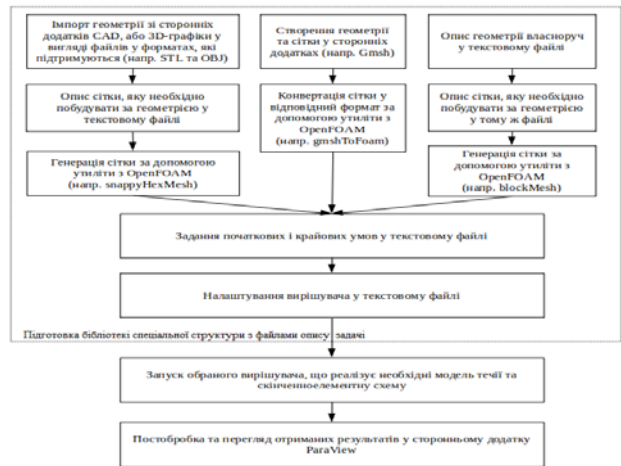


Рис. 3. Загальна схема процесу проведення обчислень OpenFOAM [7]

Інший істотний недолік розрахункових методів – їхня висока чутливість до вибору CFD-коду, якості та розмірності розрахункових сіток, моделі турбулентності, граничних умов, кроку за часом, припущень, що спрощують задачу, та інших налаштувань [6; 7]. У сукупності з високою вартістю уточнених розрахунків на «повних» моделях це досі не дозволяє повністю замінити чисельним натурний або модельний експеримент.

Розрахунок міцності гідравлічних турбін.

Одним із важливих кроків оцінки ресурсу є визначення напружено деформованого стану (НДС) елементів ГТ. В даний час основний інтерес привертають такі проблеми [6–11]: динамічні напруги в лопатях РК у всьому спектрі експлуатаційних режимів, особливо "off-design operating conditions"; розрахунок НДС з урахуванням впливу дефектів (тріщин) та залишкових зварювальних напруг; взаємодія рідини та структурних елементів (FSI – fluid structural interaction); форми та частоти власних коливань вузлів ГТ з урахуванням впливу приєднаних мас рідини, демпфуючих властивостей середовища, вузьких зазорів, умов сполучення та закріплення, швидкості обертання ГТ тощо; можливість виникнення та відбудова від резонансу; верифікація результатів і похибка чисельного розрахунку.

Спільне застосування програм розрахунку гідродинаміки та міцності РК є складним завданням через відмінності у формуванні розрахункових областей та підходів до дискретизації рівнянь. Огляд взаємодії рідини–турбіна Френсіса надано в [10].

Гідродинамічні пакети зазвичай використовують скінчено-об'ємний підхід, тоді як міцносні – кінцево-елементний (KE). У роботах [6–11] представлено налаштування моделювання обчислювальної області, вибрані граничні умови, використані математичні моделі механіки рідини (моделі турбулентності) і турбіни.

Для пов'язаного моделювання FSI застосовується поетапна ітераційна процедура (рис. 4). При двосторонній взаємодії в гідродинамічному аналізі необхідно врахувати деформацію конструктивних елементів і повторити розрахунок параметрів руху

середовища для нової геометрії. При цьому виконуються ітерації між різними дисциплінарними аналізами доти, доки не буде досягнуто необхідного рівня збіжності [11].

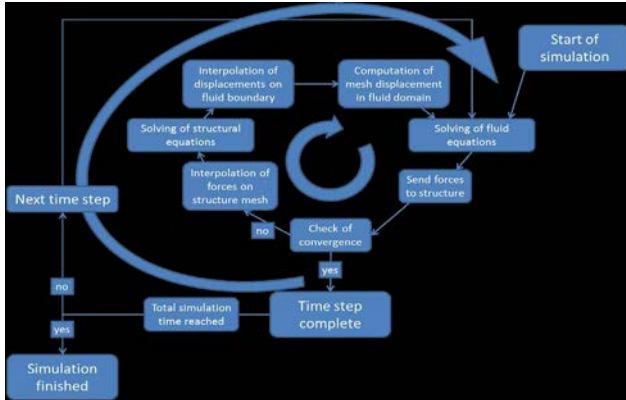


Рис. 4. Схема моделювання взаємодії рідини та конструкції [11]

Основні етапи метода кінцевих елементів (МКЕ) широко висвітлені у літературі. Зупинимося лише на побудові кінцеелементних моделей розрахунку характеристик міцності коліс ГТ, а саме, способу дискретизації та селекції використовуваних типів КЕ.

Розглянемо логіку розрахункових моделей міцності лопатей коліс ГТ в історичній послідовності. Модель "еквівалентного" стержня використовувалася у 70-ті роки 20 століття. Наприклад, розрахункова балка вирізувалася з лопаті торцевими площинами, що призводило до завищення значень максимальної напруги в 2–3 рази. Така модель могла дати лише наближену оцінку напруг з урахуванням експериментальних поправних коефіцієнтів.

Плоскі кінцеелементні моделі (кінець 70-х, початок 80-х) могли бути відносно задовільними тільки для лопатей з прямолінійною утворювальною та прямокутною напрямною, коли напружений стан поблизу мембранного, тому широкого розповсюдження не набули. Модель лопаті, побудована на основі товстооболонкових ізопараметричних КЕ Ахмада-Зенкевича, досить широко у 80-х роках використовувалася у розрахунковій практиці. Завдяки використанню теорії оболонок з кінцевою зсувною жорсткістю вдалося досить точно описати просторові геометрію та характеристики НДС лопаті при відносно невеликому числі КЕ [16].

Висока швидкість розвитку ЕОМ та чисельної реалізації алгоритмів розрахунку вплинули на вибір у 90-ті роки одностипних, але досить універсальних тривимірних КЕ при побудові моделей ГТ із різноманітною щільністю сітки. Останнім часом простежується тенденція до підвищення точності розрахунків за рахунок використання можливостей 3D-моделювання, уточнення гідродинамічних навантажень.

Застосування сучасних розрахункових процедур на основі FEA – finite element analysis [6–11] призводить до суттєвого подорожчання розрахункових операцій як у фінансовому, так і в

часовому аспектах, що не завжди прийнятно. Наразі якісний розрахунок НДС з урахуванням усіх необхідних особливостей поведінки ГТ для достовірної оцінки ресурсу з урахуванням усіх режимів експлуатації можуть дозволити собі лише великі виробники обладнання, такі як Andritz Hydro, Voith Hydro, Alstom, у співпраці з передовими науково-дослідними інститутами, університетами та лабораторіями або солідні генеруючі компанії. Більшість проведених досліджень виконано за технічної та фінансової підтримки національних наукових фондів та науково-дослідних рад, академічних наукових програм, міністерств енергетики, промисловості та освіти, великих власників обладнання. Такий розрахунок доцільний на стадії проектування нових турбін або масштабної модернізації із заміною основних елементів ГТ з метою мінімізації обсягу модельних випробувань на стадії вибору оптимальної конструкції та можливості внесення конструктивних змін на ранніх стадіях проектування [6].

Накопичення втомних ушкоджень в елементах ГТ відбувається під дією комбінації навантажень періодичного та випадкового характеру, що діють протягом усього життєвого циклу. Основними проблемами на сьогоднішній день є [6–11]: облік дефектів, концентрації напруг, залишкових напруг у зварних з'єднаннях та зонах термічного впливу; недостатність бази даних щодо характеристик матеріалів для достовірної оцінки ресурсу; механізм підсумовування пошкоджень з огляду на значну невизначеність зовнішніх навантажень на непроєктних режимах роботи; прогнозування зростання тріщин (оцінка довговічності за наявності дефекту) за умов фактичної експлуатації.

Результати виконаних зарубіжних досліджень і ситуація, що фактично склалася з обладнанням гідроелектростанцій (ГЕС), вказують на необхідність розвитку більш досконалих розрахункових методів оцінки ресурсу ГТ за межами проектного терміну служби. Доцільно застосовувати спеціальні розрахунково-експериментальні технології [1; 6–15]. Ці технології повинні ґрунтуватися на поєднанні інженерних розрахункових моделей, що враховують індивідуальні особливості ГТ за даними штатного моніторингу та діагностики та системи обґрунтованих коефіцієнтів запасу (за втомною міцністю, довжиною тріщини тощо), що відображають з необхідним ступенем точності невизначеність завдання розрахункових навантажень, властивостей матеріалів та режимів роботи.

Високий рівень невизначеності навантажень, що фактично діють на елементи ГТ, та широкий діапазон зміни режимних факторів (потужність, тиск) пояснюють, чому досі завдання визначення НДС ресурсовизначальних елементів ГТ не вирішено до кінця [1; 6–15]. Для вирішення цього завдання повинна бути побудована розрахункова математична модель досліджуваного ресурсовизначального елемента, що включає геометрію об'єкта, умови його закріплення, зовнішні навантаження на кожному

режимі, що розглядається, і характеристики використовуваних матеріалів. Далі, застосовуючи апарат теорії пружності або пружно-пластичності, механіки твердого тіла, що деформується, механіки руйнувань, у тому числі реалізований в сучасних розрахункових комп'ютерних програмних комплексах, визначаються внутрішні напруги в елементах обладнання, виділяються їх статична і динамічна складові.

Складність полягає в тому, що навіть з урахуванням високого сучасного рівня обчислювальної техніки та великих досягнень у галузі комп'ютерного 3D-моделювання складних технічних систем визначення зовнішніх гідродинамічних навантажень на елементи ГТ пов'язане зі значними технічними труднощами та потребує великих часових та фінансових затрат [1; 6–15]. Слід зазначити також, що чисельні методи не завжди дають задовільні за достовірністю результати, що пов'язано з конструктивно-технологічними особливостями ГТ та складністю процесів, що протікають у проточній частині.

На додаток до оцінки втомної міцності, модальний аналіз РК має важливе значення. Знання власних частоти та моди є єдиним способом оцінити, наскільки РК чутливе до резонансу. Оскільки РК обертається у воді, навколишні водні маси змінюють власну частоту та власні моди частини. Необхідно враховувати проблему коливальних водних мас, жорсткості та демпфування з'єднаної системи. У моделі міцності РК можна докласти механічні сили, обумовлені рухом середовища і отримані на етапі гідродинамічного аналізу, і знайти відповідні деформації і напруги [6–11].

На рис. 5 сітка РК складається з квадратичних тетраедричних елементів із приблизно 0,6 мільйонами вузлів. Для перевірки FE-моделі РК використовуються напруги, отримані за допомогою тензOMETРИЧНИХ вимірювань [6]. З цієї причини імітаційна модель включає оцінювальні поверхні з аналогічним положенням, орієнтацією та розмірами всіх тензодатчиків, які використовуються під час вимірювань.

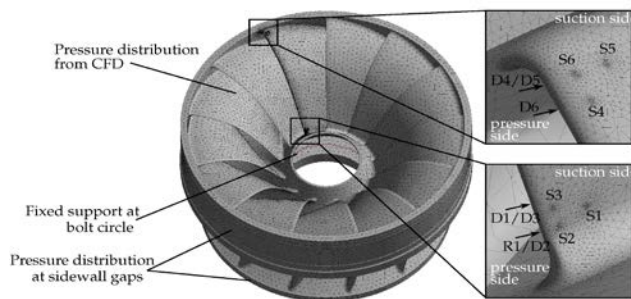


Рис. 5. Налаштування моделі та дискретизація РК [6]

Математичні процедури та методи розрахунку втомної міцності робочих коліс радіально-осьових ГТ вимагають надійної перевірки, яка може відбуватися лише на прототипах ГЕС, щоб уникнути ефекту масштабування між моделлю та прототипом. Незважаючи на великий інтерес та значні досягнення

останніх років [6–11], до кінця не вирішена проблема коректного опису динамічної поведінки ГТ на режимах часткової потужності і при перехідних процесах.

Використовуючи чисельні методи для визначення терміну служби, важливо кількісно визначити надійність використаних методів. Зрештою, визначення систематичних похибок може бути предметно-специфічним (CFD, FSI, FEA) чи ґрунтуватися на загально порівнянні розрахованого терміну служби з вимірним.

Експериментальний підхід. Альтернативою розрахункового способу визначення напружень, у тому числі динамічних, в елементах ГТ є експериментальний підхід – тензOMETРУВАННЯ НА НАТУРНОМУ АГРЕГАТІ АБО МАСШТАБНІЙ МОДЕЛІ [12–15]. Експериментальні методи вивчення складних просторових конструкцій, що піддаються комбінації різних навантажень, у тому числі робочих коліс ГТ, донедавна залишалися основним інструментом отримання достовірної інформації про їх напружений стан. В даний час тензOMETРУВАННЯ є важливою і вельми інформативною частиною досліджень відповідального енергетичного обладнання [12–15].

При проведенні діагностування гідротурбінного обладнання, крім тензOMETРІВ, використовуються також датчики для вимірювання пульсацій тиску, вібрацій, переміщень, зазорів, апаратура для візуалізації процесів кавітації та ін., які встановлюються як на нерухомі частини, так і на елементи ГТ, що обертаються.

Сучасні натурні випробування дозволяють отримувати достовірні відомості про технічний стан і динамічні характеристики досліджуваної ГТ в широкому діапазоні режимів роботи обладнання [12–15], відстежувати зміни та вчасно вживати необхідних заходів.

Крім того, експериментальні дані – єдине джерело інформації для верифікації результатів, отриманих розрахунковими (аналітичними, чисельними) методами. До негативних сторін експериментальних методів дослідження ГТ можна віднести обмежену інформативність одержуваних даних (тільки в місцях встановлення датчиків, що не дозволяє отримати повну картину), а також високу вартість самих випробувань та необхідність тривалого виведення обладнання з експлуатації для проведення підготовчих робіт [12–15].

Перші дослідження були проведені на лабораторних випробувальних установках, які мали проблему масштабування. Результати статті [12] поділяються на обговорення необхідного обладнання та монтажу датчиків, а також на оцінку, представлення та інтерпретацію даних вимірювань.

Крім того, проводиться оцінка міцності на втому за місцем розташування тензодатчиків. Представлені найважливіші датчики, засоби вимірювання та блоки збору даних прототипу турбіни Френсіса використовуються, з одного боку, для моніторингу машинного агрегату та роботи установки, а з іншого боку, для генерації даних вимірювань для перевірки та

коригування/виправлення чисельного моделювання. Дані вимірювань є основою для подальших оцінок на різних рівнях моніторингу вібрації та застосування тензодатчиків для аналізу механічної напруги.

Багато років досліджується вплив різних параметрів на залишковий термін служби. Було проведено багато експертиз на прототипах машин [12–15]. На початку ці дослідження були зосереджені на проблемах при запуску і зупинці машини, оскільки передбачалося, що це має найбільший шкідливий вплив на решту терміну служби турбіни Френсіса. Щоб краще вивчити ці впливи, були проведені лабораторні випробування на моделях турбін.

З одного боку, оцінка показників відбувається в гарячих точках hotspot, оскільки ці дані є критичними щодо збоїв і, отже, мають значення для розрахунку терміну служби. З іншого боку, дані тензодатчиків під час вимірювання прототипу дозволяють відкалібрувати весь метод розрахунку, коли припустимо, зроблено відхилення від класичної конструкції турбіни. У цьому випадку виникають нові проблеми визначення динамічних напруг.

На рис. 6 відображено розвиток технологій, пов'язаних з діагностикою несправностей машин. Демонструється еволюція технологій датчиків, обробки даних і сигналів, моніторингу стану та діагностики, а також стратегії технічного обслуговування [13].

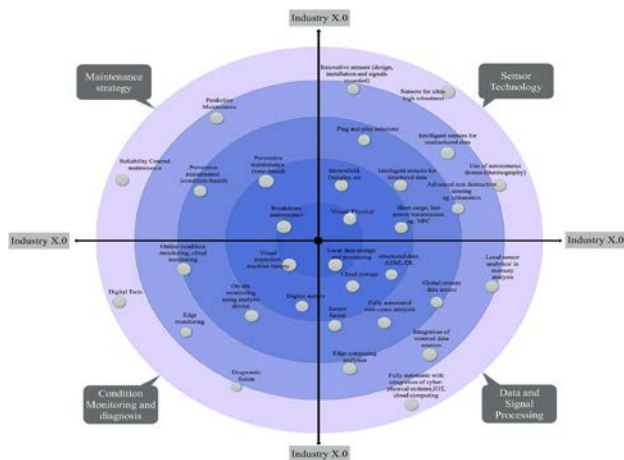


Рис. 6. Основні інструменти моніторингу справності машин за останні роки та найближче майбутнє [13]

Предметом багатьох статей є вплив окремих шкідливих явищ потоку та їх комбінацій на роботу турбіни Френсіса в різних робочих режимах. Наприклад, це перехідні ефекти, такі як старт-стоп або відхилення навантаження машини. Експериментальні випробування та процедури вимірювань на реальних установках описані в [12; 14; 15]. Останніми роками була визнана необхідність вимірювання напруг та деформацій на РК в реальних умовах експлуатації, щоб перевірити методи розрахунку та визначити відповідні режими вібрації та власні частоти в частотній області.

Представлені методи та аналіз в роботі [12] базуються на двох дослідницьких проектах GSG-PSP-

LowLoad і MDREST, де було проведено два прототипних вимірювання на діючих гідроелектростанціях. Також були надані заводська документація, креслення та 3D моделі для розрахунків. Перевірка числових моделей також була реалізована на цих двох ГЕС у контексті дослідницьких проектів.

Умови для тензодатчиків надзвичайно жорсткі, тому вони можуть використовуватися лише протягом короткого періоду часу. Приклади таких вимірювань за допомогою тензодатчиків та їх оцінки представлені в роботах [12; 14; 15].

Експерименти [14] з вимірюваннями деформації проводилися в рамках проекту HydroFlex з метою перевірки чисельного моделювання та отримання кращого розуміння скорочення терміну служби турбін Френсіса через високе втомне навантаження від більш хисткого режиму роботи. РК Francis-101 (F101), який використовувався для експериментів, був спеціально виготовлений для проекту HydroFlex і самого експерименту. Конструкцію РК було оптимізовано для вимірювань, щоб порівняти чисельне моделювання з експериментальними результатами як ключовою метою.

Розміри робочого колеса також були обмежені існуючим спіральним корпусом і кришками, які є зменшеною моделлю електростанції Токке. Уся довжина лопатей також повинна була існувати міцно закріплена в секціях РК (ілюстровано на рис. 7). Щоб правильно оцінити довговічність турбін Френсіса, тензодатчики розташовують у «гарячих точках» або hotspot місцях із максимальним навантаженням. Ці місця зазвичай визначаються відповідно до імітаційних моделей або попередніх експериментів [12–15].

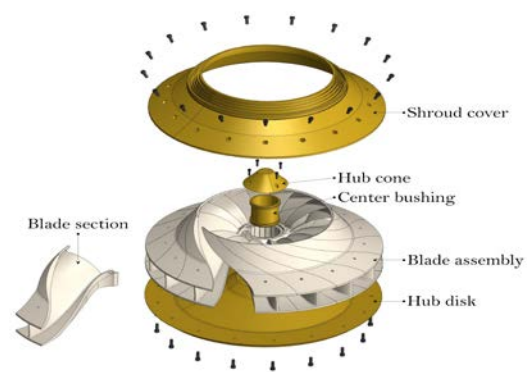


Рис. 7. Деталізований вид РК F101, який використовувався для експериментів, демонструє спосіб складання [14]

Для широкого діапазону конкретних швидкостей (які визначають конструкцію турбіни Френсіса), ці гарячі точки зазвичай розташовані на задній кромці лопатей. Тензодатчики зазвичай розміщують на стороні всмоктування та стороні тиску лопатей. На рис. 8 показано типове розташування тензодатчиків у турбінах Френсіса для трьох різних РК. Орієнтацію тензодатчика зазвичай вибирають у напрямку головної напруги [15]. Тензодатчики та дроти повинні бути покриті епоксидним захистом для компонентів,

щоб витримувати високі механічні навантаження під час перехідних процесів та умов роботи машини.



Рис. 8. Розташування тензодатчиків у гарячих точках hot spot [15]

Дослідження [15] обговорює невизначеність вимірювань тензодатчиків, коли вони встановлені в турбінах Френсіса. Частина цієї невизначеності походить від відхилень у розташуванні та орієнтації тензодатчика під час встановлення. Також тензодатчик інтегрує деформації під своєю активною сіткою, яка не є однією точкою. Ще одне джерело похибки виникає, коли тензодатчик приварюють до опорної платформи, щоб полегшити його приклеювання до поверхні вимірюваної конструкції.

Висновки. Здійснений у роботі аналіз основних тенденцій розвитку методів оцінки ресурсу ГТ на сучасному етапі дає підстави обґрунтувати такі висновки: 1) посилення інтересу до проблеми ресурсу у зв'язку з наростаючою необхідністю та появою технічних можливостей; 2) прагнення до збільшення достовірності та точності вирішення завдань на всіх етапах робіт з оцінки ресурсу ГТ; 3) облік впливу на ресурс непроєктних експлуатаційних режимів у зв'язку з необхідністю підвищення гнучкості використання ГТ; 4) прогнозування динаміки зростання тріщин у процесі експлуатації з метою визначення оптимальних міжремонтних термінів експлуатації; 5) збільшення частки чисельного експерименту за рахунок часткового заміщення модельного та натурного експериментів; 6) спроби управління ресурсом з допомогою вибору оптимальних режимних параметрів з урахуванням можливостей енергосистеми; 7) спрямованість на індивідуальну експертну оцінку ресурсу ГТ у зв'язку з відсутністю нормативних вимог, рекомендованих методик, критеріїв допустимості експлуатації, критичних величин тріщин, нормативних термінів служби та коефіцієнтів запасу; 8) відсутність систематичних досліджень на тему ресурсу, наприклад таких, як свого часу це було зроблено для турбін теплових та атомних станцій. Проведені дослідження і огляд літератури доводять, що потрібен подальший розвиток методів і дослідницької роботи щодо оцінки терміну служби турбін Френсіса. Особливо в області технології вимірювання турбін, збору, обробки та зберігання даних з точки зору цілісного підходу, коли всі явища потоку досліджуються одночасно. Вже зараз видно, що тільки комбінований підхід розрахунків і вимірювань приведе до мети. Однією з майбутніх цілей буде скорочення витратних вимірювань прототипу до мінімуму за допомогою чисельного моделювання.

Список літератури

1. Doujak E., Stadler S., Fillinger G., Haller F., Maier M., Nocker A., Gaßner J., Unterluggauer J. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part I: Background, Theory and Assessment Procedure Development. *Energies*. 2022. Vol. 15, no. 3. P. 1148. doi: 10.3390/en15031148
2. Frunzäverde D., Muntean S., Mărginean G., Campian V., Marşavina L., Terzi R., Şerban V. Failure analysis of a Francis turbine runner. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 12 (20–24 September 2010, Timișoara)*. Timișoara: 'Politehnica' University of Timișoara, 2010. doi: 10.1088/1755-1315/12/1/012115
3. Magnoli M. V. *Numerical simulation of pressure oscillations in large Francis turbines at partial and full load operating conditions and their effects on the runner structural behaviour and fatigue life: diss.* München, 2014. 267 p.
4. Thibault D., Trudel A. *The IEC 63230: A new standard on the fatigue of hydraulic turbines to help the industry face the energy transition*. URL: https://www.researchgate.net/profile/Denis-Thibault/publication/375635581_The_IEC_63230_A_new_standard_on_the_fatigue_of_hydraulic_turbines_to_help_the_industry_face_the_energy_transition/links/6553dfdfce88b87031e76842/The-IEC-63230-A-new-standard-on-the-fatigue-of-hydraulic-turbines-to-help-the-industry-face-the-energy-transition.pdf (дата звернення: 20.09.2024).
5. *ASTM E1823-23. Standard terminology relating to fatigue and fracture testing*. ASTM International, 2023. 25 p.
6. Doujak E., Unterluggauer J., Fillinger G., Nocker A., Haller F., Maier M., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part II: Method Application and Numerical Investigation. *Energies*. 2022. Vol. 15. P. 1165. doi: 10.3390/en15031165
7. Голубев С. О., Лебідь О. Г., Черній Д. І. Засоби комп'ютерного моделювання в галузі обчислювальної гідродинаміки. *Математичне моделювання в економіці*. 2019. № 2. С. 21–39. doi: 10.35350/2409-8876-2019-15-2-21-39
8. Кухтенков Ю. М., Назаренко С. О. Математичні моделі взаємодії конструкцій з рідиною та розрахунки на міцність і резонанс лопатевих гідромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 82–86. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.14
9. Gnitko V., Martynenko O., Vierushkin I., Kononenko Y., Degtyarev K. Coupled Finite and Boundary Element Methods in Fluid-Structure Interaction Problems for Power Machine Units. *Advances in Mechanical and Power Engineering*. 2022. P. 283–293. doi: 10.1007/978-3-031-18487-1_29
10. Trivedi C., Cervantes M. J. Fluid-structure interactions in Francis turbines: A perspective review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017. Vol. 68. P. 87–101.
11. Weber W., Seidel U. Analysis of natural frequencies of disc-like structures in water environment by coupled fluid-structure-interaction simulation. *6th IAHR International Meeting of the Workgroup "Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems" (9–11 September 2015, Ljubljana, Slovenia)*. Ljubljana: Faculty of Technologies and Systems, 2015. P. 235–242.
12. Doujak E., Maly A., Unterluggauer J., Haller F., Maier M., Blasbichler C., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part III: Instrumentation and Prototype Site Measurement. *Energies*. 2023. Vol. 16, no. 16. P. 6072. doi: 10.3390/en16166072
13. Feldmann S., Buechele R., Preveden V. *Predictive maintenance – From data collection to value creation*. Munich: Roland Berger GmbH, 2018. 12 p.
14. Kverno J., Vefring G., Iliev I., Solemslie B., Dahlhaug O. Challenges with onboard strain measurements on a model Francis turbine runner. *Journal of Physics: Conference Series*. 2023. Vol. 2629. P. 012004. doi: 10.1088/1742-6596/2629/1/012004
15. Presas A., Luo Y., Zhengwei W., Guo B. Fatigue life estimation of Francis turbines based on experimental strain measurements: Review of the actual data and future trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019. Vol. 102. P. 96–110. doi:

10.1016/j.rser.2018.12.001

16. Bogomolov S. I., Lutsenko S. S., Nazarenko S. A. Application of a superparametric finite shell element to the calculation of turbine blade vibrations. *Strength of Materials*. 1982. Vol. 14, no. 6. P. 796–799.

References (transliterated)

- Doujak E., Stadler S., Fillinger G., Haller F., Maier M., Nocker A., Gaßner J., Unterluggauer J. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part I: Background, Theory and Assessment Procedure Development. *Energies*. 2022, vol. 15, issue 3, p. 1148. doi: 10.3390/en15031148
- Frunzäverde D., Muntean S., Mărginean G., Campian V., Marşavina L., Terzi R., Şerban V. Failure analysis of a Francis turbine runner. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 12 (20–24 September 2010, Timișoara)*. Timișoara, 'Politehnica' University of Timișoara Publ., 2010. doi: 10.1088/1755–1315/12/1/012115
- Magnoli M. V. *Numerical simulation of pressure oscillations in large Francis turbines at partial and full load operating conditions and their effects on the runner structural behaviour and fatigue life: diss.* München, 2014. 267 p.
- Thibault D., Trudel A. *The IEC 63230: A new standard on the fatigue of hydraulic turbines to help the industry face the energy transition*. Available at: https://www.researchgate.net/profile/Denis-Thibault/publication/375635581_The_IEC_63230_A_new_standard_on_the_fatigue_of_hydraulic_turbines_to_help_the_industry_face_the_energy_transition/links/6553dfdfce88b87031e76842/The-IEC-63230-A-new-standard-on-the-fatigue-of-hydraulic-turbines-to-help-the-industry-face-the-energy-transition.pdf (accessed 20.09.2024).
- ASTM E1823-23. Standard terminology relating to fatigue and fracture testing*. ASTM International, 2023. 25 p.
- Doujak E., Unterluggauer J., Fillinger G., Nocker A., Haller F., Maier M., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part II: Method Application and Numerical Investigation. *Energies*. 2022, vol. 15, p. 1165. doi: 10.3390/en15031165
- Holubyev S. O., Lebid' O. H., Cherniy D. I. Zasoby komp'yuternoho modelyuvannya v haluzi obchyslyval'noyi hidrodynamiky [Computer modelling tools in the field of computational fluid dynamics]. *Matematychni modelyuvannya v ekonomitsi*. 2019, no. 2, pp. 21–39. doi: 10.35350/2409-8876-2019-15-2-21-39
- Kukhtenkov Yu. M., Nazarenko S. O. Matematychni modeli vzyayemodiyi konstruksiy z ridynoyu ta rozrakhunky na mitsnist' i rezonans lopatelykh hidromashyn [Mathematical models of the interaction of structures with liquid and calculations on the strength and resonance of blade hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 82–86. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.14
- Gnitko V., Martynenko O., Vierushkin I., Kononenko Y., Degtyarev K. Coupled Finite and Boundary Element Methods in Fluid-Structure Interaction Problems for Power Machine Units. *Advances in Mechanical and Power Engineering*. 2022, pp. 283–293. doi: 10.1007/978-3-031-18487-1_29
- Trivedi C., Cervantes M. J. Fluid-structure interactions in Francis turbines: A perspective review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017, vol. 68, pp. 87–101.
- Weber W., Seidel U. Analysis of natural frequencies of disc-like structures in water environment by coupled fluid-structure-interaction simulation. *6th IAHR International Meeting of the Workgroup "Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems" (9–11 September 2015, Ljubljana, Slovenia)*. Ljubljana, Faculty of Technologies and Systems Publ., 2015, pp. 235–242.
- Doujak E., Maly A., Unterluggauer J., Haller F., Maier M., Blasbichler C., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part III: Instrumentation and Prototype Site Measurement. *Energies*. 2023, vol. 16, no. 16, p. 6072. doi: 10.3390/en16166072
- Feldmann S., Buechele R., Preveden V. *Predictive maintenance – From data collection to value creation*. Munich, Roland Berger GmbH Publ., 2018. 12 p.
- Kverno J., Vefring G., Iliev I., Solemslie B., Dahlhaug O. Challenges with onboard strain measurements on a model Francis turbine runner. *Journal of Physics: Conference Series*. 2023, vol. 2629, p. 012004. doi: 10.1088/1742-6596/2629/1/012004
- Presas A., Luo Y., Zhengwei W., Guo B. Fatigue life estimation of Francis turbines based on experimental strain measurements: Review of the actual data and future trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019, vol. 102, pp. 96–110. doi: 10.1016/j.rser.2018.12.001
- Bogomolov S. I., Lutsenko S. S., Nazarenko S. A. Application of a superparametric finite shell element to the calculation of turbine blade vibrations. *Strength of Materials*. 1982, vol. 14, no. 6, pp. 796–799.

Hadziyana (received) 21.04.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Кухтенков Юрій Михайлович (Kukhtenkov Yurii) – 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/0000-0001-9210-7486>; e-mail: kukhtenkov.um@gmail.com.ua

Назаренко Сергій Олександрович (Nazarenko Serhii) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут, науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8213-6590>; e-mail: nazarenkoserzh7@gmail.com.ua

*М. Є. СЕРГІЄНКО, О. І. НАЗАРОВ, С. І. КРИВОШАПОВ, В. М. ПАВЛЕНКО, Є. Є. КАЛАШНИКОВ,
А. М. СЕРГІЄНКО, М. В. БУРНЯШЕВ*

ПІДВИЩЕННЯ КЕРОВАНОСТІ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ПРИ КОМБІНОВАНОМУ ГАЛЬМУВАННІ

Безпека руху пов'язана у більшості випадків з втратою керованості автомобілів та інших швидкохідних машин. Особливо небезпечним є втрата траєкторної керованості при русі в режимі повороту на високих швидкостях на дорогах з низьким коефіцієнтом зчеплення. Для цього використовуються різні автоматичні пристрої, але при екстремому гальмуванні на повороті можливо зменшення прискорення і збільшення гальмівного шляху. Підвищення керованості автомобіля, при збереженні необхідного уповільнення автомобіля можливо при комбінованому гальмуванні. Для реалізації підвищення керованості автомобіля в вказаному режимі руху необхідно встановлення залежностей його керованості з урахуванням змін ефективної потужності двигуна, деформації шин. У статті обрана схема моделювання руху автомобіля при комбінованому гальмуванні в повороті. Надається оцінка керованості легкового автомобіля, як об'єкта керування при гальмуванні в повороті, в якості якої може виступати величина передавальної функції системи керування автомобіля. Така функція розглядається як співвідношення між величиною кута повороту рульового колеса і кута повороту подовжньої осі автомобіля, який виконує екстремне гальмування, виходячи з повороту. Встановлено залежність яку потрібно виконати для підвищення керованості на прикладі повороту легкового автомобіля. Оцінку керованості виконано по відхиленню подовжньої осі автомобіля і відношення кутів повороту керованих коліс і кутів уводу шин до бази автомобіля. При цьому необхідно враховувати швидкість обертання рульового колеса. Практична реалізація поставленої задачі на легкових автомобілях можлива при використанні швидкодіючих мікропроцесорних систем керування з традиційним гідравлічним приводом як робочих гальмівних механізмів, так і гідропідсилювача рульового керування. Визначення показників керованості з використанням наведеної методики дозволить більш ретельно обгрунтовувати параметри виконуючих пристроїв привода і елементів ходової системи та розробити ефективний алгоритм керування.

Ключові слова: легковий автомобіль, керованість, комбіноване гальмування, поворот, швидкість, увод, кут.

*N. SERGIENKO, O. NAZAROV, S. KRIVOSHAPOV, V. PAVLENKO, Ye. KALASHNIKOV, A. SERGIENKO,
M. BURNIASHEV*

IMPROVING THE HANDLING OF PASSENGER CARS DURING COMBINED BRAKING

Traffic safety is associated in most cases with the loss of controllability of cars and other high-speed vehicles. The loss of trajectory controllability when driving in a turning mode at high speeds on roads with a low coefficient of adhesion is especially dangerous. Various automatic devices are used for this, but during emergency braking on a turn, it is possible to reduce acceleration and increase the braking distance. Improving the controllability of a car, while maintaining the required deceleration of the car, is possible with combined braking. To implement the improvement of the controllability of a car in the specified driving mode, it is necessary to establish the dependencies of its controllability, taking into account changes in the effective engine power and tire deformation. The article selects a scheme for modeling the movement of a car during combined braking in a turn. An assessment of the controllability of a passenger car is provided as an object of control during braking in a turn, which can be the value of the transfer function of the car control system. Such a function is considered as the ratio between the value of the steering wheel angle and the angle of rotation of the longitudinal axis of the car that performs emergency braking, starting from the turn. The dependence that needs to be fulfilled to improve controllability is established on the example of turning a passenger car. The controllability assessment is performed on the deviation of the longitudinal axis of the car and the ratio of the angles of rotation of the steered wheels and the angles of the tires entering the car base. In this case, it is necessary to take into account the speed of rotation of the steering wheel. The practical implementation of the task on passenger cars is possible when using high-speed microprocessor control systems with a traditional hydraulic drive of both the working brake mechanisms and the hydraulic power steering. Determining the controllability indicators using the above method will allow more thorough justification of the parameters of the drive actuators and the elements of the chassis system and developing an effective control algorithm.

Keywords: passenger car, controllability, combined braking, veer, speed, wheel deviation, angle.

Вступ. Розширення мережі автомобільних доріг і поліпшення їх якості супроводжується зростанням конструктивних швидкостей руху і кількості автомобілів. Це, у свою чергу, спричиняє за собою збільшення числа дорожньо-транспортних подій, пов'язаних із втратою керованості автомобілями.

Відомо, що для підвищення керованості автомобіля, при збереженні необхідної ефективності гальмування, використовуються різні автоматичні пристрої, серед яких є антиблокувальні системи, системи динамічної стабілізації та ін.

Ймовірність виникнення аварії при екстремому гальмуванні автомобіля з антиблокувальною системою на повороті обумовлена збільшенням гальмівного шляху, оскільки бічна центральна сила, що виникає при цьому, відбирає на протидію собі частину граничних сил по зчепленню коліс з дорогою.

При службових гальмуваннях на повороті

небезпечними є втрата траєкторної керованості, що може призвести до скидання з дороги, а також винесення автомобіля на сусідню смугу руху транспорту.

Тому забезпечення траєкторної керованості автомобілів має важливе значення, особливо для доріг з високими допустимими швидкостями руху.

Результати досліджень керованості легкових автомобілів при комбінованому гальмуванні, особливо на віражах, показали, що величини нормальних реакцій на колесах передньої та задньої осей – різні. У зв'язку з цим ідеальний закон розподілу гальмівних сил між осями, що забезпечує одночасне доведення до межі блокування передніх і задніх коліс, повинен бути іншим.

Так як умови експлуатації легкових автомобілів суттєво впливають на гальмівні властивості, то з метою забезпечення необхідної маневреності при

гальмуванні необхідно враховувати їх вплив.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Відомо [1–6], що керованість, як і ефективність гальмування, є показниками, які характеризують здатність легкового автомобіля зберігати заданий закон руху при гальмуванні без розриву трансмісії, який визначається, як типом і характером дорожнього полотна, так і можливостями гальмівної системи та трансмісії для реалізації цих властивостей.

Керованість пов'язана зі стійкістю руху машини, особливо це проявляється при руху у складі автопоїзда [7].

Для прикладу розглянемо процес екстреного гальмування автомобіля, що рухається на підйом без блокування коліс, з врахуванням уводу його подовжньої осі в початковий момент, коли відхилення тільки розпочинається. При цьому важлива оцінка енергонавантаженості передніх і задніх коліс [8], яка впливає на вибір параметрів пар тертя [9], а також аналіз управління гальмівним зусиллям, стратегій управління координацією та відмовостійкого управління системою, точність управління [10; 11]. Це дає можливість удосконалення методики оцінки гальмівних властивостей автомобілів [12].

У разі комбінованого гальмування робота опору рухові, яка здійснюється гальмами, двигуном і трансмісією автомобіля, підйомом дороги та силою лобового опору повинна змінюватися відповідно зміні кінетичної енергії автомобіля [1].

Отже, збільшення опору руху при гальмуванні в повороті супроводжується зменшенням швидкості руху автомобіля та зменшенням реалізованої потужності двигуна в разі комбінованого гальмування.

Отже, загальний баланс моментів, що створюють опір обертанню коліс та забезпечують їх обертання (рис. 1).

$$\sum_{i=1}^5 M_{ci} = \sum_{i=1}^4 M_{ji} + M_{mj}, \quad (1)$$

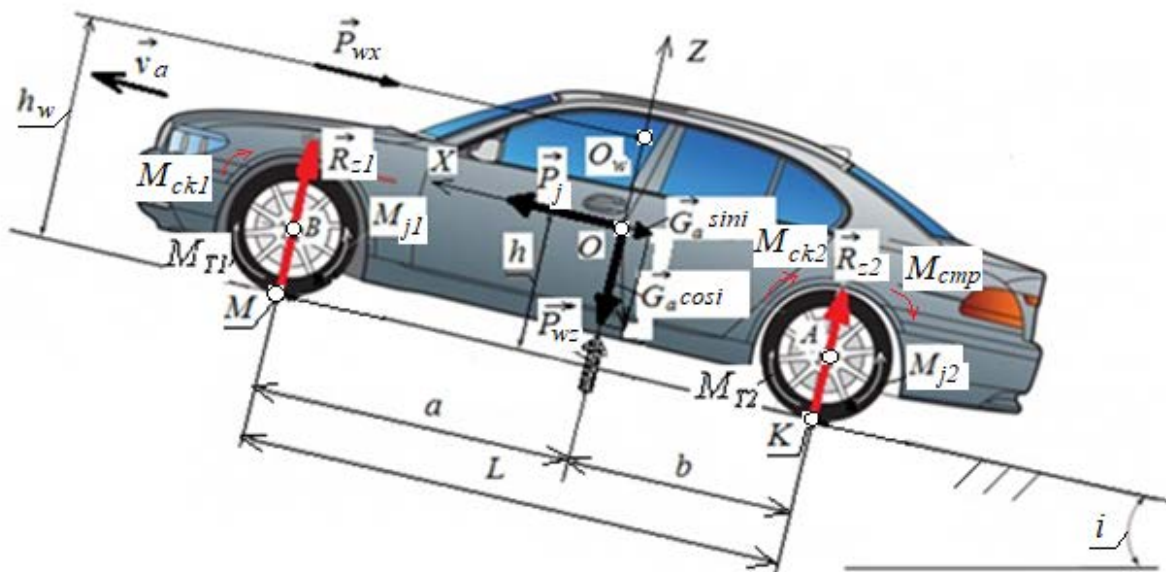


Рис. 1. Схема дії сил і моментів при комбінованому гальмуванні

де M_{ji} – i -й момент інерції обертових мас на колесі автомобіля; M_{mj} – рушійний момент на колесах, що створюється силою інерції автомобіля.

Проте, загальний момент опору руху автомобіля під час комбінованого гальмування містить

$$\sum_{i=1}^5 M_{ci} = \sum_{i=1}^2 M_{Ti} + M_{стр} + \sum_{i=1}^2 M_{cki} + M_{cmgi} + M_{cFw}, \quad (2)$$

де M_{Ti} – гальмівний момент на i -й осі автомобіля; $M_{стр}$ – момент опору, створюваний трансмісією автомобіля; M_{cki} – момент опору коченню коліс i -ї осі автомобіля; M_{cmgi} – момент опору на колесах від горизонтальної складової сили тяжіння; M_{cFw} – момент опору на колесах від подовжньої складової аеродинамічної сили.

Гальмівний момент на i -й осі автомобіля [2; 3]

$$\sum_{i=1}^2 M_{Ti} = \sum_{i=1}^2 K_i \cdot p_i \cdot r_d, \quad (3)$$

де K_i – конструктивний коефіцієнт гальма i -ї осі автомобіля; p_i – величина приводного тиску у циліндрі гальмівного механізму i -ї осі автомобіля; r_d – динамічний радіус колеса i -ї осі автомобіля.

У разі застосування АБС тиск у контурах передніх та задніх коліс на момент блокування коліс будь-якої осі визначається, як

$$p_i = \frac{R_{zi} \cdot \varphi}{K_i}, \quad (4)$$

де R_{zi} – нормальна динамічна реакція на i -й осі автомобіля; K_i – конструктивний коефіцієнт гальма i -ї осі автомобіля; φ – коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею дороги.

Для випадку, коли автомобіль рухається на дорозі з ухилом, нормальні реакції на осях автомобіля визначаються як [3]

$$R_{z1} = \frac{(L - r_{cr} \cdot f_a) \cdot (A_1 + C_1) + r_{cr} \cdot f_a \cdot (A_2 + C_2)}{L^2}, \quad (5)$$

$$R_{z2} = \frac{1}{L - r_{ct} \cdot f_a} \cdot (R_{z1} \cdot r_{ct} \cdot f_a - (A_2 + C_2)), \quad (6)$$

$$A_1 = m_a \cdot g \cdot [b \cdot \cos i + (h - r_k) \times \\ \times (z - \sin i) + r_k \cdot \varphi \cdot \cos i], \quad (7)$$

$$C_1 = K_0 \cdot F_w \cdot \vartheta_0^2 \cdot (h_w + \lambda_z \cdot b - r_k) + \sum I_i \cdot \frac{j}{r_d}, \quad (8)$$

$$A_2 = m_a \cdot g \cdot [r_d \cdot \varphi \cdot \cos i + (h - r_d) \times \\ \times (z - \sin i) - a \cdot \cos i], \quad (9)$$

$$C_2 = K_0 \cdot F_w \cdot \vartheta_0^2 \cdot (h_w - \lambda_z \cdot a - r_d) + \sum I_i \cdot \frac{j}{r_d}, \quad (10)$$

де r_{ct} – статичний радіус колеса; f_a – коефіцієнт опору кочення колеса; L – подовжня база автомобіля; a , b , h – координати центра мас автомобіля; h_w – висотна координата метацентра автомобіля; i – кут ухилу дороги (+ для спуску, – для підйому); z – коефіцієнт гальмування; λ_z – частка вертикальної складової в аеродинамічній силі лобового опору; j – величина уповільнення автомобіля; $\sum I_i$ – сумарний інерційний момент обертових мас на осях; m_a – маса легкового автомобіля; ϑ_0 – початкова швидкість гальмування автомобіля; K_0 – коефіцієнт обтічності кузова легкового автомобіля; F_w – площа лобового опору легкового автомобіля.

Момент опору, створюваний трансмісією автомобіля

$$M_{стр} = M_{ттр} - M_{стрi}, \quad (11)$$

де $M_{ттр}$ – момент тертя в трансмісії автомобіля; $M_{стрi}$ – рушійний момент, який створює трансмісія на i -й передачі при холостих обертах двигуна автомобіля

$$M_{стрi} = M_{дв}^{xx} \cdot u_i \cdot \eta_{Ti} = 9750 \frac{N_{дв}^{xx}}{n_{xx}} \cdot u_i \cdot \eta_{Ti}, \quad (12)$$

де $M_{дв}^{xx}$, $N_{дв}^{xx}$ – момент та потужність двигуна на холостих обертах; u_i – передатне число трансмісії на i -й передачі; η_{Ti} – коефіцієнт корисної дії трансмісії автомобіля.

Момент опору коченню коліс автомобіля виражається як

$$\sum_{i=1}^2 M_{cki} = \sum_{i=1}^2 R_{zi} \cdot f_{a1} = mg \cdot f_a, \quad (13)$$

де f_{a1} – коефіцієнт опору кочення i -го колеса.

Момент опору на колесах від горизонтальної складової сили тяжіння, що визначається як (+ для спуску; – для підйому)

$$M_{cmgi} = \pm m_a \cdot g \cdot \sin \gamma \cdot r_d. \quad (14)$$

Момент опору на колесах від подовжньої складової аеродинамічної сили

$$M_{cpw} = P_{wx} \cdot r_d. \quad (15)$$

Рушійний момент на колесах, що створюється силою інерції автомобіля

$$M_{mj} = m_a \cdot \frac{d\vartheta_a}{dt} \cdot r_d. \quad (16)$$

Момент інерції на колесах автомобіля

$$\sum_{i=1}^4 M_{ji} = M_{j1} + M_{j2} = 4I_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt}. \quad (17)$$

Мета та постановка задачі. Метою роботи є підвищення керованості легкових автомобілів в процесі експлуатації при комбінованому гальмуванні в повороті.

Задачею дослідження є встановлення залежності, яка відображає керованість легкового автомобіля, як об'єкта керування при гальмуванні в повороті.

Оцінка впливу характеристики двигуна і трансмісії автомобіля. Відносне зниження реалізованої потужності двигуна, який чинить опір руху при комбінованому гальмуванні, може бути оцінкою керованості легкового автомобіля при гальмуванні в повороті

$$dN_e = \frac{dE_T}{dt}, \quad (18)$$

де dE_T – кінетична енергія автомобіля з врахуванням опору двигуна,

$$dN_e = \frac{d}{dt} \left(\frac{m_a \cdot \vartheta_a^2}{2} + \sum \frac{J_i \cdot \vartheta_a^2}{2r_k^2} - M_{стрi} \cdot \frac{\vartheta_a}{r_k} \right), \quad (19)$$

де $M_{стрi}$ – рушійний момент, який створює трансмісія на i -й передачі.

Рушійний момент, який створює трансмісія на i -й передачі на холостих обертах двигуна автомобіля, згідно з (12) можна представити як

$$M_{стрi} = 61230 \cdot N_{дв}^{xx} \cdot \frac{r_k}{\vartheta_a} \cdot \eta_{Ti}, \quad (20)$$

де r_k – радіус кочення коліс; ϑ_a – швидкість руху автомобіля, яка змінюється від початкової швидкості гальмування до швидкості, що відповідає руху на певній передачі при холостих обертах двигуна ($\vartheta_a \neq 0$).

Тоді робота опору руху автомобіля від трансмісії

$$A_{ki} = M_{ki} \cdot \omega_{ki} = 61230 \cdot N_{дв}^{xx} \cdot \eta_{Ti}. \quad (21)$$

На підставі виразів (18) і (19) одержимо

$$\frac{dE_T}{dt} = m_a \cdot \vartheta_a \cdot d\vartheta_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \cdot \vartheta_a \cdot d\vartheta_a - \frac{M_{ki}}{r_k}. \quad (22)$$

Аналіз результатів теоретичних досліджень. Із одержаної залежності (22) слідує, що для збереження керованості руху зі збільшенням початкової швидкості гальмування автомобіля необхідно збільшити ефективну потужність двигуна, що реалізується на ведучих колесах автомобіля.

Проте, з точки зору забезпечення високої пропускної здатності дороги [1], необхідно, щоб початкова швидкість гальмування автомобіля на криволінійній траєкторії автомобільної дороги дорівнювала швидкості його руху на продовжуваній прямолінійній (рис. 2).

Якщо враховувати деформацію шин коліс, то кутова швидкість повороту автомобіля в горизонтальній площині дороги (див. рис. 2)

$$\omega_i = \frac{d\psi}{dt} = \frac{\vartheta_{pk}}{b} \cdot \text{tg}(\zeta_i - \delta_2), \quad (23)$$

$$\omega_i = \frac{\vartheta_{pk}}{b} \cdot \sin(\zeta_i - \delta_o), \quad (24)$$

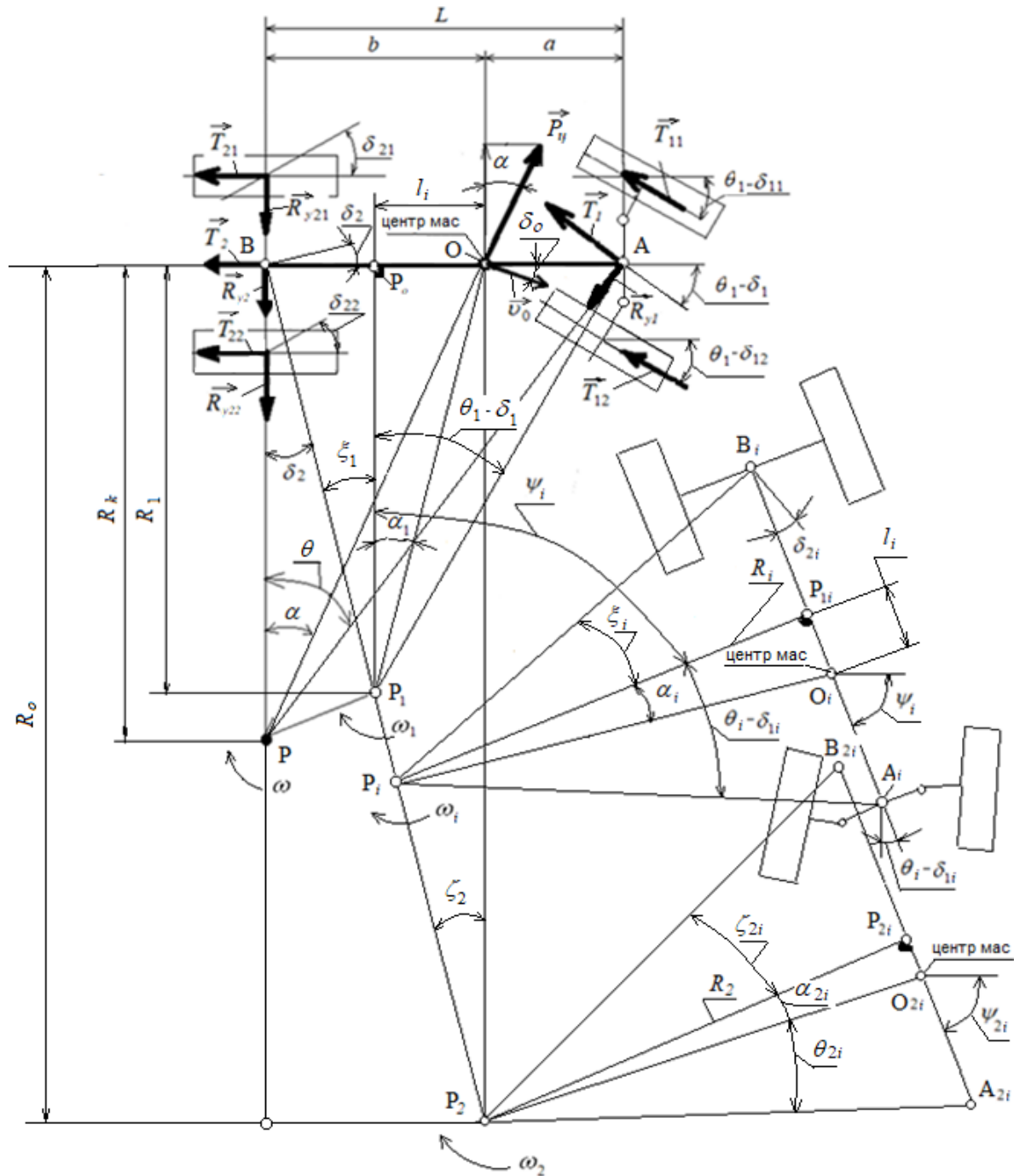


Рис. 2. Схема моделювання руху при комбінованому гальмуванні в повороті

де $\vartheta_{pk} = \frac{dS_T}{dt}$ – швидкість повороту задньої осі відносно полюса повороту P_i ; δ_2 – кут уводу задньої осі легкового автомобіля; δ_o – кут уводу подовжньої осі автомобіля; ζ_i – кут між радіусом повороту центра мас та серединою задньої осі автомобіля без врахування уводу.

З урахуванням відомої тригонометричної формули розкладання тангенса різниці кутів впливає, що

$$\omega_i = \frac{d\psi}{dt} = \frac{\vartheta_{pk}}{L} \cdot \frac{1 - \delta_2 \frac{L}{b} \text{ctg}\theta_i}{1 + \delta_2 \frac{L}{b} \text{tg}\theta_i} \cdot \text{tg}\theta_i, \quad (25)$$

де θ_i – кут повороту керованих коліс.

Аналізуючи, можна встановити, що при $\omega = 0$, $\delta_2 = \frac{b}{L} \cdot \text{tg}\theta_i = \text{tg}\zeta_i$.

Якщо підставити $\vartheta_{pk} = \frac{dS_T}{dt}$, то після перетворення отримаємо

$$\omega = \frac{d\psi}{dS_T} = \frac{\text{tg}\theta_i}{L} \cdot \left[\frac{1}{1 + \delta_2 \frac{b}{L} \text{tg}\theta_i} - \frac{\delta_2}{\frac{b}{L} \text{tg}\theta_i (1 + \delta_2 \frac{b}{L} \text{tg}\theta_i)} \right]. \quad (26)$$

Помноживши та розділивши ліву і праву частини рівняння на $d\theta$, після скорочень одержимо

$$\frac{d\psi}{d\theta} = \frac{\text{tg}\theta_i}{L \frac{d\theta}{dS_T}} \cdot \frac{1 - \delta_2 \frac{b}{L} \text{ctg}\theta_i}{1 + \delta_2 \frac{b}{L} \text{tg}\theta_i} = \frac{dS_T}{d\theta} \cdot \frac{1 - \delta_2 \frac{b}{L} \text{ctg}\theta_i}{1 + \delta_2 \frac{b}{L} \text{tg}\theta_i} \cdot \frac{\text{tg}\theta_i}{L}. \quad (27)$$

Вираз для визначення кутової швидкості для малих кутів повороту керованих коліс можна виразити як

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{\vartheta_{pk}}{b} \cdot \sin(\zeta_i - \delta_o) = \frac{\vartheta_{pk}}{L} \cdot (\theta_i + \delta_2 - \delta_1). \quad (28)$$

При високій керованості легкового кутова швидкість повороту в горизонтальній площині має дорівнювати нулю.

Тоді для підвищення керованості легкового автомобіля при гальмуванні необхідно, щоб виконувалася залежність

$$\frac{d\psi}{ds_T} = \frac{d\psi}{\vartheta_{pk} dt} = \frac{1}{L} \cdot [\theta_i + \delta_2 - \delta_1]. \quad (29)$$

З врахуванням кутів уводу шин коліс та радіуса повороту перетвориться на

$$\frac{d\psi}{d\theta} = \frac{\frac{d\psi}{dt}}{\frac{d\theta}{dt}} = \frac{\vartheta_{pk}}{L} \cdot [\theta_i + \delta_2 - \delta_1] \cdot \frac{1}{\frac{d\theta}{dt}} = \frac{\vartheta_{pk}}{R_k} \cdot \frac{1}{\frac{d\theta}{dt}} = \frac{\omega_i}{\frac{d\theta}{dt}}, \quad (30)$$

де ω_i – миттєва кутова швидкість; $R_k \leq R_0$ – радіус миттєвого повороту автомобіля.

Система рівнянь із виразів (29) і (30) дозволяє здійснити оцінку керованості легкових автомобілів, на підставі чого можна отримати наступні висновки.

Висновки. Одержані вирази (29) і (30) є математичною моделлю збереження керованості легкових автомобілів.

На підставі цього встановлено, що керованість автомобіля буде зберігатись як завгодно довго, якщо похідна від кута відхилення подовжньої осі автомобіля по величині його гальмівного шляху, не буде перевищувати відношення суми кутів повороту керованих коліс і кутів уводу їх шин до міжколісної бази автомобіля. Проте, похідна від кута відхилення подовжньої осі автомобіля по величині повороту керованих коліс повинна бути обернено пропорційна кутовій швидкості обертання рульового колеса.

Забезпечити керованість легкового автомобіля в разі комбінованого гальмування, в тому числі в повороті, можна, якщо забезпечити керовану взаємодію вище вказаних параметрів, що можливо лише у разі застосування швидкодіючих мікропроцесорних систем керування з традиційним гідравлічним приводом як робочих гальмівних механізмів, так і гідропідсилювача рульового керування.

Список літератури

1. Ярещенко Н. В. *Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.11.* Харків, 1999. 160 с.
2. Назаров О. І., Кашканов В. А., Гуменюк Р. С., Котік Є. А. Обґрунтування впливу зміни коефіцієнта міжосьового розподілу гальмівної сили на керованість легкового автомобіля. *Вісник машинобудування та транспорту: зб. наук. пр.* Вінниця: ВНТУ. 2021. Т. 14, № 2. С. 72–79. doi: 10.31649/2413-4503-2021-14-2-72-79
3. Назаров О. І., Галушак О. О., Галушак А. В., Тертичний Д. І. Забезпечення керованості легкових автомобілів у разі комбінованого гальмування на криволінійній дільниці дороги. *Вісник машинобудування та транспорту: зб. наук. пр.* Вінниця: ВНТУ. 2022. Т. 15, № 1. С. 116–123. doi: 10.31649/2413-4503-2022-15-1-116-123

4. Клец Д. М., Назаров О. І., Шпінда Є. М. Потенційна можливість реалізації прирощення вповільнення легковими автомобілями під час екстреного гальмування в різних експлуатаційних умовах. *Наукові нотатки.* 2018. Вип. 64. С. 81–86.
5. Volkov V., Nazarov A., Nazarov I., Shpinda Ye. Improvement of functional stability of brake systems of cars equipped ABS. *Матеріали XXV міжнародної науково-технічної конференції «ЕКО Варна». Т. XXVI, ч. 1 (16–18 травня 2019 р., Варна, Болгарія).* Варна: ТУ-Варна, 2019. С. 102–107.
6. Zhao X., Ye Y., Ma J., Shi P., Chen H. Construction of electric vehicle driving cycle for studying electric vehicle energy consumption and equivalent emissions. *Environmental Science and Pollution Research.* 2020. Vol. 27. P. 37395–37409. doi: 10.1007/s11356-020-09094-4
7. Сергієнко М. Є., Сергієнко А. М., Забелишинський З. Е., Медведєв М. Г., Назаров О. І. До питання оцінки стійкості руху тракторного поїзду. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Тези доповідей XXXI міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2023 (17–20 травня 2023 р., Харків).* Харків: НТУ «ХПІ», 2023. С. 265.
8. Назаров А. И., Сергиенко Н. Е., Назаров И. А. Снижение энергонагруженности передних тормозных механизмов легковых автомобилей. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»: зб. наук. пр. Темат. вип.: Автомобіле- та тракторобудування.* Харків: НТУ «ХПІ». 2011. № 56. С. 73–77.
9. Nazarov A., Krivoshepov S., Misyura N., Belov V., Zuev V., Nazarov I., Sergienko N. Investigation of the Rational Area of Friction Surfaces in Contact of Friction Linings for Disc Brakes of Passenger Cars. *SAE Technical Paper.* 2021. doi: 10.4271/2021-01-1295
10. Li D., Tan C., Ge W., Cui J., Gu C., Chi X. Review of brake-by-wire system and control technology. *Actuators.* 2022. Vol. 11, issue 3. P. 80. doi: 10.3390/act11030080
11. Clegg S. J. *A Review of Regenerative Braking Systems.* Leeds: Institute of Transport Studies, University of Leeds, 1996. 471 p.
12. Назаров И. А., Сергиенко Н. Е. Усовершенствование методики оценки тормозных свойств легковых автомобилей. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»: зб. наук. пр. Сер.: Транспортне машинобудування.* Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 14 (1236). С. 41–50.

References (transliterated)

1. Yareshchenko N. V. *Dovhostrokovye prohozhuvannya shvydkostey rukhu na avtomobil'nykh dorozhakh: dys. ... kand. tekhn. nauk 05.22.11* [Long-term forecasting of traffic speeds on motorways. Candidate eng. sci. diss. (Ph. D.)]. Kharkiv, 1999. 160 p.
2. Nazarov O. I., Kashkanov V. A., Humenyuk R. S., Kotik Ye. A. Obgruntuvannya vplyvu zminy koefitsiyenta mizhos'ovoho rozpodilu hal'mivnoyi syly na kерованість lekhovoho avtomobilya [Substantiation of the influence of changes in the coefficient of axle distribution of braking force on the handling of a passenger car]. *Visnyk mashynobuduvannya ta transportu: zb. nauk. pr.* [Bulletin of Mechanical Engineering and Transport: a collection of scientific papers]. Vinnytsia, VNTU Publ., 2021, vol. 14, no. 2, pp. 72–79. doi: 10.31649/2413-4503-2021-14-2-72-79
3. Nazarov O. I., Halushchak O. O., Halushchak A. V., Tertychnyy D. I. Zabezpechennya kерованosti lekhovykh avtomobiliv u razi kombinovanoho hal'muvannya na kryvoliniyniy dil'nytsi dorohy [Ensuring handling of passenger cars in the event of combined braking on a curve road section]. *Visnyk mashynobuduvannya ta transportu: zb. nauk. pr.* [Bulletin of Mechanical Engineering and Transport: a collection of scientific papers]. Vinnytsia, VNTU Publ., 2022, vol. 15, no. 1, pp. 116–123. doi: 10.31649/2413-4503-2022-15-1-116-123
4. Klets D. M., Nazarov O. I., Shpinda Ye. M. Potentsiyina mozhlyvist' realizatsiyi pryroshchennya vповil'nennya lekhovymy avtomobilyamy pid chas ekstreneho hal'muvannya v ryznykh ekspluatatsiynykh umovakh [Potential possibility for implementation of infringements by two transport vehicles after extremely stopping in different operating conditions]. *Naukovi notatky.* 2018, issue 64, pp. 81–86.
5. Volkov V., Nazarov A., Nazarov I., Shpinda Ye. Improvement of functional stability of brake systems of cars equipped ABS. *Матеріали XXV міжнародної науково-технічної конференції «ЕКО Варна». Т. XXVI, ч. 1 (16–18 травня 2019 р., Варна, Болгарія)* [Proc. of the XXV technical and scientific conference

- "EKO Varna". Vol. XXVI, part 1 (16–18 May 2019, Varna, Bulgaria)]. Varna, TU-Varna Publ., 2019, pp. 102–107.
6. Zhao X., Ye Y., Ma J., Shi P., Chen H. Construction of electric vehicle driving cycle for studying electric vehicle energy consumption and equivalent emissions. *Environmental Science and Pollution Research*. 2020, vol. 27, pp. 37395–37409. doi: 10.1007/s11356-020-09094-4
 7. Serhiyenko M. Ye., Serhiyenko A. M., Zabelyshyn's'kyi Z. E., Medvedev M. H., Nazarov O. I. Do pytannya otsinky stiykosti rukhu traktornoho poyizdu [On the issue of assessing the stability of a tractor train]. *Informatsiyni tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya. Tezy dopovidey XXXI mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi MicroCAD-2023 (17–20 travnya 2023 r., Kharkiv)* [Information technology: science, engineering, technology, education, health. Abstracts of the XXXI Int. Sci.-Pract. Conf. MicroCAD-2023 (17–20 May 2023, Kharkiv)]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, p. 265.
 8. Nazarov A. I., Sergienko N. E., Nazarov I. A. Snizhenie energonagruzhennosti perednih tormoznykh mekhanizmov legkovykh avtomobilej [Reducing the energy load of passenger car front brakes]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu «KhPI»: zb. nauk. pr. Temat. vyp.: Avtomobile- ta traktorobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Themati issue: Automobile and tractor construction]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2011, no. 56, pp. 73–77.
 9. Nazarov A., Krivoshepov S., Misyura N., Belov V., Zuiiev V., Nazarov I., Sergienko N. Investigation of the Rational Area of Friction Surfaces in Contact of Friction Linings for Disc Brakes of Passenger Cars. *SAE Technical Paper*. 2021. doi: 10.4271/2021-01-1295
 10. Li D., Tan C., Ge W., Cui J., Gu C., Chi X. Review of brake-by-wire system and control technology. *Actuators*. 2022, vol. 11, issue 3, p. 80. doi: 10.3390/act11030080
 11. Clegg S. J. *A Review of Regenerative Braking Systems*. Leeds, Institute of Transport Studies, University of Leeds Publ., 1996. 471 p.
 12. Nazarov I. A., Sergienko N. E. Uovershenstvovanie metodiki otsenki tormoznykh svoistv legkovykh avtomobilei [Improvement of the methods for assessing the braking properties of car]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu «KhPI»: zb. nauk. pr. Ser.: Transportne mashynobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Transport machine building]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 14 (1236), pp. 41–50.

Надійшло (received) 01.10.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Сергієнко Микола Єгорович (Sergienko Nikolay) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5168-1924>; e-mail: nesergienko@gmail.com

Назаров Олександр Іванович (Nazarov Aleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Технічна експлуатація та сервіс автомобілів»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9214-7506>; e-mail: hefer64@ukr.net

Кривошапов Сергій Іванович (Krivoshepov Sergey) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Технічна експлуатація та сервіс автомобілів»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>; e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua

Павленко В'ячеслав Миколайович (Pavlenko Viacheslav) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Технічна експлуатація та сервіс автомобілів»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0796-4307>; e-mail: vp.khadi@gmail.com

Калашніков Євген Євгенович (Kalashnikov Yevhen) – кандидат технічних наук, доцент, Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», доцент кафедри «Інтелектуальні вимірювальні системи та інженерії якості»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4552-6439>; e-mail: y.kalashnikov@khai.edu

Сергієнко Антон Миколайович (Sergienko Anton) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», докторант кафедри «Електричний транспорт та тепловозобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6067-1672>; e-mail: sergienko2707@gmail.com

Бурняшев Микита Віталійович (Burniashev Mykyta) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, магістр кафедри кафедри «Технічна експлуатація та сервіс автомобілів»; м. Харків, Україна; e-mail: nikita005565@gmail.com

ПРИКЛАДНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ

APPLIED
RESEARCH

М. В. ЧЕРКАШЕНКО, О. І. ГАСЮК

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВИКОНАВЧОГО СЕРВОМОТОРА СИСТЕМИ РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ГІДРОТУРБИНИ

Надано математичну модель виконавчого сервомотора. 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 пусконаладжувальних робіт. Аналіз виконаних робіт, присвячених математичному опису елементів гідроприводу регулятора, показав, що вони зводяться до лінеаризованих рівнянь без урахування ряду важливих факторів, які дозволять 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 електрогідравлічного 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 електрогідравлічного 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.

M. CHERKASHENKO, O. HASIUK

MATHEMATICAL MODEL THE EXECUTIVE SERVO MOTOR OF THE HYDRAULIC TURBINE SPEED CONTROL SYSTEM

The article presents a mathematical model of executive servomotor. 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 electrohydraulic 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. У сучасному енергетичному секторі автоматизація та цифровізація є ключовими факторами підвищення ефективності виробництва електроенергії. Особливе місце займають комп'ютерні системи керування частотою обертів у системах регулювання швидкості турбін. Ці системи забезпечують стабільну та надійну роботу гідроелектростанцій (ГЕС), що є важливою складовою енергетичного балансу.

Гідротурбіни є основними компонентами ГЕС, повинні працювати в умовах змінного навантаження, що вимагає точного регулювання швидкості їх обертів. Недостатня точність або обмеження у регулюванні можуть призвести до нестабільності мережі, що негативно впливає на якість електроенергії та роботу інших споживачів. Тому впровадження інноваційних комп'ютерних систем для управління частотою обертів стає критично важливим.

Основою такої системи є алгоритми регулювання, побудовані на принципах теорії

автоматичного управління. Вони забезпечують точність обробки даних у реальному часі та можливість адаптації до змін умов експлуатації. У якості прикладів можна навести системи на базі програмованих логічних контролерів (PLC), які використовують у багатьох сучасних ГЕС. Вони можуть виконувати аналіз поточного стану, прогнозування навантаження та оперативну зміну режиму роботи турбіни.

Одним із найвідоміших реальних прикладів є гідросистема керування турбінами на ГЕС Три ущелини в Китаї – найбільший у світі гідроелектростанції. Впроваджені системи автоматичного регулювання частоти обертів забезпечують стабільну роботу турбіни за різними рівнями води та навантаження. Іншим прикладом є впровадження комп'ютерних систем на базі штучного інтелекту на гідроелектростанціях Норвегії. Ці системи дозволяють виконувати вибір алгоритмів машинного навчання для оптимізації витрати,

оперативного прогнозування пікових навантажень і забезпечення стабільності мережі.

Сучасні дослідження зосереджені на інтеграції систем керування з розумними енергетичними мережами (smart grids), що дозволяють забезпечити більшу гнучке реагування на зміну навантаження. Використання цифрових двійників, віртуальних моделей гідротурбіни, також стає інструментом для тестування та вдосконалення системи регулювання. Завдяки цьому розробники можуть оцінити ефективність нових алгоритмів у безпечному віртуальному середовищі до їх впровадження в реальні об'єкти.

Отже, комп'ютерні системи керування частотою обертів у системах регулювання швидкості гідротурбіни є не лише необхідним компонентом сучасної ГЕС, але й перспективною платформою для подальшого розвитку енергетичного сектора. Їх розширення сприяє підвищенню ефективності роботи, зниженню експлуатаційних витрат та забезпечує стабільність електричної мережі. Реальні приклади, такі як ГЕС Три ущелини та норвезькі станції, демонструють успішність використання цих технологій у різних масштабах і умовах.

Сучасний стан розвитку СУЧОР наведено у роботах [1–15]. Аналіз цих робіт дає змогу зазначити, що подальший розвиток математичних моделей елементів гідроприводу СУЧОР є актуальним.

Рішення. Згідно зі схемою при переміщенні золотника РЗ₂ від нейтрального положення РР від МНУ через дроселюючі щілини РЗ₂ надходить до відповідних порожнини СМ₂, створюючи крутний момент на механізмі повороту лопатями РК. При цьому виконується команда на відкриття або закриття РР, поворот і розворот.

Витрати РР, що надходять від РЗ₂ в СМ₂ по нагнітальній магістралі, визначається рівняннями:

- при $x_E > 0$ і при $x_{P32} > 0$ (РР подається через РЗ₂ в поршневу порожнину СМ₂):

$$q_{P32.P1} = \mu \cdot A_{щ.P32} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{|P_0 - P_n|}{\left[1 + \left(\frac{A_{щ.P32}}{A_K}\right)^2\right]}} \cdot \text{sign}(P_0 - P_n), \quad (1)$$

а РР зливається через РЗ₂ з штокової порожнини СМ₂:

$$q_{P32.Ш1} = \mu \cdot A_{щ.P32} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{|P_{Ш} - P_{зл}|}{\left[1 + \left(\frac{A_{щ.P32}}{A_K}\right)^2\right]}} \cdot \text{sign}(P_{Ш} - P_{зл}); \quad (2)$$

- при $x_E < 0$, $x_{P32} < 0$ нагнітальна магістраль через РЗ₂ з'єднується з штоковою порожниною СМ₂ і витрата РР визначається виразом:

$$q_{P32.Ш2} = \mu \cdot A_{щ.P32} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{|P_0 - P_{Ш}|}{\left[1 + \left(\frac{A_{щ.P32}}{A_K}\right)^2\right]}} \cdot \text{sign}(P_0 - P_{Ш}), \quad (3)$$

а поршнева порожнина через РЗ₂ стає зливною з витратою:

$$q_{P32.P2} = \mu \cdot A_{щ.P32} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{|P_n - P_{зл}|}{\left[1 + \left(\frac{A_{щ.P32}}{A_K}\right)^2\right]}} \cdot \text{sign}(P_n - P_{зл}). \quad (4)$$

З іншого боку витрати в поршневі порожнини СМ₂:

- при $x_E > 0$, $x_{P32} > 0$ і $V_{CM2} > 0$ ($V_{CM2} = dx_{CM2}/dt$):

$$q_{CM2.P1} = A_P \frac{dx_{CM2}}{dt} + \frac{V_{01CM2} - A_P x_{CM2}}{E_{Ж}} \cdot \frac{dP_P}{dt}, \quad (5)$$

- при $x_E < 0$, $x_{P32} < 0$, $V_{CM2} < 0$:

$$q_{CM2.P2} = -A_P V_{CM2} - \frac{V_{01CM2} - A_P x_{CM2}}{E_{Ж}} \cdot \frac{dP_P}{dt}. \quad (6)$$

Витрати в штоковій порожнини СМ₂ визначається наступними виразами:

- при $x_E > 0$, $x_{P32} > 0$ і $V_{P32} > 0$ на зливі:

$$q_{CM2.Ш1} = A_{Ш} V_{CM2} - \frac{V_{02CM2} - A_{Ш} x_{CM2}}{E_{Ж}} \cdot \frac{dP_{Ш}}{dt}. \quad (7)$$

- при $x_E < 0$, $x_{P32} < 0$ і $V_{P32} < 0$:

$$q_{CM2.Ш2} = -A_{Ш} V_{CM2} + \frac{V_{02CM2} + A_{Ш} x_{CM2}}{E_{Ж}} \cdot \frac{dP_{Ш}}{dt}. \quad (8)$$

Якщо знехтувати витоками РР у гідроланцюгу РЗ₂ і СМ₂ зважаючи з їх малою кількістю витрат в ГП, то нерозривність витрат визначається рівняннями:

- при $x_E > 0$, $x_{P32} > 0$ і $V_{CM2} > 0$:

$$q_{P32.P1} = q_{CM2.P1}, \quad (9)$$

$$q_{P32.Ш1} = q_{CM2.Ш1}; \quad (10)$$

- при $x_E < 0$, $x_{P32} < 0$ і $V_{CM2} < 0$:

$$q_{P32.P2} = q_{CM2.P2}, \quad (11)$$

$$q_{P32.Ш2} = q_{CM2.Ш2}. \quad (12)$$

Рух штока СМ₂ (а разом з тим кут повороту лопатей РК) визначається рівнянням:

$$m_{CM2} \frac{d^2 x_{CM2}}{dt^2} = A_P P_P - A_{Ш} P_{Ш} - F_{C,CM2} - F_{ТРО,CM2} \cdot \text{sign} V_{CM2} - \beta_{CM2} \cdot V_{CM2} \quad (13)$$

Для отримання єдиного рішення системи рівнянь (1–27) необхідно мати початкові умови (ПУ). При цьому всі диференціальні рівняння різного порядку записуються еквівалентними диференціальними рівняннями першого порядку з розміщенням похідної в лівій частині, а в правій частині то чому вона дорівнює.

Тоді, аналізовані диференціальні рівняння системи (1–13) приймуть наступний вигляд:

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{T_L} \left(\frac{U_E - K_{П} V_E}{R} - i \right), \quad (14)$$

$$\frac{dx_E}{dt} = V_E, \quad (15)$$

$$\frac{dV_E}{dt} = \frac{1}{m_E} (k_{Fi} i - C_E (x_E + x_{E0}) + G_E - F_{ТР.E} - \beta_E V_E - F_{ГД.E}), \quad (16)$$

$$\frac{dx_{P32}}{dt} = V_{P32}, \quad (17)$$

$$\frac{dP_{P32}}{dt} = \frac{q_{E1} - q_{P32.1}}{V_{Т.Э}} E_{Ж}, \quad (18)$$

$$\frac{dP_{P32}}{dt} = \frac{q_{P32.2} - q_{E2}}{V_{Т.Е}} E_{Ж}, \quad (19)$$

$$\frac{dv_E}{dt} = \frac{1}{m_{P32}} (A_{P32.H} \cdot P_{P32} - A_{P32.B} \cdot P_0 - G_E - F_{TP.P32} - \beta_{P32} V_{P32} - F_{ГД.P32}), \quad (20)$$

$$\frac{dx_{CM2}}{dt} = V_{CM2}, \quad (21)$$

$$\frac{dv_{CM2}}{dt} = \frac{1}{m_{CM2}} (A_{П} P_{П} - A_{Ш} P_{Ш} - F_{C.CM2} - F_{TPO.CM2} \cdot \text{sign} V_{CM2} - \beta_{CM2} \cdot V_{CM2}), \quad (22)$$

$$\frac{dP_{П}}{dt} = \frac{q_{P32.П1} - A_{П} V_{CM2}}{V_{01.CM2} + A_{П} x_{CM2}} E_{Ж}, \quad (23)$$

$$\frac{dP_{П}}{dt} = -\frac{A_{П} V_{CM2} - q_{P32.П2}}{V_{01.CM2} - A_{П} x_{CM2}} E_{Ж}, \quad (24)$$

$$\frac{dP_{П}}{dt} = \frac{A_{Ш} V_{P32} - q_{P32.Ш1}}{V_{02.CM2} - A_{Ш} x_{CM2}} E_{Ж}, \quad (25)$$

$$\frac{dP_{Ш}}{dt} = \frac{q_{P32.Ш2} - A_{Ш} V_{CM2}}{V_{02.CM2} + A_{Ш} x_{CM2}} E_{Ж}. \quad (26)$$

Вплив магістральних трубопроводів ГП як система з зосередженими параметрами визначається деформацією, що знаходиться в трубопроводах з РР, і деформацією стінок самих трубопроводів. Для гідроприводу повороту лопатей РК, як системи з зосередженими параметрами, тиск в трубопроводі між ЕГП₂ і РЗ₂ пов'язано з витратою РР через нього залежностями:

- при $x_E > 0$:

$$q_{E1} - q_{P32.1} = \frac{V_{т.е-рз2}}{E_{Ж}} \cdot \frac{d \cdot P_{P32}}{dt}, \quad (26)$$

- при $x_E < 0$:

$$q_{P32.2} - q_{E2} = \frac{V_{т.е-рз2}}{E_{Ж}} \cdot \frac{d \cdot P_{P32}}{dt} \quad (27)$$

Висновки. Розроблена нелінійна математична модель виконавчого сервомотора, яка входить до складу повної математичної моделі системи регулювання швидкості гідротурбіни для дослідження динамічних характеристик з метою покращення швидкодії та точності позиювання.

Розроблена нелінійна математична модель виконавчого сервомотора, яка входить до складу повної математичної моделі системи регулювання швидкості гідротурбіни, дозволяє ефективно досліджувати динамічні характеристики системи. Це дає змогу аналізувати вплив різних режимів роботи на швидкість, точність позиювання та регулювання стабільності частоти. Врахування нелінійних властивостей елементів сервомотора дозволяє адекватно моделювати реальні умови експлуатації, що є ключовим для розробки сучасних алгоритмів керування.

Отримані результати при моделюванні демонструють можливість оптимізації системи роботи за рахунок вдосконалення алгоритмів керування, зокрема, використання адаптивних і прогнозуючих підходів. Застосування цих алгоритмів сприяє підвищенню точності регулятора швидкості гідротурбіни, мінімізації коливання та зниження

енергоспоживання. Це особливо актуально для великих гідроелектростанцій, які працюють у змінних режимах навантаження

Крім того, математична модель може бути використана для інтеграції з комп'ютерними системами моніторингу та діагностики стану обладнання. Це дозволяє запобігти аварійним ситуаціям. Таким чином, розроблена математична модель є потужним інструментом для вдосконалення системи регулювання швидкості гідротурбін та підвищення їх загальної ефективності.

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. 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 комбинаторных схем гидронневоавтоматики*. 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. *Адаптивні системи автоматичного управління*. 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. *Керівництво з експлуатації регулятора швидкості ALSTOM радіально-осьової гідротурбіни*. Гренобль, 2018. 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 гидронневоагрегаты*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2015. 115 с.
14. Черкашенко М. В., Потетенко О. В., Гасюк О.И., Пермяков О. А., Панамарьова О. Б., Олексенко Ю. Ю. Пат. 152023, Україна. *Гідронневопривод*. 2022.
15. Черкашенко М. В., Гасюк О.И., Хавін Г. Л. Пат. 152026, Україна. *Гідронневопривод*. 2022.

References (transliterated)

1. Rusanov A. V., Hnyesin V. I. *Naukovo-tehnichni 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's'kyi V., Hasyuk O., Hryb O. *Hydroenerhetyka. 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., Gasiuk A. I., Doroshenko A. V., Cherkashenko A. Sistemy upravleniia 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 gidropnevmoavtomatiki* [Synthesis of combinatorial schemes of hydropneumoautomatics]. Germany, GMBH Publ., 2020. 130 p.
 5. Kanyuk G. I., Mezerya A. Yu., Mel'nikov V. E. Parametricheskii sintez astaticheskogo regulatora 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]. *Adaptivni systemy avtomatichnoho 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. *Kerivnytstvo z ekspluatatsiyi rehulyatora shvydkosti ALSTOM radial'no-os'ovoyi hidroturbiny* [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. *Syntesis 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 gidropnevmoagregaty* [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. *Hidropnevmoopryvod* [Hydraulic pneumatic drive]. Patent UA, no. 152023, 2022.
 15. Cherkashenko M. V., Hasyuk O. I., Khavin H. L. *Hidropnevmoopryvod* [Hydraulic pneumatic drive]. Patent UA, no. 152026, 2022.

Надійшла (received) 05.12.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Черкашенко Михайло Володимирович (Cherkashenko Mykhailo) – доктор технічних наук, професор, головний редактор Вісника Національного технічного університету «ХПІ», серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3908-7935>; e-mail: mchertom@gmail.com

Гасюк Олександр Іванович (Hasiuk Oleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскура»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6347-8501>; e-mail: galexfof@gmail.com

A. С. РОГОВИЙ, В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, Д. А. САВЕНКОВ, О. Д. ТИНЬЯНОВ, А. С. АЗАРОВ

ПРОЄКТУВАННЯ ОБОРОТНОЇ ГІДРОМАШИНИ ЗАСОБАМИ ANSYS ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ У НАСОСНОМУ РЕЖИМІ

У світовій енергетиці спостерігається перехід до енергоефективності, енергобезпеки та низьковуглецевої енергетики з акцентом на відновлювані джерела та зменшення традиційних потужностей. В Україні до 2035 року ключовим завданням є розробка гідромашин для ГАЕС із напорами до 500 м, зокрема для Закарпатської ГАЕС з потужністю 230 МВт у насосному режимі. Сучасний підхід до проєктування проточних частин ґрунтується на числових дослідженнях, які аналізують вплив геометричних і режимних параметрів на ефективність. САПР дає змогу спроектувати та в подальшому точно змоделювати параметри, оптимізуючи геометрію лопаток для кращої продуктивності та мінімізації втрат, що зроблено в роботі використовуючи засоби Ansys: Ansys Vista CPD, Ansys BladeGen, Ansys TurboGrid. На основі числового моделювання течії у проточній частині оборотної гідромашини в насосному режимі отримані гідродинамічні характеристики течії (розподіли тисків, швидкостей та інших параметрів). Проточна частина складалася з робочого колеса за використання секторного підходу до моделювання, спірального відводу та підводу. Ефективність спроектованої гідромашини в насосному режимі склала 96 %, що відповідає найкращим світовим зразкам і демонструє спроможність CAD-інструментів створювати високоякісні гідромашини. Результати моделювання й аналізу течії показали рівномірне зростання як статичного, так і загального тиску під час руху рідини вздовж лопаті. Відсутність піків чи провалів тиску від передньої до задньої кромки лопаті свідчить про відсутність критичних зон, які потребують подальшої оптимізації чи досліджень. Проте спостерігається відривання рідини ближче до вихідної кромки, причому зона відривання біля корпусу має більшу площу. Меридіональна швидкість збільшується на передній кромці, що планується оптимізувати в наступних дослідженнях для вирівнювання та зменшення її градієнта.

Ключові слова: оборотна гідралічна машина, насосний режим, система автоматизованого проєктування, числове моделювання, течія, ефективність.

A. ROGOVYI, V. DRANKOVSKIY, D. SAVENKOV, O. TYNIANOV, A. AZAROV

DESIGN OF A REVERSIBLE HYDRAULIC MACHINE USING ANSYS AND FLOW STUDIES IN THE PUMPING MODE

The global energy sector is experiencing a transition to energy efficiency, energy security, and low-carbon energy with a focus on renewable sources and a reduction in conventional capacities. In Ukraine, the key task by 2035 is to develop hydraulic machines for pumped storage power plants (PSP) with heads of up to 500 m, particularly for the Zakarpattia PSP with a capacity of 230 MW in pumping mode. The current approach to designing flow parts is based on numerical studies that analyze the impact of geometric and operating parameters on efficiency. CAD makes it possible to design and subsequently accurately model the parameters, optimizing the blade geometry for better performance and minimizing losses, which was done in this work using Ansys tools: Ansys Vista CPD, Ansys BladeGen, and Ansys TurboGrid. Based on the numerical modeling of the flow in the flowing part of the reversible hydraulic machine in the pumping mode, the hydrodynamic characteristics of the flow (distributions of pressures, velocities, and other parameters) were obtained. The flow consisted of an impeller using a sectoral modeling approach, a volute, and an inlet channel. The efficiency of the designed hydraulic machine in the pumping mode was 96%, which corresponds to the best world standards and demonstrates the ability of CAD tools to create high-quality hydraulic machines. Flow modeling and analysis results showed a uniform increase in static and total pressure as the fluid moves along the blade. The absence of pressure peaks or dips from the front to the back edge of the blade indicates that no critical points require further optimization or research. However, fluid separation closer to the leading edge is observed, and the separation zone near the casing has a larger area. The meridional velocity increases at the leading edge, which will be optimized in future studies to equalize and reduce its gradient.

Keywords: reversible hydraulic machine, pumping mode, computer-aided design system, numerical modeling, flow, efficiency.

Вступ. В світовій енергетиці різко змінилися тенденції розвитку електроенергетики на основі принципів енергоефективності, енергобезпеки і низьковуглецевої енергетики з переходом на прискорений розвиток відновлюваних джерел енергії і скороченням виробництва електроенергії традиційними генеруючими потужностями. Відповідно до «Енергетичної стратегії України на період до 2035 р.» визначаються пріоритети національної енергетичної політики України з швидким зростанням потужностей відновлюваних джерел енергії, яка в 2035 р. повинна скласти 25 млрд кВт·год [1]. Такі тенденції потребують зростання балансуєчих високоманеврених потужностей в гідроенергетиці для регулювання графіків навантажень і забезпечення стійкості і надійної роботи об'єднаних енергосистем. Така стратегія потребує збільшення вдвічі потужностей на гідроенергетичних об'єктах України до 12 млн кВт до 2035 р. та вирішення ряду питань дослідження та модернізації проточних частин гідромашин на

існуючих ГЕС-ГАЕС. 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 [2].

В Україні, на період до 2035 р., розробка гідромашинного устаткування для ГАЕС з напорами до 500 м, є важливим завданням поставленим перед дослідниками і передбачає будівництво Закарпатської ГАЕС на даний напір з максимальною потужністю гідроагрегату в насосному режимі 230 МВт [3]. Ця тенденція зумовлена економічними міркуваннями, тому що за однакових потужностей вага високонапірної насос-турбіни менша, приблизно в 1,5 рази, ніж низьконапірної, а вага всього гідроагрегату зменшується приблизно на 30 %. При цьому істотно зменшується площі водосховища, що знижує витрати на будівництво станції. Тому дана тенденція є перспективною, у зв'язку з чим виникає необхідність розроблення нового та вдосконалення наявного

обладнання для високонапірних ГАЕС.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз робіт щодо дослідження робочого процесу оборотних гідромашин показує, що нині питання про створення проточних частин оборотних гідромашин досить актуальне [4–7]. Для ГАЕС визначальним під час вибору параметрів є насосний режим, оскільки оборотна гідромашина повинна забезпечувати необхідний напір і необхідні характеристики кавітації за досягнення в турбінному режимі із розрахунковим напором необхідної встановленої потужності з максимальним ККД.

Сучасний підхід до розроблення проточної частини передбачає проведення великої кількості числових досліджень, спрямованих на виявлення впливу геометричних і режимних параметрів на енергетичні показники [8; 9]. Основою для проведення такого числового аналізу є різні математичні моделі робочого процесу, найчастіше засновані на осереднених рівняннях Рейнольдса. Розвиток методів моделювання робочого процесу заснованих на розв'язанні задачі обчислення тривимірного в'язкого потоку, знаходять широке застосування для дослідження кінематичних характеристик проточної частини гідромашини [10].

САПР уможливує точне параметричне моделювання, що дозволяє інженерам оптимізувати геометрію лопаток для підвищення ефективності та продуктивності. Наприклад, вдосконалення параметричних B-сплайнів полегшує створення гладких, гідро- та аеродинамічно ефективних форм лопаток, які мінімізують втрати тиску і відрив потоку [11]. Ці інструменти також дозволяють легко інтегруватися з робочими процесами моделювання та оптимізації, що може значно зменшити обчислювальні витрати, одночасно покращуючи показники продуктивності.

Одним з важливих застосувань є інтеграція САПР в автоматизовані ланцюжки проектування, що забезпечує швидку взаємодію та прямий зв'язок з аналізом CFD (Computational Fluid Dynamics) [12]. Такий підхід забезпечує відповідність кінцевих проектів реальній динаміці потоку, що призводить до зниження витрат на створення прототипів і підвищення точності проектування. Наприклад, параметризація на основі САПР довела свою ефективність при створенні 3D-геометрії лопатей статора і ротора відцентрового компресора [13]. Таким чином, САПР відіграє сьогодні важливу роль у вдосконаленні проектування гідромашин та здатний полегшити оптимізацію складних інженерних процесів.

Мета. Метою роботи є проектування та підвищення ефективності роботи оборотної гідромашини в насосному режимі за рахунок використання САПР-програм Ansys з подальшим удосконаленням проточної частини.

Результати досліджень. Методика дослідження складалась з декількох етапів в програмному середовищі Ansys: на основі вихідних даних проектувалося робоче колесо та спіральний відвід в програмі Ansys Vista CPD [14]. Після цього

оцінювалася та змінювалася геометрія проточної частини в програмі Ansys BladeGen, гексагональна сітка будувалася в TurboGrid й на завершальному етапі розрахунок течії у Ansys CFX.

Блочна структура дослідження у Ansys Workbench 24.1 представлена на рис. 1.

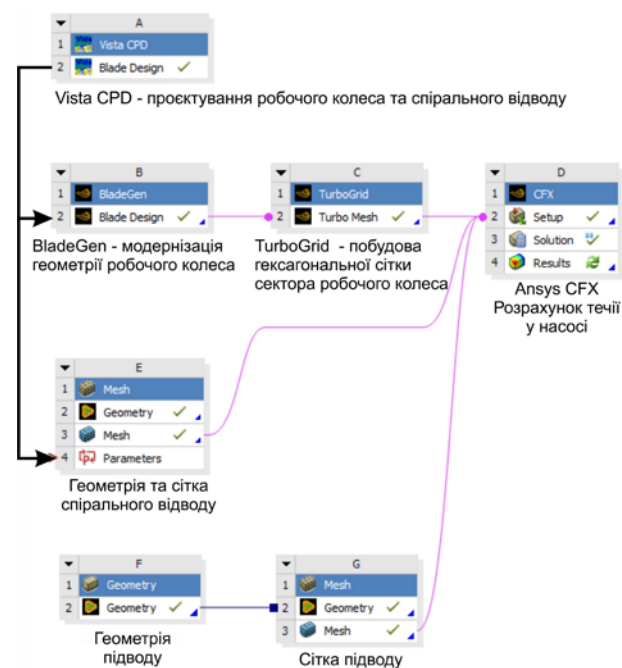


Рис. 1. Структура проектування та дослідження течії в оборотній гідромашині

Програмне забезпечення Vista для турбомашин включає інструменти для одновимірного проектування та розрахунків осевих і радіальних турбін, компресорів, вентиляторів та насосів. Інтеграція з Ansys Workbench забезпечує перехід від 1D до 3D геометрії, розрахунків і CFD аналізу. У порівнянні з програмами CFturbo і PumpLinx, Vista CPD є більш спрощеним та орієнтованим на початкові етапи проектування, тоді як CFturbo надає ширші можливості для створення багатоступневих турбомашин і підтримує широкий діапазон типів обладнання (насоси, компресори, турбіни) [15]. Vista CPD для проектування насосів забезпечує плавний перехід до тривимірного моделювання та CFD-аналізу в Ansys CFX або Fluent, чого не пропонує PumpLinx [16], зосереджений на детальному аналізі вже готових моделей, зокрема для оцінки кавітації чи вібрацій. CFturbo, хоча і багатифункціональний, вимагає більше часу на налаштування та аналіз. Загалом Vista CPD є оптимальним вибором для швидкого первинного проектування насосів із подальшим розширеним аналізом у середовищі Ansys, тоді як CFturbo підходить для універсальних рішень, а PumpLinx – для спеціалізованих завдань експлуатаційного аналізу.

В якості вхідних параметрів розрахунку задано: частоту обертання 500 об/хв.; подачу 39 м³/с; густину рідини 1000 кг/м³, напір 528 м; кут входу 90°.

Кут потоку на передній кромці робочого колеса визначається відносно тангенціального напрямку. За

стандартом встановлюється значення 90° , яке відповідає потоку без попереднього обертання перед входом у робоче колесо [15].

Крім того, в якості початкових умов розрахунку задано коефіцієнт меридіональної швидкості, що визначає лінійний профіль швидкості від маточини до корпусу на передній кромці робочого колеса (рис. 2). Заданий градієнт розподілу швидкості характеризує співвідношення меридіональної швидкості на передній кромці маточини до середньої меридіональної швидкості.

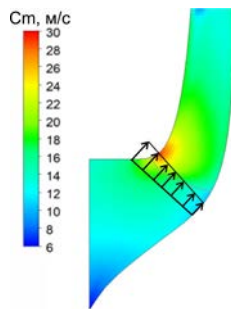


Рис. 2. Меридіональна швидкість на передній кромці із коефіцієнтом 1,1

На наступному етапі отримана в Vista CPD геометрія імпортувалася в модуль Ansys Mesh для побудови сітки спірального відводу та в програмний модуль Ansys BladeGen для оптимізації зміни/геометрії проточної частини насоса або лопаті.

Ansys BladeGen спеціалізується на тривимірному моделюванні лопаток турбомашин і інтегрується з іншими продуктами Ansys для глибокого аналізу, що робить його ідеальним для початкового дизайну. Його інтуїтивний інтерфейс сприяє швидкому прототипуванню, на відміну від Cadence Fine/Turbo, який більш орієнтований на детальний CFD-аналіз і оптимізацію [17]. Siemens NX надає широкі можливості CAD, але не настільки специфічний для гідромашин, як BladeGen. NUMECA також пропонує подібні функції з акцентом на оптимізацію [18].

На рис. 3 наведено спрофільовані лопаті оборотної гідромашини.

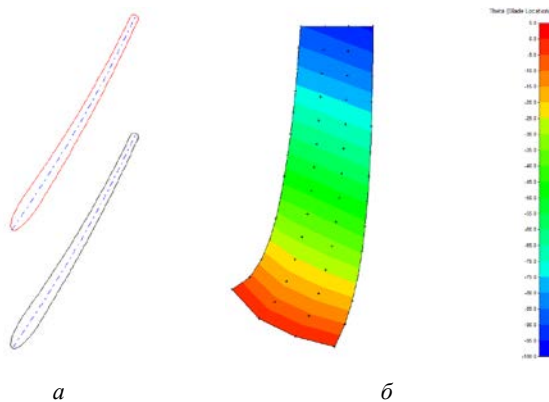


Рис. 3. Спрофільована в програмі BladeGen: а – лопать; б – кутове положення лопаті

На рис. 3, б наведено кутове положення лопаті гідромашини у полярній системі координат, відносно

осі обертання. Цей параметр визначає, як розташована лопать уздовж окружності (в напрямку тангенціального потоку). Значення цього параметру зазвичай задаються у градусах і можуть змінюватися для створення різних розташувань лопатей, таких як рівномірний або нерівномірний розподіл. У BladeGen це корисний інструмент для контролю кута нахилу лопаті, розташування передньої та задньої кромки та її орієнтації відносно інших лопатей [17].

На наступному кроці геометрія проточної частини-робочого колеса передавалася в програму Ansys TurboGrid для побудови гексагональної сітки. Гексагональна сітка є оптимальним вибором для гідромашин через свою ефективність у моделюванні складних геометрій з високою точністю. Вона знижує кількість необхідних елементів порівняно з тетраедричними сітками, що зменшує обчислювальні витрати і покращує стабільність розрахунків. Гексагональні елементи забезпечують кращу імітацію потоків, особливо в прикордонних шарах, що важливо для аеродинамічного та гідродинамічного аналізу турбін, насосів і компресорів, де критичним є моделювання турбулентності та втрат енергії [19].

На рис. 4 наведено сітки, що зроблено для міжлопатевого простору у TurboGrid та для спірального відводу й підводу в Mesh програмі Ansys. Для спірального відводу складно створити гексагональну сітку через його складну геометрію, яка має криволінійний профіль і нерівномірний перетин. Крім того, наявність язика спірального відводу насоса-турбіни, частини конструкції, яка забезпечує плавний перехід потоку рідини від вихідного каналу до відвідного трубопроводу значно ускладнює побудову гексадральної сітки, що вимагає нерационально великого часу на її побудову. Гексагональні елементи погано пристосовуються до таких форм, особливо в місцях зі значними змінами кривизни. Це ускладнює контроль якості сітки [20].

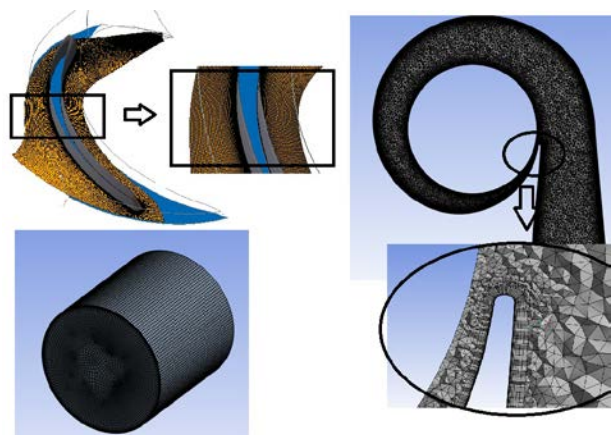


Рис. 4. Сітки для моделювання течії в оборотній гідромашині

На останньому етапі виконано розрахунок течії в гідромашині в насосному режимі об'єднавши сітки через інтерфейси в програмі Ansys CFX, що показано на рис. 5. Поєднання сіток через інтерфейси необхідне для моделювання складних геометрій із різними

сітковими характеристиками в різних областях, а також через наявність обертання робочого колеса за відсутності обертання статорних елементів: спірального відводу та підводу рідини. Це дозволяє оптимізувати розрахункову точність та швидкість, використовуючи густу сітку в критичних зонах і грубу в менш важливих, забезпечуючи коректний обмін даними між зонами.

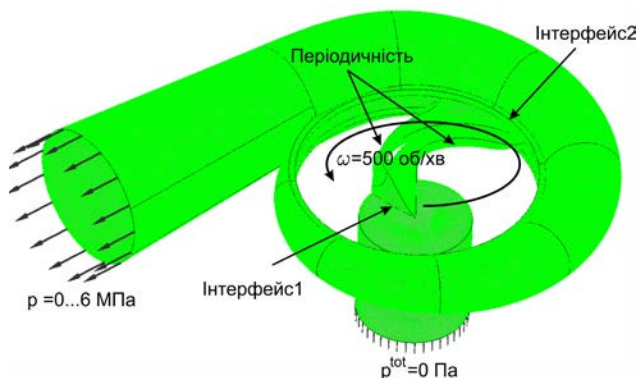


Рис. 5. Розрахункова модель та граничні умови розрахунку

У гідромашин моделюється лише один сектор із лопатки через періодичність їхньої геометрії та потоку. Більшість турбомашин мають рівномірно розташовані лопатки, що дозволяє припустити однаковість умов у кожному секторі. Це значно зменшує обчислювальні витрати, оскільки замість моделювання всієї машини аналізується лише одна частина з періодичними граничними умовами, які імітують взаємодію між секторами. Такий підхід забезпечує точність розрахунків для ключових параметрів потоку, наприклад, розподілу тиску, швидкості та енергії. Крім того, зниження кількості елементів сітки дозволяє швидше виконувати симуляції та використовувати доступні обчислювальні ресурси ефективніше [21].

Для моделювання взаємодії між обертними і нерухомими частинами гідромашини використано інтерфейс Frozen Rotor. У цьому підході ротор й спіральний відвід та підвід розглядаються як заморожені в конкретному положенні один відносно одного, тобто обертання ротора не враховується під час розрахунків. Це дозволяє швидко виконувати стаціонарні розрахунки, зберігаючи вплив відносного положення ротора і статора на характеристики потоку, наприклад, розподіл тиску або швидкості. Frozen Rotor підходить для попереднього аналізу, де важливо врахувати вплив взаємодії між частинами, але немає необхідності в точному моделюванні нестационарних явищ, таких як пульсації або коливання потоку [22].

Аналіз чутливості сіток у числовому моделюванні полягає у визначенні впливу густини та параметрів обчислювальної сітки на точність та збіжність результатів. Він передбачає проведення серії розрахунків із різними сітками, щоб оцінити зміни у ключових параметрах моделі, таких як тиск, швидкість чи температура. Такий аналіз допомагає знайти баланс між обчислювальними витратами та точністю моделювання, визначаючи мінімально

необхідну густину сітки для отримання достовірних результатів. Таким чином, для отримання характеристик, що не залежать від якості побудови сітки виконано порівняння інтегральних параметрів розрахунку (ККД та подача) від кількості контрольних об'ємів. Характеристики сіток представлено в табл. 1.

Таблиця 1 – Кількість елементів в досліджених сіткових розбиттях у млн контрольних об'ємів

Вид сітки	Підвід	Сектор робочого колеса	Спіральний відвід	Разом
Груба	0,085	0,221	0,494	0,8
Середня	0,2	1,11	4,24	5,55
Гарна	0,5	3,6	8,82	12,92

Результати визначення ККД та відносної подачі насоса (віднесена до максимальної з трьох розрахунків на різних сітках) представлено на рис. 6. Починаючи з 10 млн контрольних об'ємів інтегральні показники роботи гідромашини змінюються не більше ніж на 0,5%. Тому, в подальших розрахунках використовуємо сіткове розбиття з загальною кількістю 12,92 млн контрольних об'ємів. Крім того, для всіх сіток контролювався параметр пристінного шару сітки y^+ й його значення для гарної сітки не перевищувало значення 5 [23], що дозволяє застосувати SST (Shear Stress Transport) модель турбулентності [24; 25].

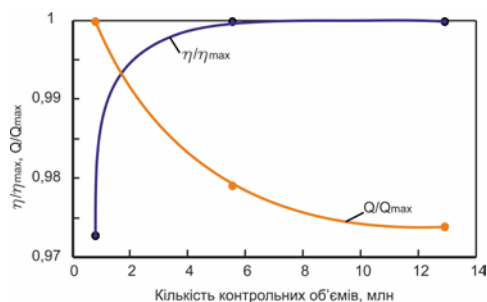


Рис. 6. Аналіз чутливості результатів до кількості елементів сітки

В якості граничних умов задано: на вході в підвід значення загального тиску 0 Па та значення статичного тиску на виході від 0 до 6 МПа для отримання характеристики насосного режиму. Зміна значення статичного тиску на виході дозволило отримати оптимальну за ККД робочу точку.

На рис. 7 представлено розподіл статичного тиску на лопаті на 20%, 50% і 95% безрозмірної відстані по висоті від корпусу до заднього диску (Span Normalized). Безрозмірну відстань у насосах та турбомашин використовують для вираження геометричних або динамічних характеристик компонентів уздовж радіального розподілу у вигляді безрозмірної величини. Розподіл наведено за обводом профілю на середньому діаметрі – це безрозмірна відстань від входу до виходу, яка вимірюється від 0 до 1. Ця відстань (Streamwise) для лопатей гідромашин описує напрямок потоку рідини або газу, який збігається з локальною лінією течії (streamline) уздовж поверхні лопаті.

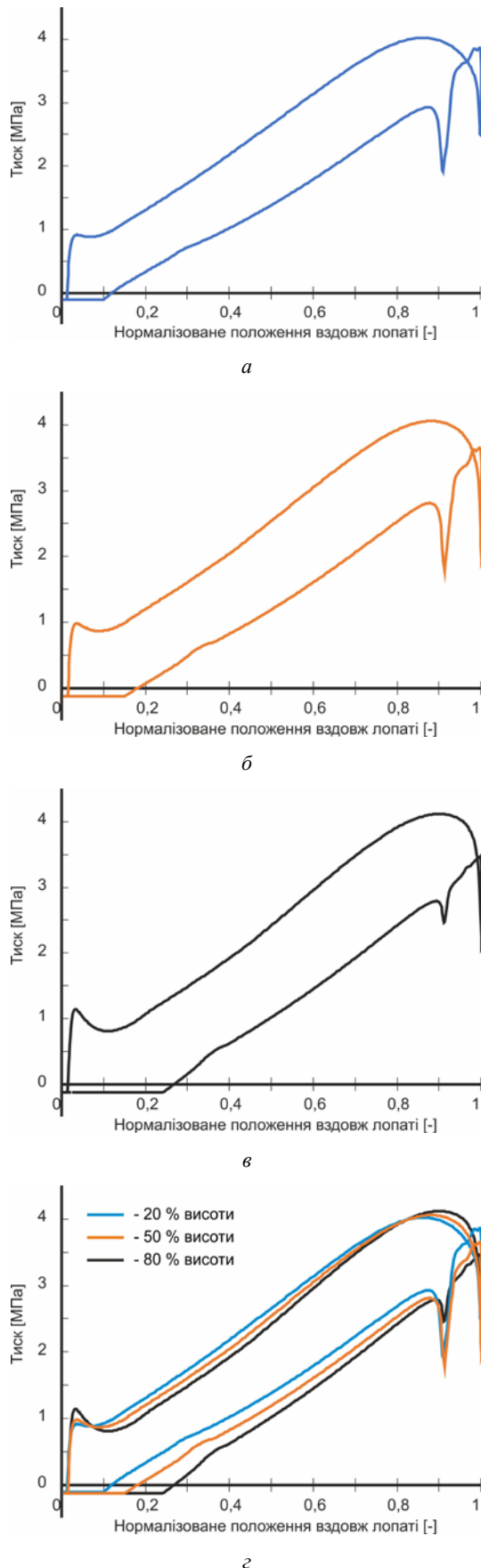


Рис. 7. Розподіл статичного тиску вздовж лопаті: а – 20 % висоти; б – 50 % висоти; в – 80 % висоти; з – об'єднані розподіли

З графіків видно, що спостерігається різниця тисків на сторонах лопаті вздовж всієї лопаті. Наявність різних тисків на різних сторонах лопаті насоса є критично важливим для забезпечення ефективної роботи машини. Це пов'язано з необхідністю створення певного тиску і потоку, щоб забезпечити оптимальне перекачування рідини.

На рис. 8 наведено розподіли тисків вздовж лопаті: p_t – загальний тиск в нерухомій системі координат; p_s – статичний осереднений за комірками вздовж лінії течії тиск. Статичний тиск розраховано у відносній шкалі відносно атмосферного тиску.

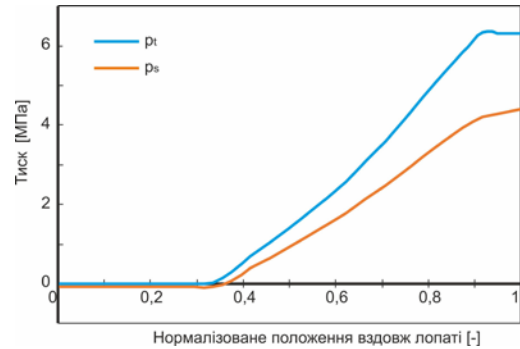


Рис. 8. Розподіл тисків вздовж лопаті

Загальний тиск в нерухомій системі координат є комбінацією статичного тиску рідини та її динамічного тиску (який виникає внаслідок руху), розрахована без урахування компонентів швидкості обертання рідини, оскільки нерухома система координат не обертається разом з геометрією. Візуалізація зміни тиску від передньої до задньої кромки лопаті, що наведено на рис. 8 доводить відсутність піків або провалів, що вказує на відсутність проблемних областей, що потребують оптимізації конструкції або подальших досліджень.

На рис. 9 представлено розподіл відносної швидкості рідини стосовно робочого колеса насоса (W) та абсолютної швидкості потоку рідини у просторі, незалежно від руху робочого колеса (C). Відносна швидкість визначається в системі відліку, яка рухається разом з лопатями робочого колеса. Абсолютна швидкість враховує як тангенціальну, так і радіальну компоненти швидкості.

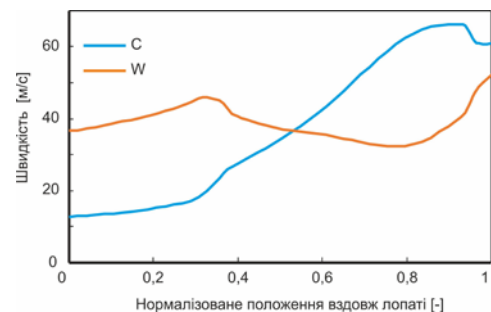


Рис. 9. Розподіл відносної та абсолютної швидкостей вздовж лопаті

Спостерігається невелике коливання відносної швидкості у міжлопатевому просторі між значеннями 35 та 50 м/с. Абсолютна швидкість зростає від 12 м/с

на передній кромці до 65 м/с – на задній.

На рис. 10 наведено аналіз зміни кутів потоку α та β вздовж лінії течії у міжлопатевому просторі. Кут потоку α – це кут між напрямком вектора потоку і тангенціальною складовою швидкості. Цей кут дозволяє визначити, наскільки ефективно потік входить у лопатевий канал, зменшуючи ризик виникнення відривів або завихрень, що знижують ефективність. Кут впливає на вибір кута нахилу вхідних кромek лопатей, щоб мінімізувати втрати енергії на вході в робоче колесо. Неправильний α може викликати небажані ефекти, як-от кавітацію чи високі гідродинамічні втрати.

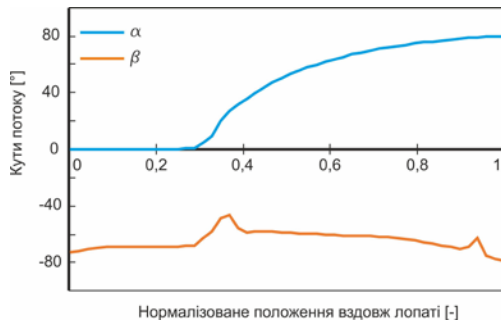


Рис. 10. Розподіл кутів потоку вздовж лопаті

Кут потоку β в гідромашинах – це кут між напрямком абсолютного вектора швидкості потоку та осью складовою потоку на вході в робоче колесо або інший компонент турбомашини. Цей кут визначає, наскільки потік узгоджується з геометрією вхідної кромки лопатей. Оптимальне значення допомагає уникнути втрат, викликаних завихненням або відривом потоку. Якщо кут α – це кут між напрямком потоку і тангенціальною швидкістю, то β – кут між напрямком абсолютної швидкості і осью складовою. Правильний підбір β є важливим для досягнення оптимальних характеристик ККД і надійності турбомашини [26; 27].

На рис. 11 наведено зміну кутів α та β вздовж висоти лопаті для вхідної й вихідної кромek.

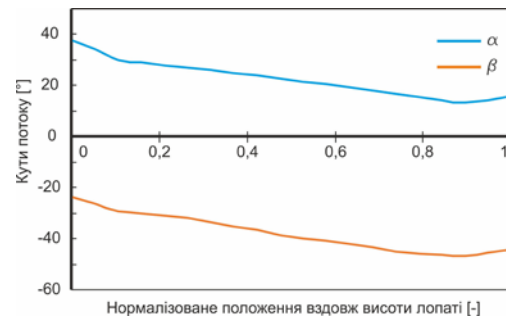
Спостерігається зменшення кутів як α так і β вздовж висоти лопаті від корпусу до заднього диску на передній кромці та практично постійне значення вздовж висоти для задньої кромки.

На рис. 12 наведено контури зміни відносної швидкості. Спостерігається відривання рідини ближче до вихідної кромки.

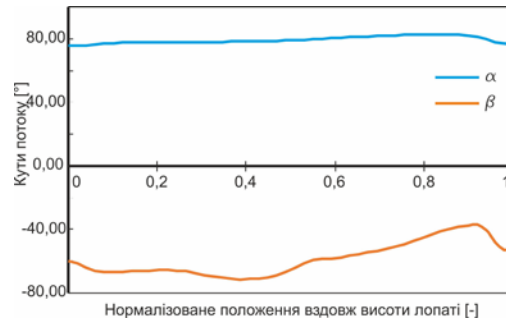
На рис. 13 наведено вектори швидкості у міжлопатевому просторі у площинах, що відповідають різній висоті лопаті. У всіх площинах спостерігається відривання потоку, але біля корпусу відривання має більшу площу зони.

На рис. 14 наведено розподіл загального тиску у різних перетинах біля лопаті насоса.

Загальний тиск рівномірно збільшується під час проходження рідини міжлопатевого простору. Спостерігається невеличке відривання на задній кромці, що проявляється в розподілах загального тиску та на розподілах статичного тиску вздовж лопаті (рис. 7).



а



б

Рис. 11. Розподіл кутів потоку вздовж висоти лопаті: а – для вхідної кромки; б – для вихідної кромки

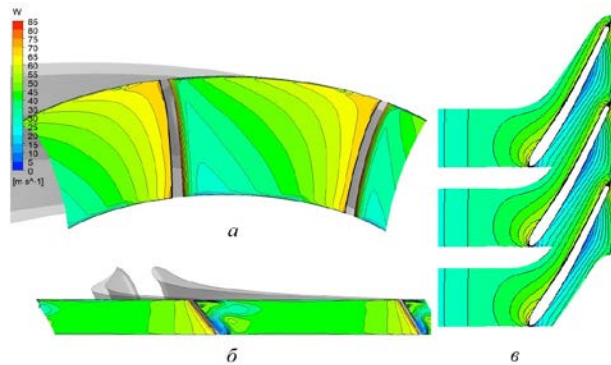


Рис. 12. Контури відносної швидкості у перетині біля: а – вхідної кромки; б – вихідної кромки; в – лопаті у перетині посередині висоти лопаті

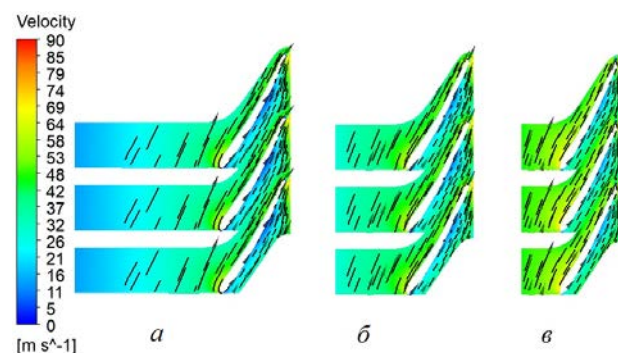


Рис. 13. Розподіл векторів швидкості біля лопаті у перетинах нормалізованої висоти: а – 0,2; б – 0,5; в – 0,8

На рис. 15 наведено розподіл статичного тиску у площинах насоса. Статичний тиск так само, як і загальний рівномірно збільшується під час проходження рідини вздовж лопаті [28].

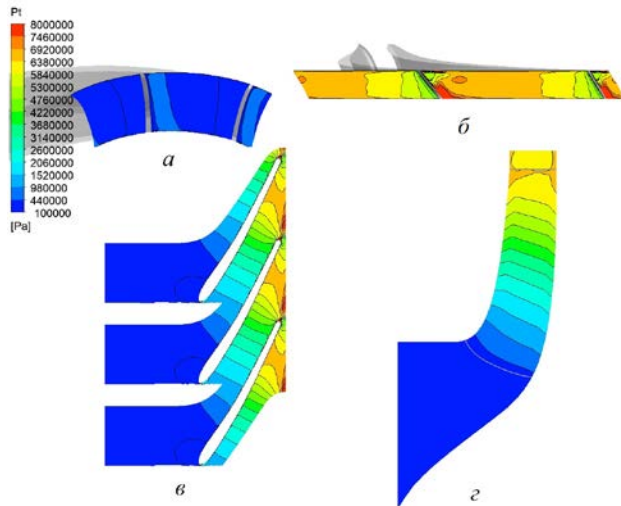


Рис. 14. Розподіл загального тиску в нерухомій системі відліку:
 а – на вхідній кромці; б – вихідній кромці; в – біля лопаті у перетині посередині висоти лопаті; г – у меридіональній площині

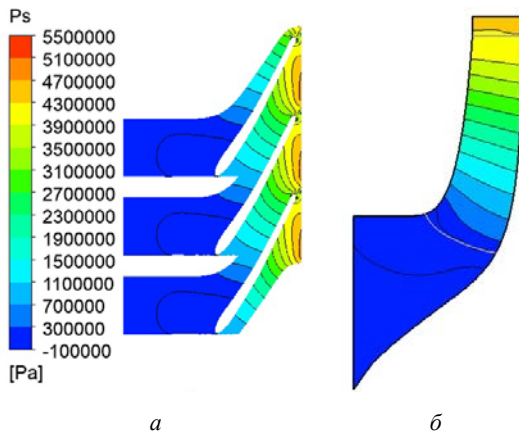


Рис. 15. Розподіл статичного тиску:
 а – біля лопаті у перетині посередині висоти лопаті;
 б – осереднений за площею кола у меридіональній площині

На рис. 16 наведено розподіл відносної та абсолютної швидкостей у меридіональній площині.

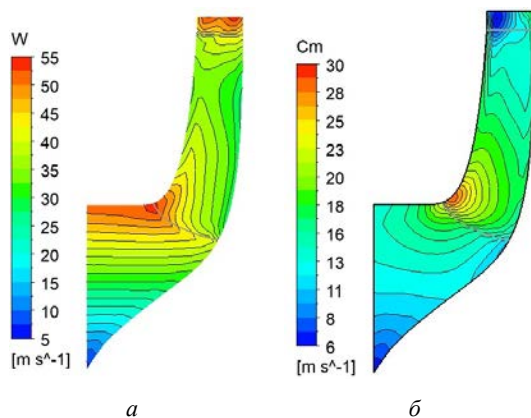


Рис. 16. Розподіл швидкостей течії у меридіональній площині:
 а – відносної осередненою за масою; б – абсолютної меридіональної осередненої за площею кола

Меридіональна швидкість має збільшення на передній кромці, що буде оптимізовано та покращено на наступній стадії досліджень з метою вирівнювання та зменшення градієнту меридіональної швидкості.

Висновки. На основі числового моделювання течії у проточній частині оборотної гідромашини в насосному режимі отримані гідродинамічні характеристики течії (розподіли тисків, швидкостей та інших параметрів).

Проточна частина, що складалася з робочого колеса за використання секторного підходу до моделювання, спірального відводу та підводу спроектовані за допомогою САПР-інструментів Ansys: Ansys Vista CPD, Ansys BladeGen, Ansys TurboGrid.

ККД спроектованої гідромашини в насосному режимі виявився 96 %, що відповідає усім найкращим зразкам, що використовується у світовій практиці, що доводить здатність та спроможність CAD-інструментів проєктувати досконалі гідромашини.

Результати розрахунку та візуалізації течії показали, що статичний тиск так само, як і загальний рівномірно збільшується під час проходження рідини вздовж лопаті. Візуалізація зміни тиску від передньої до задньої кромки лопаті доводить відсутність піків або провалів, що вказує на відсутність проблемних областей, що потребують оптимізації конструкції або подальших досліджень. Спостерігається відривання рідини ближче до вихідної кромки, але біля корпусу відривання має більшу площу зони.

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 (дата звернення: 05.11.2024).
2. Zhou Y., Zhu Y., Luo Q., Wei Y., Mei Y., Chang F. J. Optimizing pumped-storage power station operation for boosting power grid absorbability to renewable energy. *Energy Conversion and Management*. 2024. Vol. 299. P. 117827. doi: 10.1016/j.enconman.2023.117827
3. Riabenko O. A., Klyuha O. O., Tymoshchuk V. S., Halych O. O. Current tendencies of water resources using for providing the energy needs of society. *Proc. of CEE 2019. Lecture Notes in Civil Engineering*. Vol. 47. Cham: Springer, 2019. P. 384–391. doi: 10.1007/978-3-030-27011-7_49
4. Сидоров В. І. *Технології гідро- та вітроенергетики*. Черкаси: Вертикаль, 2016. 166 с.
5. Рябенко О. А., Клюха О. О., Тимошук В. С. Роль ГАЕС в роботі енергосистем. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. Київ, 2014. № 2. С. 167–170.
6. Кучерява І. М., Сорокіна Н. Л. Шляхи регулювання графіків навантаження та управління споживанням електричної енергії. *Гідроенергетика України*. 2007. № 4. С. 36–44.
7. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul, 2020. P. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
8. Morabito A., Vagnoni E. CFD-based analysis of pumped storage power plants implementing hydraulic short circuit operations. *Applied Energy*. 2024. Vol. 369. P. 123474. doi: 10.1016/j.apenergy.2024.123474
9. Khoryev O. M., Lynnyk O. V., Korotaiev P. O., Bykov Yu. A., Ahibalov Ye. S. Effect of circumferential lean of pump-turbine runner blades on energy characteristics. *Scientific Bulletin of National Mining University*. 2024. No. 3. P. 56–62. doi: 10.33271/nvngu/20243/056
10. Rusanov A., Khorev O., Agibalov Y., Bykov Y., Korotaiev P.

- Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with splitters in turbine mode. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems. Vol. 188*. Cham: Springer, 2020. P. 427–439. doi: 10.1007/978-3-030-66717-7_36
11. Siddappaji K., Turner M. G. Versatile Tool for Parametric Smooth Turbomachinery Blades. *Aerospace*. 2022. Vol. 9, issue 9. P. 489. doi: 10.3390/aerospace9090489
 12. Роговий А. С., Азаров А. С., Демчук Р. М. Удосконалення характеристик робочого колеса високонапірного відцентрового компресора проектуванням за допомогою САПР. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 25–30. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.04
 13. Gasparin E., Mattos V., Saltara F., Mello P., Dezan D., Salviano L., Yanagihara J. High-dimensional CFD optimization of a low-flow coefficient S-CO₂ centrifugal compressor for enhanced oil recovery systems. *Geoenergy Science and Engineering*. 2023. Vol. 227. P. 211851. doi: 10.1016/j.geoen.2023.211851
 14. Rogovyi A., Azarov A., Kukhtenkov Y., Avershyn A., Khovanskyi S. Improving the Performance of a Centrifugal Compressor Through Computer-Aided Design and Optimization of Blade Thickness. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham: Springer, 2024. P. 324–333. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_28
 15. Wang C., Wang S., Xiao Y., Sun X., Tian X., Luo X. Optimization of impeller parameters for hydrodynamic turbine based on multi-objective orthogonal test design. *Journal of Physics: Conference Series*. 2024. Vol. 2854, no. 1. P. 012107. doi: 10.1088/1742-6596/2854/1/012107
 16. Wang Y., Zhou L., Han M., Shen L. Performance Prediction of an Optimized Centrifugal Pump with High Efficiency. *Fluid Dynamics & Materials Processing*. 2023. Vol. 19, no. 9. P. 2215–2228. doi: 10.32604/fdmp.2023.027188
 17. Li X., Meng T., Li W., Zhou L., Ji L. Adjoint optimization of a multi-row transonic compressor based on an extended free-form method. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*. 2023. Vol. 237, issue 14. P. 3202–3214. doi: 10.1177/09544100231182265
 18. Remache A., Pérez-Sánchez M., Hidalgo V. H., Ramos H. M., Sánchez-Romero F. J. Towards Sustainability in Hydraulic Machinery Manufacturing by 3D Printing. *Processes*. 2024. Vol. 12, issue 12. P. 2664. doi: 10.3390/pr12122664
 19. Lu Z., Rath A., Amini S. H., Noble A., Shahab S. A computational fluid dynamics investigation of a novel flooded-bed dust scrubber with vibrating mesh. *International Journal of Mining Science and Technology*. 2022. Vol. 32, issue 3. P. 525–537. doi: 10.1016/j.ijmst.2022.03.002
 20. Роговий А. С. *Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.17*. Харків, 2017. 364 с.
 21. 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. P. 136–141.
 22. Boiko V. S., Sotnyk M. I., Moskalenko V. V. Head pulsations in a centrifugal pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 233, no. 1. P. 012058. doi: 10.1088/1757-899X/233/1/012058
 23. Bisht Y. S., Pandey S. D., Shah S. K., Nautiyal A. P., Rawat P., Ghalwan M. ANSYS-CFX are used to design and analyze the internal flow of centrifugal pump impellers. *AIP Conference Proceedings*. 2023. Vol. 2771, issue 1. P. 020036. doi: 10.1063/5.0152285
 24. ANSYS, C. *R24.1 Help manual*. ANSYS Inc. 2024.
 25. 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.
 26. Роговий А., Азаров А., Овчаров С., Шудрик О., Толстий П. Картини течії газу у високонапірному відцентровому компресорі. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ». Сер.: Машинознавство та САПР*. Харків: НТУ «ХПІ», 2023. № 1. С. 82–91.
 27. Kondus V., Pavlenko I., Kulikov O., Liaposhchenko O. Development of a High-Rotational Submersible Pump for Water Supply. *Water*. 2023. Vol. 15, no. 20. P. 3609. doi: 10.3390/w15203609
 28. Kondus V., Andrusiak V., Sotnyk M., Polkovnychenko V., Mushtai M. The Influence of the Impeller Inter-blade Channels Roughness on the Energy Parameters of the Submersible Pump. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham: Springer, 2024. P. 253–270. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_22

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 (accessed 05.11.2024).
2. Zhou Y., Zhu Y., Luo Q., Wei Y., Mei Y., Chang F. J. Optimizing pumped-storage power station operation for boosting power grid absorbability to renewable energy. *Energy Conversion and Management*. 2024, vol. 299, p. 117827. doi: 10.1016/j.enconman.2023.117827
3. Riabenco O. A., Klyuha O. O., Tymoshchuk V. S., Halych O. O. Current tendencies of water resources using for providing the energy needs of society. *Proc. of CEE 2019. Lecture Notes in Civil Engineering. Vol. 47*. Cham, Springer Publ., 2019, pp. 384–391. doi: 10.1007/978-3-030-27011-7_49
4. Sydorov V. I. *Tekhnolohiyi hidro- ta vitroenerhetyky* [Hydro and wind power technologies]. Cherkasy, Vertykal' Publ., 2016. 166 p.
5. Ryabenco O. A., Klyukha O. O., Tymoshchuk V. S. Rol' HAES v roboti enerhosystem [The role of PSP in the operation of power systems]. *Vymiryuval'na ta obchyslyuval'na tekhnika v tekhnolohichnykh protsesakh*. Kyiv. 2014, no. 2, p. 167–170.
6. Kucheryava I. M., Sorokina N. L. Shlyakhy rehulyuvannya hrafikiv navantazhennya ta upravlinnya spozhyvanniam elektrychnoyi enerhiyi [Ways of adjusting load schedules and controlling the consumption of electric energy]. *Hidroenerhetyka Ukrainy*. 2007, no. 4, pp. 36–44.
7. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul, 2020, pp. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
8. Morabito A., Vagnoni E. CFD-based analysis of pumped storage power plants implementing hydraulic short circuit operations. *Applied Energy*. 2024, vol. 369, p. 123474. doi: 10.1016/j.apenergy.2024.123474
9. Khoryev O. M., Lynnyk O. V., Korotaiev P. O., Bykov Yu. A., Ahibalov Ye. S. Effect of circumferential lean of pump-turbine runner blades on energy characteristics. *Scientific Bulletin of National Mining University*. 2024, no. 3, pp. 56–62. doi: 10.33271/nvngu/2024/056
10. Rusanov A., Khorev O., Agibalov Y., Bykov Y., Korotaiev P. Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with splitters in turbine mode. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems. Vol. 188*. Cham, Springer Publ., 2020, pp. 427–439. doi: 10.1007/978-3-030-66717-7_36
11. Siddappaji K., Turner M. G. Versatile Tool for Parametric Smooth Turbomachinery Blades. *Aerospace*. 2022, vol. 9, issue 9, p. 489. doi: 10.3390/aerospace9090489
12. Rogovyi A. S., Azarov A. S., Demchuk R. M. Udosoknalennya kharakterystyk robochoho kola vysokonapirnogo vidstetrovoho kompresora proektuvanniam za dopomohoyu SAPR [Improving characteristics of the impeller of a high-pressure centrifugal compressor by designing with the help of CAD]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 25–30. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.04
13. Gasparin E., Mattos V., Saltara F., Mello P., Dezan D., Salviano L., Yanagihara J. High-dimensional CFD optimization of a low-flow coefficient S-CO₂ centrifugal compressor for enhanced oil recovery

- systems. *Geoenergy Science and Engineering*. 2023, vol. 227, p. 211851. doi: 10.1016/j.geoen.2023.211851
14. Rogovyi A., Azarov A., Kukhtenkov Y., Avershyn A., Khovanskyi S. Improving the Performance of a Centrifugal Compressor Through Computer-Aided Design and Optimization of Blade Thickness. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham, Springer Publ., 2024, pp. 324–333. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_28
 15. Wang C., Wang S., Xiao Y., Sun X., Tian X., Luo X. Optimization of impeller parameters for hydrodynamic turbine based on multi-objective orthogonal test design. *Journal of Physics: Conference Series*. 2024, vol. 2854, no. 1, p. 012107. doi: 10.1088/1742-6596/2854/1/012107
 16. Wang Y., Zhou L., Han M., Shen L. Performance Prediction of an Optimized Centrifugal Pump with High Efficiency. *Fluid Dynamics & Materials Processing*. 2023, vol. 19, no. 9, pp. 2215–2228. doi: 10.32604/fdmp.2023.027188
 17. Li X., Meng T., Li W., Zhou L., Ji L. Adjoint optimization of a multi-row transonic compressor based on an extended free-form method. *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*. 2023, vol. 237, issue 14, pp. 3202–3214. doi: 10.1177/09544100231182265
 18. Remache A., Pérez-Sánchez M., Hidalgo V. H., Ramos H. M., Sánchez-Romero F. J. Towards Sustainability in Hydraulic Machinery Manufacturing by 3D Printing. *Processes*. 2024, vol. 12, issue 12, p. 2664. doi: 10.3390/pr12122664
 19. Lu Z., Rath A., Amini S. H., Noble A., Shahab S. A computational fluid dynamics investigation of a novel flooded-bed dust scrubber with vibrating mesh. *International Journal of Mining Science and Technology*. 2022, vol. 32, issue 3, pp. 525–537. doi: 10.1016/j.ijmst.2022.03.002
 20. Rogovyi A. S. *Rozrobka teorii 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.
 21. 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, pp. 136–141.
 22. Boiko V. S., Sotnyk M. I., Moskalenko V. V. Head pulsations in a centrifugal pump. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017, vol. 233, no. 1, p. 012058. doi: 10.1088/1757-899X/233/1/012058
 23. Bisht Y. S., Pandey S. D., Shah S. K., Nautiyal A. P., Rawat P., Ghalwan M. ANSYS-CFX are used to design and analyze the internal flow of centrifugal pump impellers. *AIP Conference Proceedings*. 2023, vol. 2771, issue 1, p. 020036. doi: 10.1063/5.0152285
 24. ANSYS, C. *R24.1 Help manual*. ANSYS Inc. 2024.
 25. 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.
 26. Rogovyi A., Azarov A., Ovcharov Ye., Shudryk O., Tolsty P. Kartyny techiy hazu u vysokonapirnomu vidtsentrovomu kompresori [Gas flow patterns in a high-pressure centrifugal compressor]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR* [Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Engineering and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 82–91.
 27. Kondus V., Pavlenko I., Kulikov O., Liaposhchenko O. Development of a High-Rotational Submersible Pump for Water Supply. *Water*. 2023, vol. 15, no. 20, p. 3609. doi: 10.3390/w15203609
 28. Kondus V., Andrusiak V., Sotnyk M., Polkovnychenko V., Mushtai M. The Influence of the Impeller Inter-blade Channels Roughness on the Energy Parameters of the Submersible Pump. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham, Springer Publ., 2024, pp. 253–270. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_22

Надійшла (received) 18.12.2024

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

Дранковський Віктор Едуардович (Drankovskiy Viktor) – кандидат технічних наук, доцент, 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

Савенков Дмитро Анатолійович (Savenkov Dmytro) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-8654-627X>; e-mail: dmytro.savenkov@gmail.com

Тиньянов Олександр Дмитрович (Tynianov Oleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-7224-7152>; e-mail: oleksandr.tynianov@mit.khpi.edu.ua

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

O. FATYEYEV, N. FATIEIEVA, A. SHYIAN, V. POLIAKOV, V. BOIKO

METHOD OF SOFTWARE CONTROL OF MOTION PARAMETERS OF THE OUTPUT ELEMENT OF THE PNEUMATIC UNIT BY CHANGING THE EFFECTIVE AREAS OF CONTROL LINES

Control of position pneumatic units includes tasks of precise positioning, speed and acceleration control, as well as ensuring reliability and safety of operation. Existing control methods can range from simple mechanical solutions to complex programmable systems using modern automation technologies and intelligent algorithms. In the context of dynamically changing production requirements and the need to improve the accuracy of operations, the development and implementation of new control methods become particularly relevant. This requires a deep understanding of both physical principles of pneumatic units operation and modern approaches to automation and control of technological processes. Two available methods of program control of pneumatic unit output motion parameters exist. The first method consists of changing the effective areas of control lines, and the second – is changing the value of braking force developed by the external braking device. The first method is suggested for the open loop program-time control, as the second method will cause energy losses due to the need to work to overcome the friction force developed by the braking device. A control algorithm for a position pneumatic unit is proposed, which is a set of consecutive values of the control signal. These values are not connected with each other by analytical dependence, so the simplest way of their assignment is tabular. It is assumed that the entire set of control signal values is simply entered into the controller's memory, and at set intervals the control signal is changed according to the table. The described control algorithm is quite simple to implement. It is possible to use two methods of regulation at open-loop program-time control, depending on the type of applied distribution equipment – analog and discrete-analog. The analog method allows the setting influence to be worked out more accurately but requires more expensive hardware costs; the discrete-analog method is less accurate, easier to implement, and more reliable. The essence of the discrete-analog method of regulation consists in replacement of exact analog values of effective areas by approximate ones, which are chosen as the nearest from a limited range of values provided by discrete distribution equipment.

Keywords: position pneumatic unit, control algorithm, distribution equipment, effective area, controller, control signal.

О. М. ФАТЄЄВ, Н. М. ФАТЄЄВА, А. В. ШИЯН, В. В. ПОЛЯКОВ, В. О. БОЙКО

МЕТОД ПРОГРАМНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РУХУ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ ПНЕВМОАГРЕГАТУ ЗА ДОПОМОГОЮ ЗМІНИ ЕФЕКТИВНИХ ПЛОЩ ЛІНІЙ УПРАВЛІННЯ

Управління позиційними пневмоагрегатами включає в себе задачі точного позиціонування, контролю швидкості та прискорення, а також забезпечення надійності та безпеки роботи. Існуючі методи управління можуть варіюватися від простих механічних рішень до складних програмованих систем, що використовують сучасні технології автоматизації та інтелектуальні алгоритми. В умовах динамічно мінливих виробничих вимог і необхідності підвищення точності операцій, розробка і впровадження нових методів управління стають особливо актуальними. Це вимагає глибокого розуміння як фізичних принципів роботи пневмоагрегатів, так і сучасних підходів до автоматизації та контролю технологічних процесів. Існує два доступних способи програмного регулювання параметрів руху вихідної ланки пневмоагрегата. Перший полягає у зміні ефективних площ ліній управління, а другий – у зміні величини сили гальмування, що створюється зовнішнім гальмівним пристроєм. Для розімкнутого програмно-часового управління пропонується використання першого способу, оскільки під час використання другого з'являються енергетичні втрати, зумовлені необхідністю здійснення роботи з подолання сили тертя, що створюється гальмівним пристроєм. Запропоновано алгоритм управління позиційним пневмоагрегатом, який являє собою сукупність послідовних значень сигналу управління. Ці значення не пов'язані між собою аналітичною залежністю, тому найпростішим способом їхніх завдань є табличний. Передбачається, що вся сукупність значень сигналу управління просто вводиться в пам'ять контролера, і через задані проміжки часу відбувається зміна сигналу управління відповідно до таблиці. Описаний алгоритм управління досить простий у реалізації. Можливе використання двох способів регулювання під час розімкнутого програмно-часового управління, що залежать від типу застосованої розподільчої апаратури, – аналогової і дискретно-аналогової. Аналоговий спосіб дає змогу точніше відпрацювати вплив, що задає, але потребує дорожчих апаратних витрат, дискретно-аналоговий – менш точний, простіший у реалізації та має вищу надійність. Суть дискретно-аналогового способу регулювання полягає в заміні точних аналогових значень ефективних площ наближеними, які обирають найбільшчими з обмеженої низки значень, що забезпечуються дискретною розподільною апаратурою.

Ключові слова: позиційний пневмоагрегат, алгоритм управління, розподільча апаратура, ефективна площа, контролер, сигнал управління.

Introduction. Pneumatic units that use compressed air as a working medium play an essential role in the automation of production processes and the mechanization of various operations [1; 2]. They are widely used in areas such as assembly, packaging, material handling, and many others. The efficiency of pneumatic units largely depends on the methods used to control their positioning systems [3]. Control of position pneumatic units includes tasks of precise positioning, speed and acceleration control, as well as ensuring reliability and safety of operation [4; 5].

Existing control methods can range from simple mechanical solutions to complex programmable systems using modern automation technologies and intelligent algorithms [6; 7]. In the context of dynamically changing production requirements and the need to improve the

accuracy of operations, the development and implementation of new control methods have become particularly relevant [8; 9]. This requires a deep understanding of both physical principles of pneumatic units operation and modern approaches to automation and control of technological processes.

The study of control methods for position pneumatic units is relevant due to several key factors. Firstly, with the increasing competition in the market, companies are looking to improve the productivity and efficiency of their processes. With their high responsiveness and ease of use, pneumatic units are becoming the preferred choice for many applications. However, to maximize efficiency, modern control methods must be applied to ensure accurate and reliable operation [10; 11].

Secondly, with the increasing complexity of

© O. Fatyeyev, N. Fatieieva, A. Shyian, V. Poliakov, V. Andrievska, 2024

production processes, there is a need for more flexible and adaptive control systems. Modern technologies, such as artificial intelligence and machine learning, open up new opportunities for optimizing the operation of pneumatic units [12; 13]. Research and implementation of such methods allow not only to improve product quality but also to reduce the time required to perform operations [14].

Moreover, the safety and reliability issues of pneumatic unit operations are becoming more and more relevant in light of increasing requirements for labor safety and accident risk reduction. Effective control methods can minimize the probability of errors and ensure safe working conditions.

Thus, the study of control methods of position pneumatic units is an important task that contributes to the development of automation technologies, increasing the competitiveness of enterprises and ensuring safe working conditions.

Analysis of the state of the issue. One of the advantages of open-loop control is the simplicity of design and circuit solution, which consists of the absence of the need to use feedback sensors, as well as sensor communication devices with the model of the control system. This leads to a significant reduction in the cost of the pneumatic unit design; however, the lack of feedback on position increases the error of working out the set point effect [15].

The considered approach to constructing the control system will be expedient in those cases when high requirements for the accuracy of the pneumatic unit are not imposed.

As discussed in the papers [16; 17], two available methods of program control of pneumatic unit output motion parameters exist.

The first method consists of changing the effective areas of control lines, and the second – is changing the value of braking force developed by the external braking device. Obviously, for the open-loop program-time control, the first method will be the most rational, because when using the second method, there will be energy losses due to the need to perform work to overcome the friction force developed by the braking device [9].

Main part. Let's consider the algorithm of pneumatic unit control based on program-time change of values of effective areas of its control lines. The simplified structural scheme of the unit with such a control algorithm (see Fig. 1) includes pneumatic engine 1 with inertial load 2, pneumatic engine control lines with effective areas f_1^e and f_2^e , distribution equipment 3, and controller 4.

The process of program-time control can be represented as follows: according to the program entered into the controller memory, the control signal $U(t)$ values are determined, depending on time and the computational algorithm embedded in the program. Further, from the controller output, the control signal is fed to the electromagnets of the distribution devices, which transform the control signal into values of the effective areas of the control lines, which are also functions of time $f_1^e(t)$ and $f_2^e(t)$.

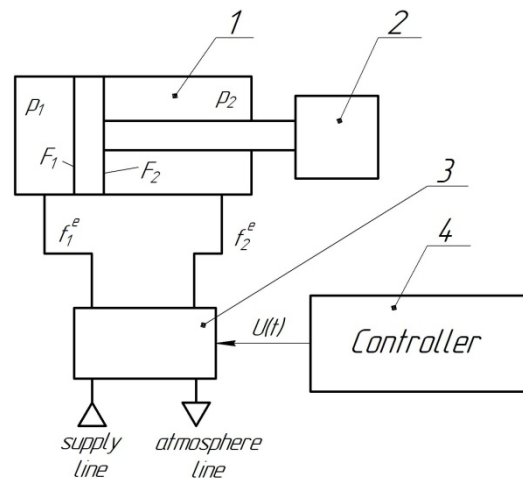


Fig 1. Structural scheme of the pneumatic unit

The input for the control system is information about the movement parameters of the actuator, and the output is a control signal.

In a control system based on a controller, the control signal is changed discretely at specified time intervals Δt_y according to some algorithm set by the designer. The following number of main factors determines the choice of Δt_y value:

- the speed of the control system model (CSM), the higher the speed of the electronic units, the smaller Δt_y can be;
- the number of operations that the controller must perform to work out a given algorithm. The simpler the algorithm, the fewer operations, and therefore the smaller the value of Δt_y can be;
- the speed of the object communication devices (OCD), the higher the speed of the OCD, the smaller the value of Δt_y can be.

To properly model an accurate scale program-controlled pneumatic unit system, it is very important to consider the distributing devices' response time or electro-pneumatic converters' response time.

Let the response time of the electropneumatic converter be equal to t_e (if there are several electropneumatic converters in the pneumatic unit system, it is necessary to take the response time of the slowest of them as t_e), and the time of performing operations of the CSM – t_m ; the speed of the interface, or OCD – t_u . Then the following relations can be used to choose Δt_y :

$$\Delta t_y = t_e \text{ when } t_m + t_u < t_e; \Delta t_y = t_m + t_u \text{ when } t_m + t_u > t_e. \quad (1)$$

By choosing Δt_y according to (1), we consider the actual capabilities of the CSM and the actuator.

Thus, changes in the values of effective areas $f_1^e(t)$ and $f_2^e(t)$ occur discretely at time intervals Δt_y . To the above, the process of determining the control algorithm can be divided into several stages:

1. determination of the value Δt_y from conditions (1);
2. determination of the law of motion of the output link, providing the specified technical characteristics;
3. determination of the law of change of effective area corresponding to the chosen law of motion and program controllability criteria;

4. determination of the law of change of the control signal;

5. determination of the control algorithm, or program algorithm for the controller, providing the obtained law of change of the control signal.

The second step may not be necessary if the unit performs a contour control task and the motion law has already been set according to the process requirements.

In the third stage, to determine the time law of effective area change, it is necessary to use the dependencies given in paper [18], obtained for solving the inverse problem of pneumatic unit dynamics. However, since the effective area will change discretely and the time interval remains constant, it is necessary to average the obtained values of $f_1^e(t)$ and $f_2^e(t)$ when solving the inverse problem. In this case, finding the time law of change of $f_1^e(t)$ and $f_2^e(t)$ is somewhat more complicated and will consist of a sequential solution of the direct and inverse problem [19]. In this case, the direct problem is solved with averaged values over the interval Δt_y , and its solution is necessary for obtaining initial data for solving the inverse problem. After finding the law of effective area change, the law of control signal change, providing the given law of effective area change, can be found using the switchgear model [20].

Results of the analysis. In accordance with the above, a simplified flowchart of the process of determining the control algorithm can be presented (Fig. 2).

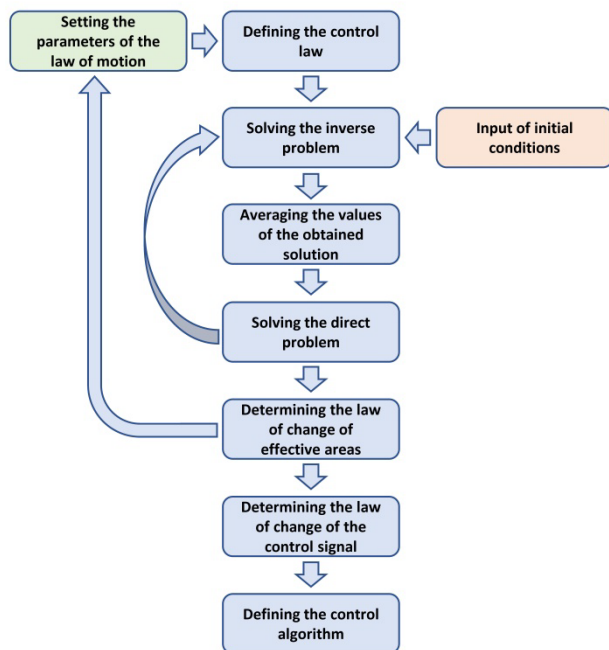


Fig 2. Flowchart for determining the control algorithm of a positional pneumatic unit

The resulting control algorithm will be a set of successive control signal values. As a rule, these values are not connected with each other by analytical dependence. Therefore, the simplest way of setting them is the tabular method. In this case, the entire set of control signal values is simply entered into the controller memory, and at specified time intervals Δt_y the control signal is

changed in accordance with the table.

Conclusions. The described control algorithm is quite simple to implement. At the same time, it should be noted that there are two possible ways of regulation at open loop program-time control, depending on the type of applied distribution equipment – analog and discrete-analog.

The analog method allows the setting influence to be worked out more accurately but requires more expensive hardware costs; the discrete-analog method is less accurate, easier to implement, and more reliable. The essence of the discrete-analog method of regulation consists in the replacement of exact analog values of effective areas $f_1^e(t)$ and $f_2^e(t)$ by approximate ones, which are chosen as the closest from a limited range of values provided by discrete distribution equipment.

References

- Daerden F., Lefeber D. Pneumatic artificial muscles: actuators for robotics and automation. *European Journal of Mechanical and Environmental Engineering*. 2002. Vol. 47, issue 1. P. 11–21.
- Volder M., Reynaerts D. Pneumatic and hydraulic microactuators: a review. *Journal of Micromechanics and Microengineering*. 2010. Vol. 20, no. 4. P. 043001. doi: 10.1088/0960-1317/20/4/043001
- Müller D., Haag J., Wickert J., Raisch A., Hoffmann K., Schmidt K., Sawodny O. Energy Efficient Pneumatics: Aspects of Control and Systems Theory. *International Journal of Fluid Power*. 2022. Vol. 23, issue 3. P. 299–342. doi: 10.13052/ijfp1439-9776.2333
- Lee H. K., Choi G. S., Choi G. H. A study on tracking position control of pneumatic actuators. *Mechatronics*. 2002. Vol. 12, issue 6. P. 813–831. doi: 10.1016/S0957-4158(01)00024-1
- Jakub E., Ryszard F., Pawel A. Fuzzy Logic Positioning System of Electro-Pneumatic Servo-Drive. *Robot Manipulators Trends and Development. InTech*. 2010. P. 297–320. doi: 10.5772/9197
- Wang J., Pu J., Moore P. A practical control strategy for servo-pneumatic actuator systems. *Control Engineering Practice*. 1999. Vol. 7, issue 12. P. 1483–1488. doi: 10.1016/S0967-0661(99)00115-X
- Pu J., Moore P. R., Wong C. B. Smart components-based servo pneumatic actuation systems. *Microprocessors and Microsystems*. 2000. Vol. 24, issue 2. P. 113–119. doi: 10.1016/S0141-9331(99)00073-3
- Saravanakumar D., Mohan B., Muthuramalingam T. A review on recent research trends in servo pneumatic positioning systems. *Precision Engineering*. 2017. Vol. 49. P. 481–492. doi: 10.1016/j.precisioneng.2017.01.014
- Magdziak Ł., Malujda I., Wilczyński D., Wojtkowiak D. Concept of Improving Positioning of Pneumatic Drive as Drive of Manipulator. *Procedia Engineering*. 2017. Vol. 177. P. 331–338. doi: 10.1016/j.proeng.2017.02.234
- Pfeffer A., Glück T., Schausberger F., Kugi A. Control and estimation strategies for pneumatic drives with partial position information. *Mechatronics*. 2018. Vol. 50. P. 259–270. doi: 10.1016/j.mechatronics.2017.09.012
- Šitum Ž., Čorić D. Position Control of a Pneumatic Drive Using a Fuzzy Controller with An Analytic Activation Function. *Sensors*. 2022. Vol. 22. P. 1004. doi: 10.3390/s22031004
- Rager D., Neumann R., Post P., Murrenhoff H. Pneumatische Antriebe für Industrie 4.0 – Pneumatic Drives for Industry 4.0. *Fachtagung Mechatronik*. 2017. P. 186–190.
- Hufnagl H., Čebular A., Stemler M. Trends in pneumatics – digitalization. *Proc. of the Int. Conf. Fluid Power 2021*. Maribor: University Press. 2021. P. 15–28. doi: 10.18690/978-961-286-513-9.2
- Беліков К. О., Губарев О. П. Адаптація керування в електропневматичних системах з дискретним програмним керуванням. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 18–22. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.03
- Ilchmann A., Sawodny O., Trenn S. Pneumatic cylinders: Modelling and feedback force-control. *International Journal of Control*. 2006.

- Vol. 79, issue 6. P. 650–661. doi: 10.1080/00207170600645875
16. Фатєєв О. М. Підвищення технічного рівня гідропневмоагрегатів за рахунок синтезу раціональних схем: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17. Харків, 2012. 165 с.
 17. Сокол Є., Черкашенко М., Потєтенко О., Фатєєв О., Гасюк О., Гриб О. Гідропневмоагрегати. Харків: НТУ «ХПІ», 2019. 184 с.
 18. Фатєєв О. М., Фатєєва Н. М., Шевченко Н. Г. Динамічний аналіз позиційних пневмоагрегатів. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 2. P. 97–105. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.12
 19. Роговий А. С. Використання методів числового вирішення задач інженерного аналізу: навч. посіб. Харків: ХНАДУ, 2019. 112 с.
 20. Cherkashenko M., Gusak O., Fatyeyev A., Fatieieva N., Gasiyk A. Model of the Pneumatic Positional Unit with a Discrete Method for Control Dynamic Characteristics. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. DSMIE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham: Springer, 2022. P. 81–90. doi: 10.1007/978-3-031-06044-1_8
- References (transliterated)**
1. Daerden F., Lefeber D. Pneumatic artificial muscles: actuators for robotics and automation. *European Journal of Mechanical and Environmental Engineering*. 2002, vol. 47, issue 1, pp. 11–21.
 2. Volder M., Reynaerts D. Pneumatic and hydraulic microactuators: a review. *Journal of Micromechanics and Microengineering*. 2010, vol. 20, no. 4, p. 043001. doi: 10.1088/0960-1317/20/4/043001
 3. Müller D., Haag J., Wickert J., Raisch A., Hoffmann K., Schmidt K., Sawodny O. Energy Efficient Pneumatics: Aspects of Control and Systems Theory. *International Journal of Fluid Power*. 2022, vol. 23, issue 3, pp. 299–342. doi: 10.13052/ijfp1439-9776.2333
 4. Lee H. K., Choi G. S., Choi G. H. A study on tracking position control of pneumatic actuators. *Mechatronics*. 2002, vol. 12, issue 6, pp. 813–831. doi: 10.1016/S0957-4158(01)00024-1
 5. Jakub E., Ryszard F., Pawel A. Fuzzy Logic Positioning System of Electro-Pneumatic Servo-Drive. *Robot Manipulators Trends and Development*. 2010, pp. 297–320. doi: 10.5772/9197
 6. Wang J., Pu J., Moore P. A practical control strategy for servo-pneumatic actuator systems. *Control Engineering Practice*. 1999, vol. 7, issue 12, pp. 1483–1488. doi: 10.1016/S0967-0661(99)00115-X
 7. Pu J., Moore P. R., Wong C. B. Smart components-based servo pneumatic actuation systems. *Microprocessors and Microsystems*. 2000, vol. 24, issue 2, pp. 113–119. doi: 10.1016/S0141-9331(99)00073-3
 8. Saravanakumar D., Mohan B., Muthuramalingam T. A review on recent research trends in servo pneumatic positioning systems. *Precision Engineering*. 2017, vol. 49, pp. 481–492. doi: 10.1016/j.precisioneng.2017.01.014
 9. Magdziak Ł., Malujda I., Wilczyński D., Wojtkowiak D. Concept of Improving Positioning of Pneumatic Drive as Drive of Manipulator. *Procedia Engineering*. 2017, vol. 177, pp. 331–338. doi: 10.1016/j.proeng.2017.02.234
 10. Pfeffer A., Glück T., Schausberger F., Kugi A. Control and estimation strategies for pneumatic drives with partial position information. *Mechatronics*. 2018, vol. 50, pp. 259–270. doi: 10.1016/j.mechatronics.2017.09.012
 11. Šitum Ž., Čorić D. Position Control of a Pneumatic Drive Using a Fuzzy Controller with An Analytic Activation Function. *Sensors*. 2022, vol. 22, p. 1004. doi: 10.3390/s22031004
 12. Rager D., Neumann R., Post P., Murrenhoff H. Pneumatische Antriebe für Industrie 4.0 – Pneumatic Drives for Industry 4.0. *Fachtagung Mechatronik*. 2017, pp. 186–190.
 13. Hufnagl H., Čebular A., Stemler M. Trends in pneumatics – digitalization. *Proc. of the Int. Conf. Fluid Power 2021*. Maribor, University Press Publ., 2021, pp. 15–28. doi: 10.18690/978-961-286-513-9.2
 14. Byelikov K. O., Hubarev O. P. Adaptatsiya keruvannya v elektropnevmatychnykh systemakh z dyskretnym prohramnym keruvannyam [Adaptation of control in electropneumatic systems with discrete software control]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 18–22. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.03
 15. Ilchmann A., Sawodny O., Trenn S. Pneumatic cylinders: Modelling and feedback force-control. *International Journal of Control*. 2006, vol. 79, issue 6, pp. 650–661. doi: 10.1080/00207170600645875
 16. Фатєєв О. М. Підвищення технічного рівня гідропневмоагрегатів за рахунок синтезу раціональних схем: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 [Increase of a technological level of hydropneumatic units at the expense of synthesis of rational schemes. Candidate eng. sci. diss. (Ph. D.)]. Kharkiv, 2012. 165 p.
 17. Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Fatyeyev O., Hasyuk O., Hryb O. *Hidropnevmoahrehaty* [Hydraulic and pneumatic units]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019. 184 p.
 18. Fatyeyev O. M., Fatieieva N. M., Shevchenko N. H. Dynamichnyy analiz pozytsiynykh pnevmoahrehativ [Dynamic analysis of position pneumatic units]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 97–105. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.12
 19. Rogovyi A. S. *Vykorystannya metodiv chyslovoho vyrishennya zadach inzhenernoho analizu* [Using of numerical solution methods of engineering analysis problems]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2019. 112 p.
 20. Cherkashenko M., Gusak O., Fatyeyev A., Fatieieva N., Gasiyk A. Model of the Pneumatic Positional Unit with a Discrete Method for Control Dynamic Characteristics. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. DSMIE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham, Springer Publ., 2022, pp. 81–90. doi: 10.1007/978-3-031-06044-1_8

Received 20.11.2024

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: oleksandr.fatyeyev@khp.edu.ua

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: nadiia.fatieieva@khp.edu.ua

Шиян Анатолій Вадимович (Shyian Anatolii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-6744-085X>; e-mail: anatolii.shyian@mit.khp.edu.ua

Поляков Валерій Валерійович (Poliakov Valerii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-5868-9898>; e-mail: valerii.poliakov@mit.khp.edu.ua

Бойко Владислав Олександрович (Boiko Vladyslav) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: vladyslav.boiko@mit.khp.edu.ua

Н. М. ФАТЄЄВА, О. М. ФАТЄЄВ, В. В. ПОЛЯКОВ, А. В. ШИЯН, Д. О. ОХРИМЕНКО

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЄКТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ НА БАЗІ МОДУЛЬНОЇ ГІДРОАПАРАТУРИ

Модульна гідроапаратура являє собою набір взаємозамінних компонентів, які можуть бути легко інтегровані в наявні системи або використані для створення нових. Гідроапаратура модульного виконання не тільки спрощує процес проєктування і монтажу гідросистем, а й значно скорочує час на обслуговування і модернізацію приводів, дає змогу знизити витрати на експлуатацію гідросистем. Метою статті є узагальнення даних щодо сучасної модульної гідроапаратури, що дасть змогу фахівцям конструювати різноманітні гідроприводи зі знаходженням найкращих компоновальних рішень для заданих конкретних умов експлуатації. Гідроапаратура модульного виконання не тільки має всі переваги звичайної гідроапаратури стикового виконання, але й дозволяє виконати гідравлічний привід легким, компактним, зручним для монтажу та експлуатації без з'єднуючих трубопроводів. Це дає змогу стикувати гідроапарати і встановлювати їх на плити, забезпечуючи зручний і компактний монтаж найчастіших типових схем гідроприводу. Найпростіша форма приєднання апарату модульного та стикового монтажу – це його встановлення на одномісній монтажній плиті та з'єднання плит між собою за допомогою трубопроводів. Багатомісні монтажні плити спільно з модульним принципом (з'єднання за висотою) забезпечують можливість компактного розміщення гідроапаратури для кількох споживачів. Тут не потрібні з'єднувальні трубопроводи і є лише кілька місць, які мають бути герметизовані, а саме стикові поверхні та отвори для вкрутних штуцерів. Багатомісні плити є базовим елементом гідросистеми для підключення до десяти елементів управління у вертикальній конструкції (монтажних «сандвіч» плит та клапанів). Використання апаратури модульного монтажу в гідроприводі є ефективним рішенням для сучасних виробничих процесів. Це забезпечує гнучкість, простоту обслуговування, економію витрат і можливість інтеграції з новими технологіями, що робить вибір модульної гідроапаратури привабливим варіантом для багатьох підприємств.

Ключові слова: гідравлічні системи, модульний монтаж, умовний прохід, проєктування, монтажні плити, гідроапарати модульного виконання.

N. FATIEIEVA, O. FATYUEYEV, V. POLIAKOV, A. SHYIAN, D. OKHRIMENKO

FEATURES OF DESIGNING HYDRAULIC SYSTEMS BASED ON MODULAR HYDRAULIC EQUIPMENT

Modular hydraulic equipment consists of a set of interchangeable components that can be easily integrated into existing systems or used to create new ones. Modular hydraulic equipment not only simplifies the design and installation process of hydraulic systems but also significantly reduces maintenance and modernization time for drives, allowing for lower operational costs of hydraulic systems. The aim of this article is to summarize data on modern modular hydraulic equipment, enabling specialists to design various hydraulic drives while finding optimal layout solutions for specific operating conditions. Modular hydraulic equipment not only possesses all the advantages of conventional block-type hydraulic equipment but also allows for the creation of lightweight, compact, and convenient hydraulic drives for installation and operation without connecting pipelines. This facilitates the connection of hydraulic units and their installation on plates, providing convenient and compact assembly of the most common standard hydraulic drive configurations. The simplest form of connection for modular and block-mounted equipment is its installation on a single mounting plate and the connection of plates to each other using pipelines. Multi-seat mounting plates, combined with the modular principle (vertical connections), enable compact placement of hydraulic equipment for multiple consumers. In this setup, connecting pipelines is unnecessary, and only a few points need to be sealed, specifically the joint surfaces and holes for threaded fittings. Multi-seat plates serve as the basic element of the hydraulic system for connecting up to ten control elements in a vertical configuration (mounting "sandwich" plates and valves). Modular mounting equipment in hydraulic drives is an effective solution for modern manufacturing processes. It provides flexibility, ease of maintenance, cost savings, and the ability to integrate with new technologies, making modular hydraulic equipment an attractive option for many enterprises.

Keywords: hydraulic systems, modular mounting, nominal diameter, design, mounting plates, modular hydraulic devices.

Вступ. Гідропривод є одним із найдосконаліших засобів автоматизації та механізації машин у різних галузях промисловості [1; 2]. Широке впровадження гідроприводу висуває до нього дедалі вищі вимоги не тільки щодо поліпшення роботи, розширення функціональних можливостей, але також і щодо вдосконалення монтажу, підвищення компактності привода, зручності обслуговування та експлуатації [3; 4].

Поява модульної гідроапаратури стала наслідком робіт з підвищення компактності гідроприводу завдяки мініатюризації їх складових частин і застосування модульного монтажу.

Модульна гідроапаратура являє собою набір взаємозамінних компонентів, які можуть бути легко інтегровані в наявні системи або використані для створення нових. Гідроапаратура модульного виконання не тільки спрощує процес проєктування і монтажу гідросистем, а й значно скорочує час на

обслуговування і модернізацію приводів [5], дає змогу знизити витрати на експлуатацію гідросистем.

Загалом, модульний монтаж у гідроприводі надає безліч переваг, які роблять його актуальним вибором для сучасних промислових рішень.

Аналіз стану питання. Принцип модульного монтажу полягає в тому, що апарати різного функціонального призначення встановлюють один на інший у певній послідовності, що визначається схемою гідроприводу, утворюючи блоки. Кожен із цих апаратів-модулів має дві стикові площини, однакові за розмірами, розташуванням і кількістю каналів і кріпильних отворів із площиною розподільника, який встановлюється над усіма апаратами, замикаючи таким чином цей блок (у деяких випадках верхнім може бути інший апарат стикового приєднання, наприклад клапан тиску).

Переваги при використанні модульної гідроапаратури такі:

© Н. М. Фатєєва, О. М. Фатєєв, В. В. Поляков, А. В. Шиян, Д. О. Охріменко, 2024

- значно зменшується площа, яку гідропривод займає в машині, внаслідок чого зменшуються і габарити самої машини або ж у таких саме габаритах вдається виконати складніший гідропривод із більшими функціональними можливостями;

- також значно скорочується кількість трубопроводів та їхніх з'єднань, що дає економію в трубах і кінцевих з'єднаннях, а також дає змогу зменшити втрати тиску і шум у системі;

- значно спрощуються монтаж і демонтаж гідроапаратури, що дає змогу зручно і швидко проводити ремонт приводу або заміну апаратів, які вийшли з ладу, легко, без порушення монтажною схеми, здійснювати модернізацію приводу: замінювати одні апарати іншими, видаляти апарати, які стали непотрібними, вводити раніше не передбачені схемою апарати [5].

Крім того, з'являється можливість вже на стадії проектування судити про характеристику гідроприводу машини, виходячи з характеристик апаратів-модулів, що входять до нього [6].

Всі перераховані переваги модульного монтажу зумовили його відносно швидке і широке поширення.

Однак, як показали практика і проведений аналіз прогресивних методів побудови і монтажу гідроприводів, виконання гідроприводів на базі лише модульного монтажу не завжди можливе і виправдане.

Якщо простий гідропривод (наприклад, привід вузлів затиску або фіксації, механізмів звантаження і розвантаження верстатів і автоматичних ліній) являє собою закінчений модульний блок, то складніший гідропривод зазвичай містить кілька модульних блоків або являє собою комбінацію таких блоків з іншою гідроапаратурою, змонтованою іншим способом [7].

Слід відзначити, що для гідросистем з високим і надвисоким тиском і великими витратами робочої рідини, іншим напрямком у побудові гідроприводів з безтрубним способом монтажу, є створення гідросистем з використанням клапанної вбудованої в отвори гідроапаратури, яка виконується на базі зворотного клапана, керованого гідравлічним або електрогідравлічним способом [8].

Побудова сучасних гідроприводів має відбуватися із застосуванням усіх видів апаратури для того, щоб могли бути максимально використані переваги кожного виду [9]. Зокрема, як показали дуже багато розробок і промисловий досвід, спільне застосування модульної та стикової апаратури забезпечує універсальність, компактність, придатність для типових рішень, а головне – досягнення найкращих технічних параметрів.

Мета. Метою цієї статті є узагальнення даних щодо сучасної модульної гідроапаратури, що дасть змогу фахівцям конструювати різноманітні гідроприводи зі знаходженням найкращих компоновальних рішень для заданих конкретних умов експлуатації.

Ці дані будуть корисними для інженерно-технічних працівників, які займаються проектуванням, впровадженням та експлуатацією гідросистем у машинобудуванні та інших галузях промисловості.

Виробники гідравлічного обладнання постійно ведуть роботи з удосконалення конструкцій модульної гідроапаратури, підвищення її технічних параметрів, тому цілком зрозуміло, що можлива зміна і доповнення представлених в цій статті конструкцій, їх параметрів та інших даних.

Основна частина. Призначення, склад і сфера застосування модульної гідроапаратури. Модульна гідроапаратура може застосовуватися в гідросистемах метало- і деревообробних верстатів, ковальсько-пресового обладнання, виливних і ливарних машин, автоматичних ліній та іншого обладнання.

Комплекс модульної гідроапаратури містить гідроапаратуру регульовальну (клапани запобіжний і редукційний, дроселі зі зворотним клапаном) і розподільну (клапан зворотний, гідрозамок).

Модульну гідроапаратуру з умовним проходом $DN = 6$ мм використовують переважно спільно з розподільником $DN = 6$ мм.

Гідроапарати модульного виконання незалежно від їхнього функціонального призначення мають дві стикові площини з єдиними міжнародними габаритними і приєднувальними розмірами (рис. 1), виконаними згідно з рекомендацією ДСТУ ISO 4401:2008, та є аналогічною до інших стандартів, а саме: ISO 4401-03-02; Form A6 то DIN 24 340; NFPA N3.5.1 MR1/ANSI B93.7M-D03.

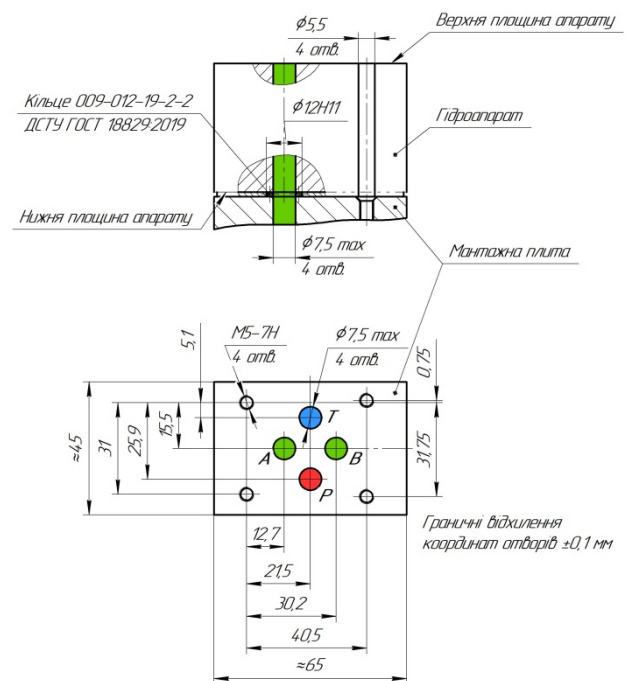


Рис. 1. Приєднувальні розміри монтажною плити та верхньої площини гідроапарата $DN = 6$ мм:

P – підведення; A, B – канали до порожнин виконавчого пристрою (гідроциліндра або гідромотора); T – злив

Гідроапаратура модульного виконання не тільки має всі переваги звичайної гідроапаратури стикового виконання, але й дозволяє виконати гідравлічний привід легким, компактним, зручним для монтажу та експлуатації без з'єднуючих трубопроводів. Це дає змогу стикувати гідроапарати і встановлювати їх на плити, забезпечуючи зручний і компактний монтаж найчастіших типових схем гідроприводу.

Монтажні плити. Одномісні монтажні плити.
 Найпростіша форма приєднання апарату модульного та стикового монтажу – це його встановлення на одномісній монтажній плиті та з'єднання плит між собою за допомогою трубопроводів (рис. 2) [10; 11].

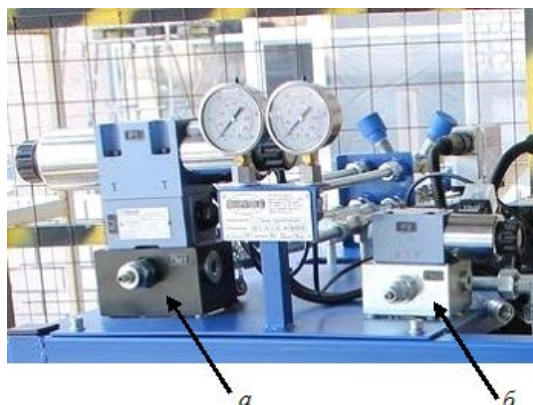


Рис. 2. Приклад використання одномісних монтажних плит за проектом групи компаній «Моторімпекс» [10]:
 а – одномісна плита із вбудованим запобіжним клапаном, $DN = 10$ мм; б – одномісна плита із вбудованим запобіжним клапаном, $DN = 6$ мм

Зазвичай стикова поверхня знаходиться зверху, а відповідні нарізеві отвори – знизу і збоку (рис. 3). При

складанні гідравлічних схем і компонованні гідропанелей приводу поздовжні канали для проходу робочої рідини в монтажних плитах позначаються такими літерами: *P* – підведення потоку робочої рідини (червоний); *T* – злив робочої рідини (синій); *A*, *B* – лінії підведення робочої рідини до виконавчого пристрою (зелений).

На рис. 3, б представлено габаритні та приєднувальні розміри одномісної плити типу G342 фірми Rexroth, у якої: 1 – стикова площина (місце монтажу гідроапарата); 2 – технологічний виріз в плиті; 3 – отвори із нарізкою M5 для кріплення клапана до плити; 4 – гвинти для кріплення клапана; 5 – без отвору для розміщення штифта; 6 – місце для встановлення направляючого штифта діаметром 4 мм (використовується опціонально) [12].

У більшості випадків нарізеві отвори каналів *P*, *T*, *A*, *B* виконують за розмірами, які відповідають штуцерним з'єднанням згідно ДСТУ EN ISO 1179 (варіант нарізевого отвору під кінцевий штуцер із нарізкою BSPP G3/8 та еластомірним ущільненням приведено на рис. 4). Також поширені штуцерні з'єднання за стандартами DIN EN ISO 9974, DIN ISO 6149. В деяких випадках використовують кінцеву дюймову нарізь з кутом 60° (NPT/NPTF) за стандартом ANSI/ASME B 1.20.1-1983.

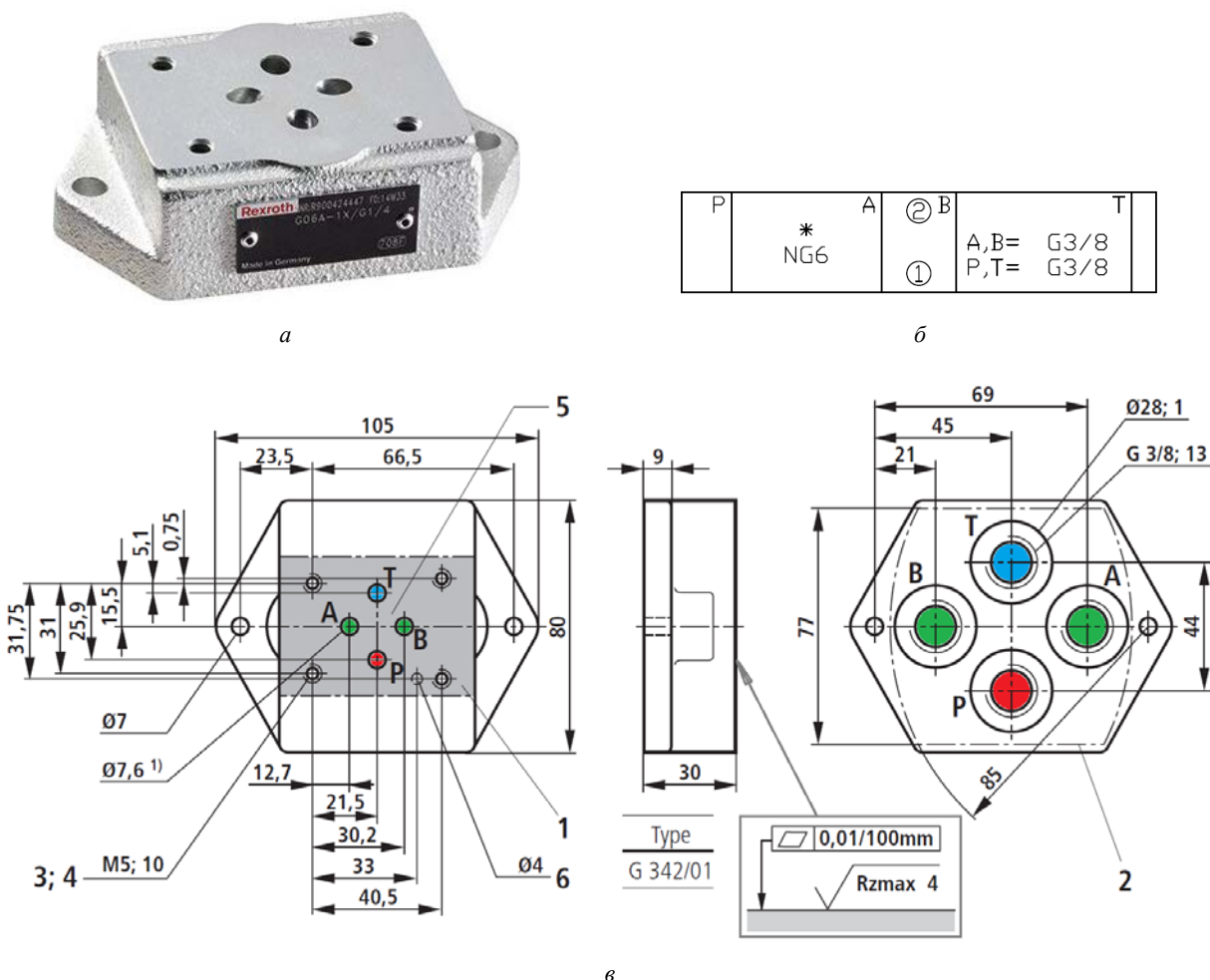


Рис. 3. Одномісна монтажна плита фірми Rexroth [12]:
 а – загальний вигляд; б – гідравлічне позначення; в – габаритні та приєднувальні розміри плити типу G342

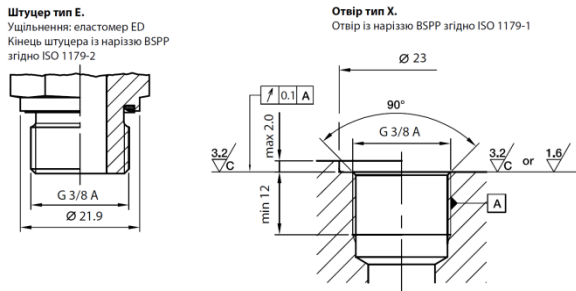


Рис. 4. Конструкція нарізкового отвору під кінцевий штуцер із нарізкою BSPP G3/8 та еластомірним ущільненням ED

Оскільки для нарізаних отворів потрібно багато місця, монтажна плита за розмірами часто перевищує розміри стикової поверхні гідроапарата. При цьому канали від стикової площини до відповідних нарізаних отворів можуть бути похилими або поперечними.

Для зручності використання монтажних плит деякі виробники пропонують плити з вмонтованим запобіжним клапаном прямої дії (рис. 5) [13]. Цей запобіжний клапан може виконувати функцію аварійного клапана тиску і відповідно налаштовуватися на значення аварійного (максимального робочого) тиску в гідравлічній

системі.

При проектуванні монтажних плит слід звернути увагу на наступні обов'язкові вимоги:

- монтажна площа (місце монтажу гідроапарата) повинна мати якість обробки поверхні $R_{zmax} \leq 4$ мкм та вимогу до площинності $\leq 0,01$ мм на 100 мм довжини;
- кріпильні болти повинні відповідати зазначеним у технічному паспорті розмірам, класу міцності і затягуватися заданим обертовим моментом.

Багатомісні монтажні плити. Часто живлення кількох споживачів здійснюється від одного загального трубопроводу. Якщо діаметри умовних проходів управляючих гідроапаратів дорівнюють або відрізняються не більше ніж на один ступінь (наприклад, $DN = 6$ мм і $DN = 10$ мм), рекомендується їх установка на багатомісних монтажних плитах (рис. 6).

Багатомісні монтажні плити спільно з модульним принципом (з'єднання за висотою) забезпечують можливість компактного розміщення гідроапаратури для кількох споживачів. Тут не потрібні з'єднувальні трубопроводи і є лише кілька місць, які мають бути герметизовані, а саме – стикові поверхні та отвори для вкрутних штуцерів.

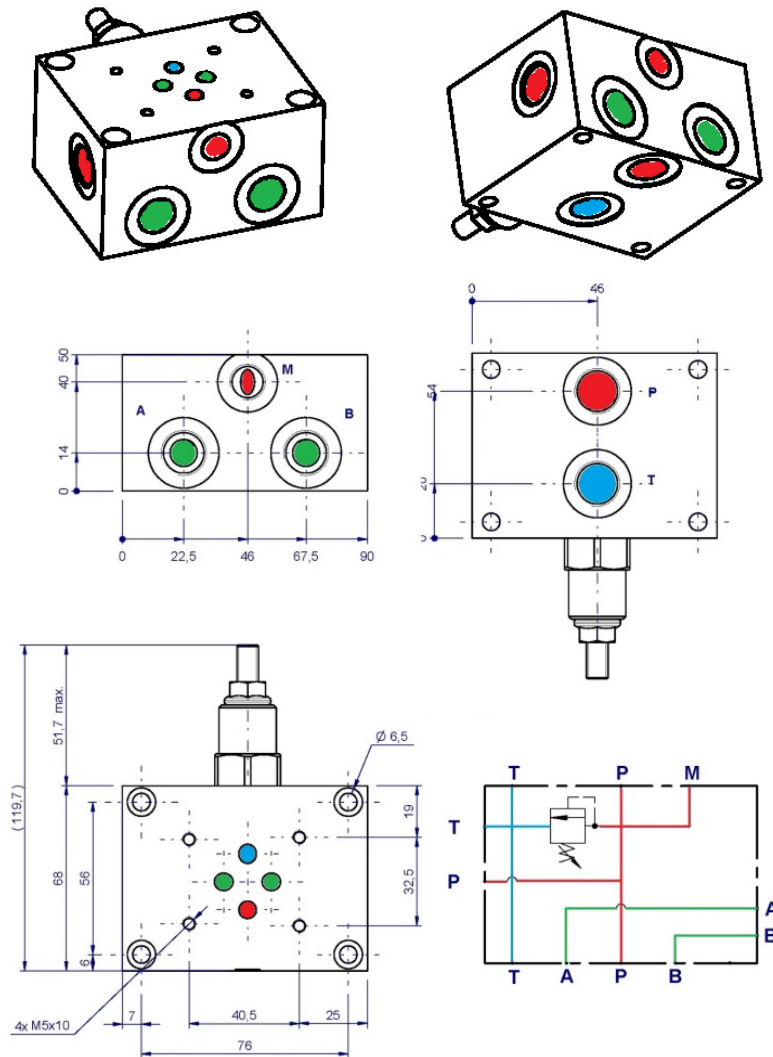


Рис. 5. Одномісна плита із вбудованим запобіжним клапаном типу BS030 фірми Oleodinamica Marchesini [13]

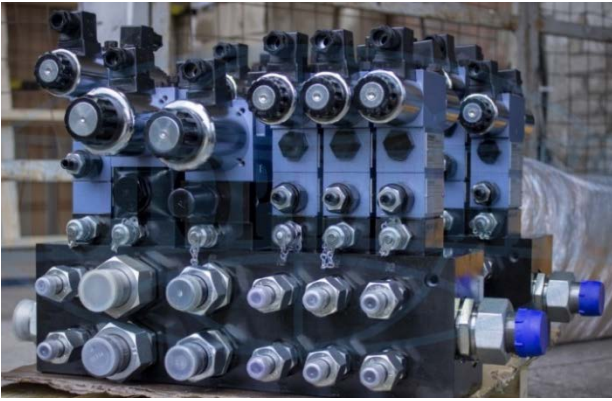


Рис. 6. Багатомісна монтажна плита з гідроапаратурою $DN = 6$ мм та $DN = 10$ мм за проектом групи компаній «Моторімпекс» [10]

Багатомісні плити є базовим елементом гідросистеми для підключення до десяти елементів управління у вертикальній конструкції (монтажних «сендвіч» плит та клапанів). У плиті виконано загальну лінію живлення (лінія P) та загальну лінію

зливу (лінія T), які проходять через дві передні сторони плити, а також окремі порти до виконавчих пристроїв (лінії A та B). Порти A та B опціонально можуть бути розташовані внизу або збоку плити. Кожний порт маркується відповідним позначенням. Для зручності діагностування роботи гідросистеми, плити можуть бути виконані із вимірювальними портами (отвори MA та MB). Наявність контрольних точок вимірювання тиску у виконавчих лініях полегшує налаштування, діагностику і введення в експлуатацію гідросистеми.

На рис. 7 наведено одну із основних типів багатомісних плит – плита $DN = 6$ мм типу HSR 06 фірми Rexroth на шість позицій із вимірювальними портами MA , MB [14].

Для компоновки гідроплити до загального обладнання гідросистеми, на верхній поверхні плити передбачено монтажні наскрізні гладкі отвори діаметром 6,8 мм, а також три нарізеві отвори $M8-14$ на задній поверхні.

Принципова схема плити на три позиції із вимірювальними портами зображено на рис. 8.

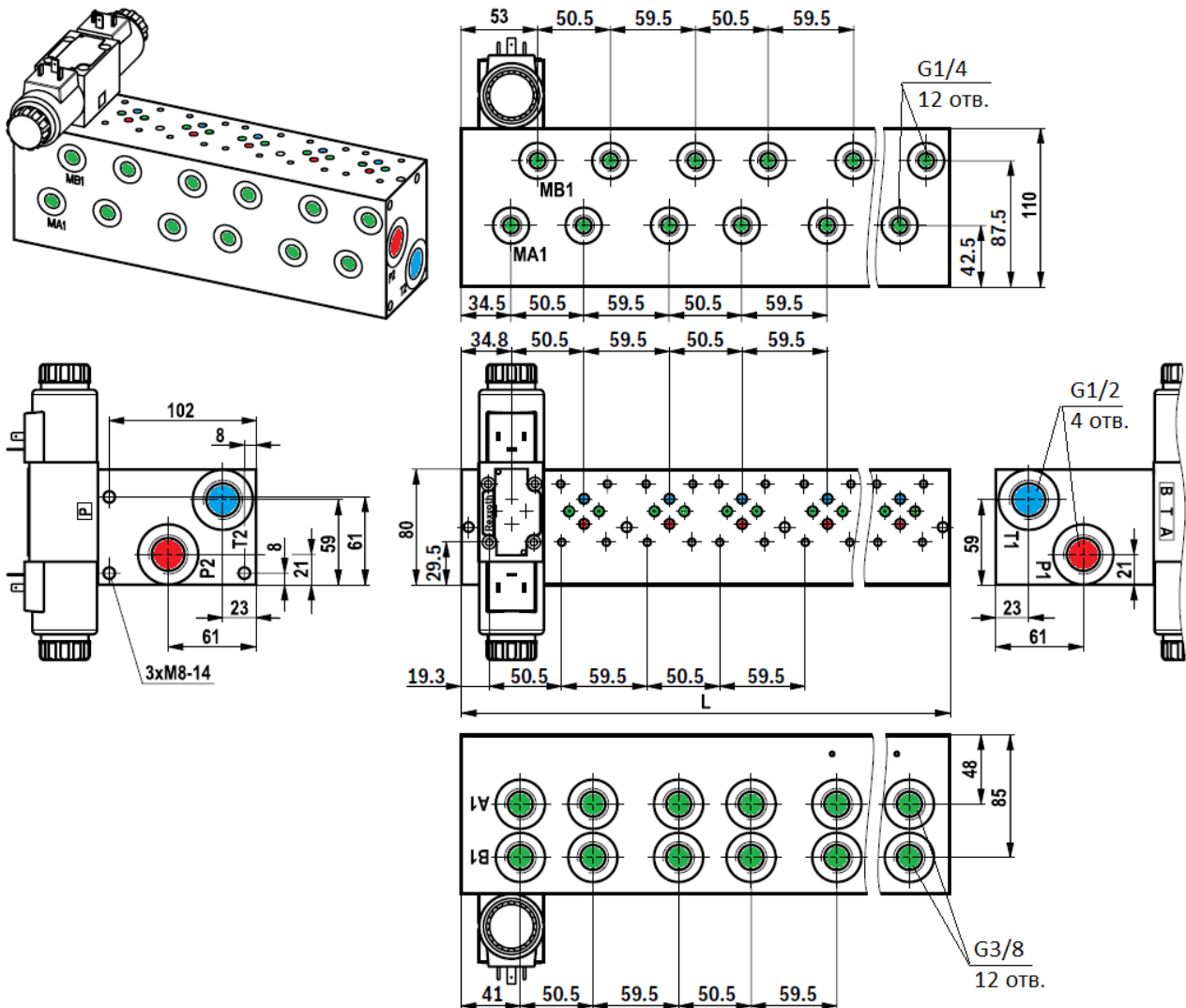


Рис. 7. Загальний вигляд та габаритні і приєднувальні розміри багатомісної плити для гідроапаратів $DN = 6$ мм типу HSR 06 фірми Rexroth [14]

Як правило, монтажні плити виготовляють зі сталі та алюмінієвого сплаву. Максимальний робочий тиск у плитах із алюмінієвого сплаву становить 250 бар. Для плит, виготовлених зі сталі, максимальний робочий тиск становить 350 бар. Для захисту від атмосферного впливу на поверхню плит зі сталі наносять цинкове або фосфатне покриття (DIN EN ISO 9717).

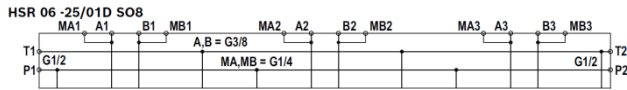


Рис. 8. Принципова схема плити на три позиції із вимірвальними портами

Як для одномісних плит, так і для багатомісних плит є виконання із вбудованим у лінію P запобіжним клапаном, який може виконувати функцію аварійного клапана.

Комплекс модульної гідроапаратури з умовним проходом $DN = 6$ мм.

Апаратура регулююча. Розглянемо клапан запобіжний в модульному виконанні. Клапан запобіжний призначено для запобігання гідросистеми від перевантаження, а також для підтримання постійного тиску. В залежності від гідросхеми клапани запобіжні розташовуються між лініями $P \rightarrow T$, $A \rightarrow T$, $B \rightarrow T$, A та $B \rightarrow T$ або $A \rightarrow B$ та $B \rightarrow A$.

Клапани тиску типу ZDB і Z2DB фірми Rexroth є запобіжними клапанами непрямої дії в модульному (секційному) виконанні [15]. Клапан непрямої дії типу ZDB 6 VA2 (рис. 9) захищає від перевантаження лінію A (схема: $A \rightarrow T$).

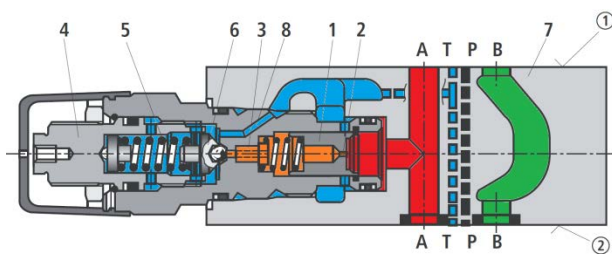


Рис. 9. Клапан запобіжний непрямої дії (схема $A \rightarrow T$) типу ZDB 6 VA2 фірми Rexroth [15]

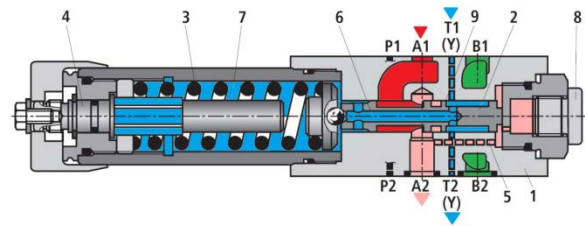
Клапани складаються з корпусу 7 і одного або двох клапанів тиску. Тиск у системі регулюється за допомогою регулювального елемента 4. У вихідному положенні клапани закриті. Тиск у каналі діє на поршень 1. Одночасно діє тиск через сопло 2 на стороні навантаження на пружину поршня 1 і сопло 3 на конусному запірному елементі 6 пілотного клапана. Коли тиск у каналі A перевищує тиск, встановлений на пружині 5, конусний запірний елемент 6 пілотного клапана відкривається.

Робоча рідина витікає з боку навантаження на пружину поршня 1 через сопло 3, канал 8 в канал T . Перепад тисків, що виникає внаслідок цього, переміщує поршень 1 і тим самим відкриває порт A до T , підтримуючи тиск, встановлений на пружині 5. Дренаж обох пружинних порожнин здійснюється через канал T .

Розглянемо редукційний клапан прямої дії типу ZDR фірми Rexroth в модульному (секційному) виконанні із захистом від перевищення тиску у вторинному контурі (рис. 10) [16]. Він використовується для зменшення тиску в системі.

Здебільшого редукційний клапан складається з корпусу 1, золотника, що управляє 2, пружини стиснення 3, виконавчого елемента 4 і зворотного клапана, на вибір.

Налаштування тиску вторинного контуру здійснюється за допомогою регулювального елемента 4.



Типу ZDR 6 DA1-4X/...YM...

Рис. 10. Редукційний клапан прямої дії типу ZDR фірми Rexroth [16]

Виконання «А». У вихідному положенні клапан відкритий. Робоча рідина може безперешкодно перетікати з каналу $A1$ у канал $A2$. Тиск у каналі $A2$ утворюється одночасно через канал управління 5 на поверхні золотника проти пружини стиснення 3. Щойно тиск у каналі $A2$ піднімається вище за значення, встановлене на пружині стиснення 3, управляючий золотник 2 переміщується в положення регулювання проти пружини стиснення 3 і утримує на постійному рівні встановлений тиск у каналі $A2$.

Управляючий сигнал і мастило контуру управління надходять зсередини через канал управління 5 з каналу $A2$.

Якщо тиск у каналі $A2$ продовжує зростати внаслідок зовнішнього силового впливу на споживача, то управляючий золотник 2 переміщується ще далі проти пружини стиснення 3.

За рахунок цього канал $A2$ через дроселюючу кромку 9 на управляючому золотнику 2 і корпус 1 з'єднується з баком. До бака тече така кількість робочої рідини, що тиск далі не зростає. Відведення витоків із порожнини пружини 7 виконується завжди зовні через отвір 6 і канал $T(Y)$. Приєднаний манометр 8 забезпечує контроль тиску вторинного контуру на клапані.

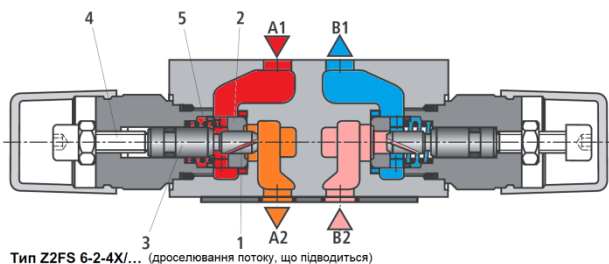
У виконанні «А» для вільного проходу робочої рідини від каналу $A2$ у канал $A1$ можна встановлювати зворотний клапан.

Виконання «Р» і «В». Для виконання «Р» редуктування тиску виконується в каналі $P1$. Управляючий сигнал і мастило контуру управління надходять зсередини з каналу $P1$. У виконанні «В» зменшується тиск у каналі $P1$, мастило контуру управління, однак, відбирається з каналу B .

Розглянемо дроселі зі зворотним клапаном в модульному (секційному) виконанні. Клапани типу Z2FS 6 фірми Rexroth являють собою здвоєні дроселі зі зворотним клапаном у вигляді проміжних

плит (рис. 11) [17].

Вони призначені для обмеження основної об'ємної витрати і об'ємної витрати управління у одного або двох портів споживача.



Тип Z2FS 6-2-4X/... (дроселювання потоку, що підводиться)

Рис. 11. Дросель зі зворотним клапаном типу Z2FS 6 фірми Rexroth [17]

Два дроселі зі зворотним клапаном, розташовані симетрично один до одного, обмежують потік в одному напрямку і забезпечують у зворотному напрямку вільний зворотний потік.

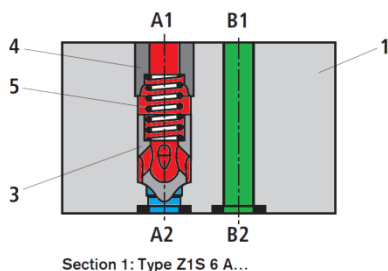
Під час дроселювання потоку, що підводиться, робоча рідина надходить каналом A1 через дросельний елемент 1, що складається із сідла 2 клапана і золотника 3 з дроселем, до споживача A2.

Осьове регулювання золотника 3 з дроселем виконує регулювальний гвинт 4, чим забезпечується можливість регулювання дросельного елемента 1.

Робоча рідина, що тече назад від споживача A2, переміщує сідло 2 клапана до пружини 5 у напрямку до золотника 3 з дроселем, виступаючи таким чином як зворотний клапан для вільного потоку. Залежно від положення під час монтажу може виникнути ефект дроселювання потоку, що підводиться або відводиться.

Апаратура направляюча. Розглянемо зворотний клапан в модульному (секційному) виконанні. Клапан типу Z1S фірми Rexroth являє собою зворотний клапан прямої дії у вигляді проміжних плит (рис. 12) [18].

Він призначений для герметичного замикання в одному напрямку і забезпечує вільну об'ємну витрату у зворотному напрямку.



Section 1: Type Z1S 6 A...

Рис. 12. Зворотний клапан типу Z1S фірми Rexroth [18]

Обмеження ходу конічного затвора 3 здійснюється за допомогою ущільнювальної втулки 4. Вбудована пружина 5 забезпечує рух закриття. Пружина 5 утримує конічний затвор 3 у положенні закриття.

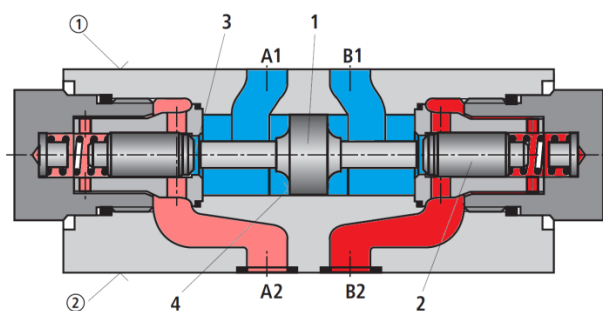
Розглянемо гідрозамок в модульному (секційному) виконанні. Запірний клапан типу Z2S фірми Rexroth являє собою зворотний клапан секційного виконання, що деблокується (рис. 13) [19].

Він призначений для герметичного замикання одного або двох приєднань споживача навіть під час довгих простоїв.

У напрямку A1 до A2 або B1 до B2 – вільна об'ємна витрата, у зворотному напрямку об'ємна витрата замикається.

Якщо рідина тече по клапану в напрямку від A1 до A2, то управляючий золотник 1 переміщується в напрямку сторони B і штовхає плунжер 2 із сідла. Після цього рідина може текти в напрямку від B2 до B1.

Щоб забезпечити надійне закриття плунжера 2, потрібно зняти гідравлічне навантаження з управляючого золотника 1 (див. приклад схеми – рис. 14). 3 – робоча площа плунжера, 4 – робоча площа золотника. Стандартне співвідношення робочої площі плунжера до робочої площі золотника – 1/3,5.



Тип Z2S 6 -...

Рис. 13. Зворотний клапан типу Z1S фірми Rexroth [19]

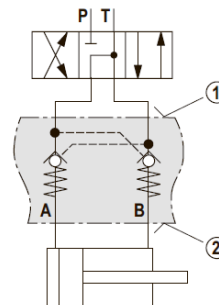


Рис. 14. Приклад схеми

Загалом, розглянута гідроапаратура модульного монтажу при використанні в гідроприводі є ефективним рішенням для сучасних виробничих процесів. Це забезпечує гнучкість, простоту обслуговування, економію витрат і можливість інтеграції з новими технологіями [20], що робить вибір модульної гідроапаратури привабливим варіантом для багатьох підприємств.

Висновки. Таким чином, використання гідроапаратури модульного монтажу в гідроприводі є сучасним підходом до проектування і реалізації гідравлічних систем, які використовуються в різних верстатах і обладнанні, і має кілька ключових аспектів і переваг:

1. Гнучкість і адаптивність: використання модульної гідроапаратури дає змогу легко змінювати конфігурацію гідросистеми залежно від потреб виробництва або зміни умов експлуатації. Це

особливо важливо в сучасних умовах, коли вимоги до продуктивності та функціональності можуть змінюватися.

2. Спрощення обслуговування: модульна гідроапаратура може бути легко замінена або відремонтована без необхідності розбирання всієї гідросистеми. Це скорочує час простою обладнання і знижує витрати на обслуговування.

3. Швидкість монтажу: модульний монтаж дає змогу значно прискорити процес монтажу гідроприводу, оскільки вузли з модульної гідроапаратури можуть бути заздалегідь зібрані та протестовані. Це особливо важливо в проектах із жорсткими термінами.

4. Економія витрат: використання стандартних монтажних плит дає можливість знизити витрати на виробництво і закупівлю компонентів. Крім того, завдяки зменшенню часу на встановлення та обслуговування знижуються загальні експлуатаційні витрати.

5. Інтеграція сучасних технологій: гідросистеми з модульними гідроапаратами можуть легко інтегруватися з сучасними технологіями, такими як системи моніторингу стану (ІоТ), що дає змогу здійснювати віддалений контроль і діагностику роботи обладнання.

Список літератури

- Сидоренко В. П., Яхно О. М. *Гідравліка і гідроприводи*. Київ: Університет «Україна», 2008. 163 с.
- Роговий А. С., Панамар'ова О. Б., Тиньянова І. І., Рєзва К. С. *Проектування гідравлічних приводів: навч.-метод. посіб.* Харків: НТУ «ХПІ», 2023. 156 с.
- Панченко В. О., Гусак О. Г., Папченко А. А., Хованський С. О. *Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів: навч. посіб.* Суми: Сумський державний університет, 2015. 151 с.
- Фінкельштейн З. Л., Андренко П. М., Дмитрієнко О. В. *Експлуатація, обслуговування та надійність гідравлічних машин і гідроприводів: навч. посіб.* Харків: НТУ «ХПІ», 2014. 308 с.
- Fatyejev O., Fatieieva N., Ponomarov V. Advantages of using hydraulic equipment of modular mounting in the modernization of machine hydrosystems. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 33–41. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.05
- Fatyejev O., Fatieieva N., Poliakov V., Shyian A., Radchenko O. Design Specifics of a Built-in Diagnostic System for Hydraulic Machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 2. P. 78–84. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.12
- Аврун Г. А., Кириченко І. Г., Самородов В. Б. *Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин*. Харків: ХНАДУ, 2016. 438 с.
- Савченко О. Я., Слізаров С. П., Кишківський В. О. Про нові напрямки в технологіях виготовлення гідроапаратури. *Аграрний вісник Причорномор'я: зб. наук. пр.* Одеса, 2012. Вип. 63: Технічні науки. С. 81–86.
- Exner H., Kempf H., Freitag R., Geis H. *Hydraulics – basic principles and components. The hydraulic trainer. Vol. 1.* Würzburg: Bosch Rexroth, Drive & Control Acad, 2011. 326 p.
- Фотогалерея проєктів*. URL: <https://motorimpex.ua/ua/photos> (дата звернення: 02.12.2024).
- Монтажні плити для гідравлічної апаратури*. URL: <https://motorimpex.ua/ua/catalog/montazhnye-plity-dlya-gidravlicheskoj-aparatury> (дата звернення: 02.12.2024).
- Subplate size 6 with porting pattern according to DIN 24340 form A and ISO 4401 and CETOP-RP 121 H: RE 45052.* Bosch Rexroth AG, 2011. 4 p.
- Гідравлічні монтажні плити* [Hydraulic mounting plates]. Available at: <https://hydro-gid.com.ua/uk/gidravlicheskie-montazhnye-plity> (accessed 02.12.2024).
- Manifolds, Type HSR 06: RE 48107.* Bosch Rexroth AG Publ., 2011. 4 p.
- Гідравлічні монтажні плити*. URL: <https://hydro-gid.com.ua/uk/gidravlicheskie-montazhnye-plity> (дата звернення: 02.12.2024).
- Manifolds, Type HSR 06: RE 48107.* Bosch Rexroth AG, 2022. 20 p.
- Pressure relief valve, pilot-operated, Type ZDB and Z2DB: RE 25751.* Bosch Rexroth AG, 2022. 12 p.
- Pressure reducing valve, direct operated, Type ZDR: RE 26570.* Bosch Rexroth AG, 2018. 10 p.
- Throttle check valve, Type Z2FS: RE 27506.* Bosch Rexroth AG, 2020. 8 p.
- Check valve, Type ZIS: RE 21534.* Bosch Rexroth AG, 2015. 12 p.
- Check valve, pilot operated, Type Z2S: RE 21548.* Bosch Rexroth AG, 2020. 12 p.
- Фатєєв О. М., Фатєєва Н. М., Красильник А. В., Шиян А. В., Поляков В. В. Технології гідростатичних випробувань у металургійній промисловості. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 71–75. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.10

References (transliterated)

- Sydorenko V. P., Yakhno O. M. *Hidravlika i hidropriyvody* [Hydraulics and hydraulic drives]. Kyiv, Universytet "Ukrayina" Publ., 2008. 163 p.
- Rogovyi A. S., Panamar'ova O. B., Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S. *Proyektuvannya hidravlichnykh pryvodyv* [Design of hydraulic drives]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023. 156 p.
- Panchenko V. O., Husak O. H., Papchenko A. A., Khovans'kyi S. O. *Montazh, ekspluatatsiya ta remont hidromashyn i hidropnevmoptyvodyv* [Mounting, operation and repair of hydraulic machines and hydropneumatic drives]. Sumy, Sums'kyi derzhavnyi universytet Publ., 2015. 151 p.
- Finkel'shteyn Z. L., Andrenko P. M., Dmytriienko O. V. *Ekspluatatsiya, obsluhovuvannya ta nadiynist' hidravlichnykh mashyn i hidropriyvodyv* [Operation, maintenance and reliability of hydraulic machines and hydraulic drives]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2014. 308 p.
- Fatyejev O., Fatieieva N., Ponomarov V. Advantages of using hydraulic equipment of modular mounting in the modernization of machine hydrosystems. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 33–41. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.05
- Fatyejev O., Fatieieva N., Poliakov V., Shyian A., Radchenko O. Design Specifics of a Built-in Diagnostic System for Hydraulic Machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 2, pp. 78–84. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.12
- Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Samorodov V. B. *Hidravlichne obladnannya budivelnnykh ta dorozhnikh mashyn* [Hydraulic equipment for construction and road vehicles]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2016. 438 p.
- Savchenko O. Ya., Yelizarov S. P., Kyshkovs'kyi V. O. Pro novi napryamky v tekhnolohiyakh vyhotovlennya hidroaparatury [About tendencies in technological solutions when manufacturing details]. *Ahrarnyy visnyk Prychornomor'ya: zb. nauk. pr.* [Agrarian Bulletin of the Black Sea Region: a collection of scientific papers]. Odessa, 2012, issue 63: Tekhnichni nauky [Technical sciences], pp. 81–86.
- Exner H., Kempf H., Freitag R., Geis H. *Hydraulics – basic principles and components. The hydraulic trainer. Vol. 1.* Würzburg, Bosch Rexroth, Drive & Control Acad Publ., 2011. 326 p.
- Fotohalereya proektiv* [Photo gallery of projects]. Available at: <https://motorimpex.ua/ua/photos> (accessed 02.12.2024).
- Montazhni plyty dlya hidravlichnoyi aparatury* [Mounting plates for hydraulic equipment]. Available at: <https://motorimpex.ua/ua/catalog/montazhnye-plity-dlya-gidravlicheskoj-aparatury> (accessed 02.12.2024).
- Subplate size 6 with porting pattern according to DIN 24340 form A and ISO 4401 and CETOP-RP 121 H: RE 45052.* Bosch Rexroth AG Publ., 2011. 4 p.
- Hidravlichni montazhni plyty* [Hydraulic mounting plates]. Available at: <https://hydro-gid.com.ua/uk/gidravlicheskie-montazhnye-plity> (accessed 02.12.2024).
- Manifolds, Type HSR 06: RE 48107.* Bosch Rexroth AG Publ., 2011. 4 p.

2022. 20 p.
15. *Pressure relief valve, pilot-operated, Type ZDB and Z2DB: RE 25751*. Bosch Rexroth AG Publ., 2022. 12 p.
16. *Pressure reducing valve, direct operated, Type ZDR: RE 26570*. Bosch Rexroth AG Publ., 2018. 10 p.
17. *Throttle check valve, Type Z2FS: RE 27506*. Bosch Rexroth AG Publ., 2020. 8 p.
18. *Check valve, Type Z1S: RE 21534*. Bosch Rexroth AG Publ., 2015. 12 p.
19. *Check valve, pilot operated, Type Z2S: RE 21548*. Bosch Rexroth AG Publ., 2020. 12 p.
20. Fatyeyev O. M., Fatieieva N. M., Krasyl'nyk A. V., Shyian A. V., Poliakov V. V. Tekhnolohiyi hidrostatychnykh vyprobuvan' u metalurhiyniy promyslovosti [Hydrostatic testing technologies in the metallurgical industry]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 71–75. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.10

Надійшла (received) 06.12.2024

Відомості про авторів / About the Authors

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: nadiia.fatieieva@khpi.edu.ua

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: oleksandr.fatyeyev@khpi.edu.ua

Поляков Валерій Валерійович (Poliakov Valerii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-5868-9898>; e-mail: valerii.poliakov@mit.khpi.edu.ua

Шиян Анатолій Вадимович (Shyian Anatolii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-6744-085X>; e-mail: anatolii.shyian@mit.khpi.edu.ua

Охріменко Данійл Олександрович (Okhrimenko Daniil) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: daniil.okhrimenko@mit.khpi.edu.ua

ЗМІСТ

Фундаментальні дослідження	3
<i>Кропачек О., Mygushchenko R., Suchkov G., Mygushchenko K., Finohenov O., Kotskalo K.</i> Studying transient characteristics of electrical circuits in robot drives	4
<i>Шубенко О. Л., Голощанов В. М., Котульська О. В., Парамонова Т. М.</i> Апроксимуючі залежності для визначення ентальпії води та водяної пари при розрахунках теплообмінних пристроїв паротурбінних установок (Частина II – визначення ентальпії водяної пари).....	12
<i>Роговий А. С., Нескорожений А. О., Тімченко Є. І., Дьомін Д. Р.</i> Зменшення втрат сипучого середовища, що перекачується вихорокамерним ежектором, використанням щілинної приймальної насадки.....	18
<i>Аврунін Г. А., Подригало М. А., Подригало Н. М., Мороз І. І.</i> Аналіз методів випробувань об'ємних гідромашин та гідропередач.....	25
<i>Миронов К. А., Дмитрієнко О. В., Девятьярова С. О.</i> Модернізація лопатевої системи робочого колеса високонапірної гідротурбіни	34
<i>Тиньянова І. І., Тиньянов О. Д., Савенков Д. А., Коцюруба М. К., Невинний І. С.</i> Дослідження гідродинамічних характеристик робочого колеса оборотної гідромашини.....	42
<i>Крипа Ye., Demchuk R.</i> Comprehensive review of SolidWorks and ANSYS for hydraulic machinery design and analysis	48
<i>Кухтенков Ю. М., Назаренко С. О.</i> Огляд проблеми втомної міцності робочих коліс радіально-осьових гідротурбін	54
<i>Сергієнко М. Є., Назаров О. І., Кривошапов С. І., Павленко В. М., Калашніков Є. Є., Сергієнко А. М., Бурняшев М. В.</i> Підвищення керованості легкових автомобілів при комбінованому гальмуванні	62
Прикладні дослідження	68
<i>Черкашенко М. В., Гасюк О. І.</i> Математична модель виконавчого сервомотора системи регулювання швидкості гідротурбіни	69
<i>Роговий А. С., Дранковський В. Е., Савенков Д. А., Тиньянов О. Д., Азаров А. С.</i> Проектування оборотної гідромашини засобами ANSYS та дослідження течії у насосному режимі	73
<i>Fatyeyev O., Fatieieva N., Shyian A., Poliakov V., Voiko V.</i> Method of software control of motion parameters of the output element of the pneumatic unit by changing the effective areas of control lines	82
<i>Фатєєва Н. М., Фатєєв О. М., Поляков В. В., Шиян А. В., Охріменко Д. О.</i> Особливості проектування гідравлічних систем на базі модульної гідроапаратури.....	86

CONTENTS

Fundamentals	3
<i>Kropachek O., Mygushchenko R., Suchkov G., Mygushchenko K., Finohenov O., Kotskalo K.</i> Studying transient characteristics of electrical circuits in robot drives	4
<i>Shubenko O., Goloshchapov V., Kotulska O., Paramonova T.</i> Approximate relationships for determining the enthalpies of water and steam in the calculations of heat exchanger devices of steam turbine installations (Part II – determination of the enthalpy of water steam)	12
<i>Rogovyi A., Neskorozhenyi A., Timchenko Ye., Domin D.</i> Reduction of losses of the bulk medium pumped by the vortex chamber ejector by using a slotted intake nozzle	18
<i>Avrunin G., Podrigalo M., Podryhalo N., Moroz I.</i> Analysis of testing methods for volume hydraulic machines and hydraulic transmissions	25
<i>Myronov K., Dmytriienko O., Devetiarova D.</i> Modernization of the runner blade system of a high-head Francis turbines	34
<i>Tynianova I., Tynianov O., Savenkov D., Kotsiuruba M., Nevyynnyi I.</i> Research of the hydrodynamic characteristics of the runner of the high-efficiency of pump-turbine	42
<i>Krupa Ye., Demchuk R.</i> Comprehensive review of SolidWorks and ANSYS for hydraulic machinery design and analysis	48
<i>Kukhtenkov Yu., Nazarenko S.</i> Review of the problem of fatigue strength of radial-axial hydraulic turbine wheels	54
<i>Sergienko N., Nazarov O., Krivoshapov S., Pavlenko V., Kalashnikov Ye., Sergienko A., Burniashev M.</i> Improving the handling of passenger cars during combined braking	62
Applied research	68
<i>Cherkashenko M., Hasiuk O.</i> Mathematical model the executive servomotor of the hydraulic turbine speed control system	69
<i>Rogovyi A., Drankovskiy V., Savenkov D., Tynianov O., Azarov A.</i> Design of a reversible hydraulic machine using ANSYS and flow studies in the pumping mode	73
<i>Fatyeyev O., Fatieieva N., Shyian A., Poliakov V., Boiko V.</i> Method of software control of motion parameters of the output element of the pneumatic unit by changing the effective areas of control lines	82
<i>Fatieieva N., Fatyeyev O., Poliakov V., Shyian A., Okhrimenko D.</i> Features of designing hydraulic systems based on modular hydraulic equipment	86

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»
СЕРІЯ: ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ГІДРОАГРЕГАТИ**

Збірник наукових праць

№ 2'2024

Головний редактор: Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна
Відповідальний секретар: Крупа Є. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна
Технічні редактори: Фатєєва Н. М., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна
Резва К. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ ТА ВИДАВЦЯ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ»
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 27.12.2024 р. Формат 60x84/8. Обкладинка – мел 250 г/м,
4+0, + матовий ламінат. Блок – 97 стр., офсет 80 г/м, 1+1.
Палітурка клей. Наклад 40. Ціна договірна.

