

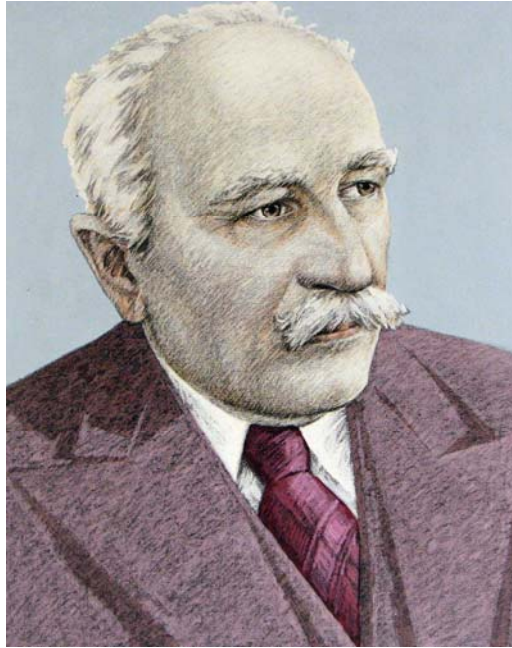


*ISSN 2411-3111 (print)*  
*ISSN 2523-4471 (online)*

*Bulletin of  
National Technical University «KhPI»*

# Hydraulic machines and hydrounits

46 (1322)



The department «Hydraulic  
machines» named  
after academician  
G.F. Proskura 104 years

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**

№ 46 (1322)

№ 46 (1322)

Збірник наукових праць

Collection of scientific papers

Видання засноване у 1961 р.

The edition was founded in 1961

Харків  
НТУ «ХПІ», 2018

Kharkiv  
NTU «KhPI», 2018

**Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати = Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units:** зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Х.: НТУ «ХПІ», 2018. – № 46 (1322) 2018. – 83 с. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

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

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

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

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

Державне видання

Свідоцтво Держкомітета по інформаційній політиці України  
КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Мова статей – українська, англійська, російська

*Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук», затвердженого рішенням Атестаційної колегії МОН України щодо діяльності спеціалізованих вчених рад, від 15 грудня 2015 р. Наказ № 1328 (додаток 8) від 21.12.2015 р.*

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати включений до зовнішніх інформаційних систем, у тому числі в наукометричні бази даних: **Thomson Reuters, Open Journal Systems, SIS (Scientific Indexing Services, Texas, USA), Google Scholar; Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA), Index Copernicus.**

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

Засновник

Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

**Головний редактор**

Сокол Є. І., д-р. техн. наук, професор, чл.-кор.  
НАН України

**Заст. головного редактора**

Марченко А. П., д-р техн. наук, професор

**Секретар**

Горбунов К. О., канд. техн. наук, доцент

**Редакційна колегія серії**

**Відповідальний редактор:**

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

**Відповідальний секретар:**

Крупа Євгеній Сергійович, канд. техн. наук,  
доцент

**Члени редколегії:**

Гнесін В. І., д-р техн. наук, професор

Лур'є З. Я., д-р техн. наук, професор

Мацевитий Ю. М., д-р техн. наук, професор,  
академік НАН України

Мигущенко Р. П., д-р техн. наук, професор

Потетенко О. В., канд. техн. наук, доцент

Русанов А. В., д-р техн. наук, професор, чл.-кор.  
НАН України

Солодов В. Г., д-р техн. наук, професор

Степанов М. С., 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

Founder

National Technical University  
"Kharkiv Polytechnic Institute"

**Editor-in-chief**

Sokol Ye. I., Dr. Sc., Professor, Corresponding  
Member of NAS of Ukraine

**Deputy editor-in-chief**

Marchenko A. P., Dr. Sc., Professor

**Secretary**

Gorbunov K. O., PhD, Associate Professor

**Editorial staff**

**Associate editor:**

Cherkashenko M., Dr. Sc., Professor

**Executive secretary:**

Krupa E. S., PhD, Associate Professor

**Editorial staff members:**

Gnesin V., Dr. Sc., Professor

Lurie Z. Ya., Dr. Sc., Professor

Matsevityu Yu. M., Dr. Sc., Professor, academician of  
NAS of Ukraine

Myguschenko R. P., Dr. Sc., Professor

Potetenko O. V., PhD, Associate Professor

Rusanov A. V., Dr. Sc., Professor, Corresponding  
Member of NAS of Ukraine

Solodov V. G., Dr. Sc., Professor

Stepanov M. S., Dr. Sc., Professor

Shubenko O. L., 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 № 9 від 30 листопада 2018 р.

ФУНДАМЕНТАЛЬНІ  
ДОСЛІДЖЕННЯ

FUNDAMENTALS

UDC 62-507

**M. CHERKASHENKO****SYNTHESIS OF DISCRETE DRIVES CONTROL SYSTEMS**

The classical methods of creation of schemes using tables of transitions, states, Carnot's cards and other means which dimension depends on number of inputs and outputs of the scheme are not acceptable for systems big dimension (with big number of inputs, outputs and internal states). Control systems of hydropneumatic units are the determined systems of big dimension. Now at synthesis of systems of hydropneumatic units the standard position structure having the known advantages, but which is characterized by a large number of elements of the projected scheme is used. Partial minimization of standard position structure was offered in the works Yuditsky S., Goedecke W., Belforte G., Reydzio J., etc. The method of full minimization of the standard position structure offered by the author allowed to receive the minimum structure of schemes due to receiving of minimum the operation graph and the offered mathematical model – the matrix conformity (MC) which dimension does not depend on quantity of entrances and exits of system.

**Keywords:** the standard position structure, the matrix conformity, the operation graph, minimization, hydropneumatic units, inputs, outputs, states, synthesis of systems, schemes.

**М. ЧЕРКАШЕНКО****СИНТЕЗ ДИСКРЕТНЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ПРИВОДАМИ**

Классические методы построения схем, использующие таблицы переходов, станив, карты Карно и иные засоби, розмірність яких залежить від числа входів і виходів схеми, не прийнятні для систем великою розмірністю (з великою кількістю входів, виходів і внутрішніх станів). А системи управління гідропневмоагрегатів є детермінованими системами великої розмірності. В даний час при синтезі систем гідропневмоагрегатів використовується стандартна позиційна структура, яка володіє відомими перевагами, але яка характеризується великою кількістю елементів проєктованої схеми. Часткова мінімізація стандартної позиційної структури була запропонована в працях Yuditsky S., Goedecke W., Belforte G., Reydzio J. та ін. Метод повної мінімізації стандартної позиційної структури, запропонований автором, дозволив отримати мінімальну структуру схем за рахунок отримання мінімального графа операцій і запропонованої математичної моделі – матриці відповідностей (MC), розмірність якої не залежить від кількості входів і виходів системи.

**Ключові слова:** стандартна позиційна структура, матриця відповідностей, граф операцій, мінімізація, гідропневматична одиниця, входи, виходи, стан, синтез систем, схеми.

**М. ЧЕРКАШЕНКО****СИНТЕЗ ДИСКРЕТНЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ПРИВОДАМИ**

Классические методы построения схем, использующие таблицы переходов, состояний, карты Карно и другие средства, размерность которых зависит от числа входов и выходов схемы, не приемлемы для систем большой размерности (с большим числом входов, выходов и внутренних состояний). А системы управления гидропневмоагрегатов являются детерминированными системами большой размерности. В настоящее время при синтезе систем гидропневмоагрегатов используется стандартная позиционная структура, обладающая известными преимуществами, но которая характеризуется большим количеством элементов проектируемой схемы. Частичная минимизация стандартной позиционной структуры была предложена в трудах Yuditsky S., Goedecke W., Belforte G., Reydzio J. и др. Метод полной минимизации стандартной позиционной структуры, предложенный автором, позволил получить минимальную структуру схем за счет получения минимального графа операций и предложенной математической модели – матрицы соответствий (MC), размерность которой не зависит от количества входов и выходов системы.

**Ключевые слова:** стандартная позиционная структура, матрица соответствий, граф операций, минимизация, гидропневматическая единица, входы, выходы, состояния, синтез систем, схемы.

**1. Introduction.** Practical experience with discrete control systems for industrial robots with hydraulic and pneumatic controls shows that such systems are characterized by several operating cycles and a large number of inputs, outputs, and states. The effectors of an industrial robot are hydraulic or pneumatic pistons whose position is monitored by sensors, such as finite switches, sequence valves, time relays, etc. Each effector input  $Z_{\xi}$  and each sensor output  $X_{\xi}$  may take on two discrete values  $\{0, 1\}$ . A component  $U_{\xi}$  of the control system is represented by a unit corresponding to the motion of one of the effectors in space. The input  $Z_{\xi}$  is treated as the component input and output  $X_{\xi}$  as the component output.

To describe the functioning of a control system, we use the language of operation graphs [1], since it provides the most complete representation of control systems of this type. An operation graph is a directed

graph whose vertices  $\{A\}$  are in one-to-one correspondence with the operations of a technological process, and its arcs correspond to transitions between different operations. On the arcs of the graph the operations are marked by sequences of the form  $Q_{\gamma} \mapsto z_{\nu}$  (i.e., by formulas of the type "if condition  $Q_{\gamma}$  is true, then condition  $z_{\nu}$ , is true"). Here the set  $Q_{\gamma}$  contains the component outputs  $\{X\}$ , the actions of manual control systems, etc. The set  $z_{\nu}$  moves the control system between different operations. The set  $z_{\nu}$  contains the effector inputs whose values change in the given transition. The operation graph that describes the functioning of the control system of an industrial robot consists of cycles, each corresponding to one of the operating modes.

However, in practice, we are often required to solve problems associated with the local operating mode of the control system. In this connection, we will consider a

© M. Cherkashenko, 2018

synthesis method which, while preserving the standard positional structure [1] (with unitary coding of the internal states), minimizes the control system network by minimizing the number of memory elements and in some cases also the number of logic elements. As we shall show in the sequel, this is accomplished by constructing the partition graph. The proposed synthesis method consists of the following main stages: the control system operating conditions are written in the sequence-description language, which is the machine interpretation of the language of operation graphs intended for computer-aided synthesis of control systems; the cycles in the operation graph are identified; the set of combinations  $\{Q\}$  is partitioned for each cycle separately by the method described in [2-4] and a partition graph is constructed, whose vertices correspond to a minimal number of internal states of the control system; logical equations describing the control system are constructed: in this stage the signals  $\{Q\}$  marked on the graph which cause transitions between operations are lengthened by adjoining signals (from the complete output combinations  $\{P\}$  active in transitions) that leave the transitions unchanged [3]. This approach avoids deep minimization of the complete combinations  $\{P\}$ . The resulting switching functions of memory elements and effectors can be minimized by using simple absorption and join formulas for Boolean functions. The last stage is the realization of the control system by logical elements.

**2. Formalized Description of the Control System.**

Fig. 1 is the operation graph of the control system of a simple industrial robot serving a lathe. The vertices in this graph correspond to the operations  $\{A\}$ , and the arcs represent transitions between different operations. The arcs are marked by the sequences  $\{S\}$ , with the left-hand side containing the combination  $Q_\gamma$  which causes transition between different operations and the right-hand side the combination  $z_\nu$  which consists of the signals  $Z_\xi$  and  $\bar{Z}_\xi$  switching the effector on and off, respectively. Only those inputs whose values change in a given transition are marked on the arcs. The operation graph  $G$  is represented by the adjacency matrix  $R_G$  of its vertices: the rows and the columns of the adjacency matrix correspond to operations, and at the intersection of row  $A_i$  and column  $A_j$  we enter the corresponding sequence if vertices  $A_i$  and  $A_j$  are joined by an arc, and 0 otherwise.

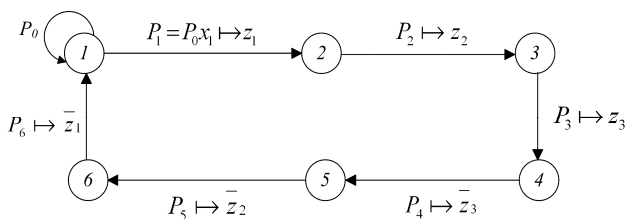


Fig. 1. The operation graph  $G$

To compute the complete outout combinations  $\{P\}$  active in transitions, we use the component matrix  $R_u$ . Each row  $U_\xi$  of the matrix  $R_u$  corresponds to one

component, the first column corresponds to the initial position of the effectors of the components  $\{U\}$ , the remaining columns correspond to the subsequent monitored positions. At the intersection of row  $U_\xi$  and any column of matrix  $R_u$  we enter the corresponding output signals  $\{X\}$  if the position is monitored, and 0 otherwise. If all the elements in row  $U_\xi$  to the right of element  $X_\xi$  are 0, or  $X_\xi$  is the last element of the row, the particular output monitors the final position of the effector.

The cycles in the operation graph are identified by an efficient algorithm described in [3]. This algorithm computes the determinant  $\det(R_G)$  of the matrix  $R_G$  of the operation graph  $G$ , and selects from the set of terms a subset corresponding to the set of cycles of the graph  $G$ .

For the graph  $G$  in Fig. 1, we identify:  $\{P_1 \mapsto z_1, P_2 \mapsto z_2, P_3 \mapsto z_3, P_4 \mapsto \bar{z}_3, P_5 \mapsto \bar{z}_2, P_6 \mapsto \bar{z}_1\}$ .

**3. Synthesis of Switching Functions for Memory Elements and Effectors.** For every cycle of the operation graph, we construct a partition  $\pi$  of the set of combinations  $\{P\}$  into blocks  $\{B\}$ , such that  $\cup B_\alpha = \{P\}$  and  $B_\alpha \cap B_\beta = \emptyset$ . Identical combinations  $p_\gamma$  producing different input combinations  $z_\nu$  and  $z_\mu$  should be assigned to different blocks in the partition and should not occur in adjacent blocks  $B_\alpha$  and  $B_{\alpha+1}$  (the first block is assumed to follow the last block); moreover, no combination  $p_\gamma$  of a successor block  $B_{\alpha+1}$  should coincide with the last combination of the predecessor block  $B_\alpha$ . A computer algorithm for the synthesis of partitions:

Synthesis Algorithm for the Partition  $\pi$ . The algorithm constructs a  $2m_1$  matrix  $M$  (here  $m$  is the maximum number of combinations  $\{P_m\}$  for one cycle), whose rows correspond to the combinations  $\{P_m\}$  and the first column contains the decimal equivalents of the binary numbers corresponding to the output combinations (identical combinations  $p_\gamma$  producing different combinations  $z_\nu$  and  $z_\mu$  are represented by equal numbers). The second column stores the decimal numbers corresponding to the blocks  $\{B\}$  of the partition  $\pi$ . The algorithm consists of the following steps.

1.  $i = a = 1$  ( $i$  is the row index,  $a$  is the block index); go to 2.
2.  $M(i, 2) = a$ ; go to 3.
3.  $i = i + 1$ , if  $M(i, 1) \neq M(j, 1)$  ( $j$  takes on values such that  $M(j, 2) = a$ ) go to 4; otherwise go to 5.
4. If  $M(i, 1) \neq M(\mu, 1)$  ( $\mu$  is the last element of the block  $a-1$ ), go to 2; otherwise go to 5.
5.  $a = a + 1$ ; go to 2.

As noted, the last block is followed by the first block, and the procedure stops when two successive iterations produce essentially the same partition. In practice, no more than 3 iterations are needed. Stabilization of the process indicates that the particular

partition is unique and minimal when the conditions formulated in the proposition are satisfied. Let us estimate the complexity of the algorithm. Assuming 3 iterations, we denote by  $|B|$  the number of blocks and by  $m$ , the number of combinations  $\{P_m\}$ . On average, a block contains  $m_1/|B|$  elements. The necessary number of

comparisons within a block is 
$$\frac{\frac{m_1}{|B|} \left( \frac{m_1}{|B|} - 1 \right)}{2} = \frac{m_1^2 - m_1|B|}{2|B|^2}.$$

The number of comparisons with a predecessor block is  $m_1/|B|$ . The total complexity thus involves  $3m_1(m_1+|B|)/2|B|^2$  comparisons of decimal integers. Since identical numbers never occupy adjacent positions, the complexity can be reduced by  $3(m_1-1)$  comparisons. We see from the formula that the complexity of the algorithm diminishes as the number of blocks increases. Storage space requirements are  $2m_1$ .

We establish correspondence between switching on of memory element  $\alpha$  (in a standard positional structure, memory elements are represented by split-input flip-flops) and the last element  $p_\sigma$  of block  $B_{\alpha-1}$  and construct a graph  $G_r$  of partitions  $\{\pi\}$  for all the cycles. Every vertex of the graph  $G_r$  corresponds to a block  $B_\alpha$  and is enclosed by a loop; the corresponding block contains more than one element. The arcs which are not loops form a single cycle of the graph  $G_r$  if the partitions  $\{\pi\}$  contain the same number of blocks (with the exception of those partitions possibly containing a single block). Otherwise, the graph  $G_r$  contains several cycles.

**Theorem.** The partition graph  $G_r$  is realized by a standard positional structure if identical combinations  $p_\gamma$  producing different combinations  $z_\nu$  and  $z_\mu$  are assigned to different nonadjacent arcs.

**Proof of the Theorem.** The only way to distinguish between transitions that involve identical combinations  $p_\gamma$  producing different combinations  $z_\nu$  and  $z_\mu$  is by lengthening them by signals from the memory element outputs  $y_\alpha$  and  $y_\beta$  ( $\alpha \neq \beta; y_\alpha, y_\beta \in Y; Y -$  is the set of memory element outputs). The partition  $\pi$  is constructed so that on the graph  $G_r$  one internal state  $\alpha$  (block  $B_\alpha$ ) corresponds to an arc which is not a loop and to an adjacent predecessor loop. Therefore, for two transitions  $A_i/A_{i+1}$  and  $A_j/A_{j+1}$  in the graph  $G$ , corresponding to a loop and to an adjacent successor arc in the graph  $G_r$ , with identical combinations acting in the sequence  $S_{i/i+1}(P_\gamma \mapsto z_\nu)$ , corresponding to transition  $A_i/A_{i+1}$  and  $A_j/A_{j+1}$  in the sequence  $S_{j/j+1}(P_\beta \mapsto z_\mu)$ , corresponding to transition, the lengthening is  $P_\gamma y_\alpha = P_\beta y_\alpha$ , since  $P_\gamma = P_\beta$ , i.e., the input combination  $z_\mu$  appears in transition  $A_i/A_{i+1}$  which precedes the transition  $A_j/A_{j+1}$  in the cycle. If identical combinations  $P_\gamma$  and  $P_\beta$  occur on adjacent arcs  $\alpha$  and  $\alpha+1$  of the graph  $G_r$  which are not loops, we consider analogous

sequences  $S_{i/i+1}$  and  $S_{j/j+1}$  and obtain the lengthenings  $P_\gamma y_\alpha$  and  $P_\beta y_{\alpha+1}$ . But since  $P_\gamma y_\alpha$  corresponds to switching on the memory element  $\alpha+1$ ,  $P_\beta y_{\alpha+1}$  memory element  $\alpha+2$ , and  $P_\gamma = P_\beta$  (recall that in standard positional structure, each predecessor memory element is switched off by the output of its successor), we obtain a "jump" from state  $\alpha$  into state  $\alpha+2$  via state  $\alpha+1$ , which contradicts the operating cycle of the robot (does not satisfy the stability condition [1]).

If the Identical combinations  $P_\gamma$  occur on the arc  $\alpha$  and on the adjacent loop  $\alpha+1$  of the graph  $G_r$ , then in this case the lengthening  $P_\gamma y_\alpha$  occurring in the sequence  $S_{i/i+1}$  on the arc  $\alpha$  which is not a loop corresponds to switching on the memory element  $\alpha+1$ . In the sequence  $S_{j/j+1}$  the lengthening  $P_\gamma y_{\alpha+1}$  belongs to the loop  $\alpha+1$ . But since  $P_\gamma y_{\alpha+1}$  corresponds to switching on the memory element  $\alpha+1$ , the combination  $P_\gamma$  in the transition  $A_i/A_{i+1}$  of the graph  $G$  acts sequentially with signals  $y_\alpha$  and  $y_{\alpha+1}$ . This implies that the input  $z_\mu$  corresponding to transition  $A_j/A_{j+1}$  will prematurely appear in the transition  $A_i/A_{i+1}$ . Clearly, this allocation is possible only for  $z_\mu = \bar{z}_\nu$  ( $z_\mu = z_\nu$ ), i.e., when only effector(s) is (are) switched on and off in transitions  $A_i/A_{i+1}$  and  $A_j/A_{j+1}$ , respectively. Q. E. D.

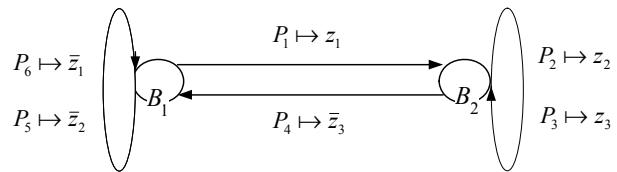


Fig. 2. Partition graph  $G_r$

Thus, the arcs of the graph  $G_r$  which are not loops are marked with the last elements of the blocks, and the loops are marked with the ordered set of the remaining elements. The algorithm constructing the partition graph  $G_r$  may be stated in the following form:

1. Set the number of vertices of graph  $G_r$  equal to the number of subsets  $|B|$  in the partition with the largest number of blocks.
2. Identify the partition blocks or equal elements of blocks, assigning them to one loop and to the adjacent successor arc of the graph  $G_r$  (if such exist).
3. Allocate the last elements of the subsets to arcs that are not loops. If one arc which is not a loop is marked with different elements (sequences), they are labeled by the number of the cycle to which they belong.
4. On the loops write (from top to bottom) the ordered subsets of the partitions (without the last elements). Different elements belonging to different cycles are labeled by the corresponding numbers.

Partitions for of the graph  $G$ :  $\pi = \{P_5 \mapsto z_2^{**}, P_6 \mapsto z_1^*, P_1 \mapsto z_1\}, \{P_2 \mapsto z_2^*, P_3 \mapsto z_3^{**}, P_4 \mapsto z_3\}.$



By step 1 of the algorithm, we count the vertices of the graph Gr. By step 2, we identify identical elements of the blocks  $P_6 \mapsto z_1$ ,  $P_2 \mapsto z_2$  and  $P_3 \mapsto z_3$ ,  $P_5 \mapsto z_2$  assign them to one loop. By step 3, we allocate the last elements of the partition  $\pi$  to the arcs of the graph. By step 4, on loop 1 we write the ordered subset of identical elements of the blocks see step 2. Roman numerals label elements that do not belong to all the cycles. The resulting graph is shown in Fig. 2.

The graph  $G_r$  shows the complete combinations  $P_1 - P_6$  active in the control system transitions which correspond to the subcombinations  $Q_1 - Q_6$ . Identical combinations are marked with asterisks.

The proof of the proposition shows that further minimization of the partition graph is possible only by breaking the standard positional structure, i.e., by using nonunitary coding for the internal states of the control system and switching one memory element more than once during an operating cycle.

Thus, graph  $G_r$  preserves the standard positional structure while minimizing the operation graph and produces a minimal partition graph satisfying the requirements of the proposition. Note that the allocation of the sequences in the graph  $G_r$  is not unique, but in any case the number of vertices remains minimal.

In order to minimize the number of conjunctions in sequences in the switching functions of memory elements and effectors, we have either to minimize the complete combinations  $\{P\}$  or to lengthen the transition-activating subcombinations  $\{Q\}$  by adjuncting signals from  $\{P\}$  that leave the transitions unchanged. The first approach involves simultaneous minimization of a system of Boolean functions with very many variables and in practice does not yield optimal results. It is therefore better to try the second approach, lengthening the combinations  $\{Q\}$ . Since the obligatory lengthening of the combinations  $\{Q\}$  by signals  $\{Y\}$  from the memory element outputs is only necessary for identical combinations  $P_i$ , we can estimate the complexity of the final network, remembering that the memory element and the two-input conjunction (disjunction) are realized by a single element. We distinguish between two cases: the number of vertices of the graph  $G_r$ ,  $|B| > 2$  and  $|B| = 2$ . For the first case, the complexity of the network for a graph with  $\kappa$  cycles is

$$L_1 = |B| + k_1 + 2k_2 + 2 \sum_{\zeta=1}^m (k_{3_\zeta} - 1) + \sum_{\alpha=1}^{|B|} (k_{4_\alpha} - 1) - \Delta s,$$

where  $|B|$  – is the maximum number of blocks for one partition;  $k_1$  – minimal number of lengthenings of the combinations  $\{Q\}$  by signals from  $\{P\}$  or  $\{Y\}$ , excluding the obligatory lengthening of the identical combinations from  $\{P\}$ ;  $k_2$  – number of identical output combinations;  $k_{3_\zeta}$  – number of times the effector  $Z_\zeta$  is switched on;  $m$  – number of effectors;  $k_{4_\alpha}$  – number of times the memory element  $\alpha$  is switched on for  $k$  graph  $G$  with  $\kappa$

cycles;  $\Delta s_1$  – gain from the decomposition of Boolean functions by finding the common parts;  $\Delta s_2$  – gain from the factorization of the system of Boolean functions. In the second case,

$$L_2 = k_1 + 2k_2 + \sum_{\zeta=1}^m (k_{3_\zeta} - 1) + 2k_{4_\alpha} - 1 - \Delta s,$$

since in this case we select one memory element using both its inverse outputs, and  $|B| = 1$ . Since the different control system loops do not "function" simultaneously, many cycles in the operation graph can be realized using common memory and it is this consideration that determines  $|B|$ . The formulas for  $L_1$  and  $L_2$  do not include the elements realizing the subcombinations  $\{Q\}$ , since they are dictated by the technical specification of the robot design. The combinations  $\{Q\}$  are lengthened by the procedure described in [3].

The proposed synthesis method yields one of the minimal systems of logical equations describing the functioning of an industrial robot. It has been tested for numerous control systems of industrial robots in operation.

**4. The structural organization the hydraulic and of pneumatic systems of controls** (Fig. 3) allows to reduce to a minimum number of elements of memory in the block of memory, and also number of the logic elements necessary for realization of the scheme (The patent № 1166064 (USSR).

Entrance block "AND" 1 intend for formation of set of conditions  $E$ . In the examined structure, unlike standard structure, signals from the entrance block 1 and from block "AND" 2 go directly in output block "OR" 6 whereas in standard structure in output block signals go from the block of memory. Block "OR" 3 is used at inclusion of one drive by different sets for different programs of work of a drive. Block "OR" 4 is used in case of several programs of work of a drive which lead to occurrence of various quantity of conditions for each program. The block of memory 5 includes consistently connected triggers with separate inputs, each previous trigger is switched off by a signal from an output of the following. Here one output of the trigger is used. Exception makes a case if the system contains two internal conditions, and the block of memory contains one trigger and two its inverse outputs are used. The output block "OR" 6 contains elements "OR". Inputs  $X$  consists of a subset of signals of inputs  $X_C$  automatic, and also from a of inputs  $X_B$  of manual management. On Fig. 1:  $Z$  – output signals,  $S$  – signals of inclusion of triggers,  $R$  – signals of cutting off of triggers.

Reduction of quantity of the equations is reached by two ways: reduction of quantity of the equations of inclusions of triggers (minimization of structure); reduction of quantity of the equations of inclusions of drives at use of valves with unilateral management.

We shall show method on an example of synthesis of the of pneumatic system of controls of the industrial robot. Operating condition of a control system is presented in the

form of operation graph (Fig. 1) . The table of interaction of entrance and executive devices is given below:

Table 1 – Disposition of entrance and executive devices

Drive		Inputs signals	
Designation	Operation	Starting position	Final position
$D_1$	Holding mechanism	-	$x_3$
$D_2$	Telescopic arm	$x_4$	$x_5$
$D_3$	Hinged section	$x_6$	$x_7$
$x_1$ – Start button			

Formulas of a kind  $Q_\gamma \mapsto Z_\gamma$  (i.e. "the condition  $Z_\gamma$  follow the condition  $Q_\gamma$ " ) be on arches of graph. Here  $Q_\gamma$  represents entrance set which contains inputs of automatic control and of manual management. The set  $Z_\gamma$  contains outputs which have changed the values on transition.

On graph:  $P_0 = \emptyset, x_4x_6y$ ;  $P_1 = x_1, x_4x_6$ ;  $P_2 = x_3, x_4x_6$ ;  $P_3 = x_5, x_3x_6$ ;  $P_4 = x_5, x_3x_6$ ;  $P_5 = x_7, x_5$ ;  $P_6 = x_6, x_3x_5$ ;  $P_7 = x_4, x_3x_6$ .

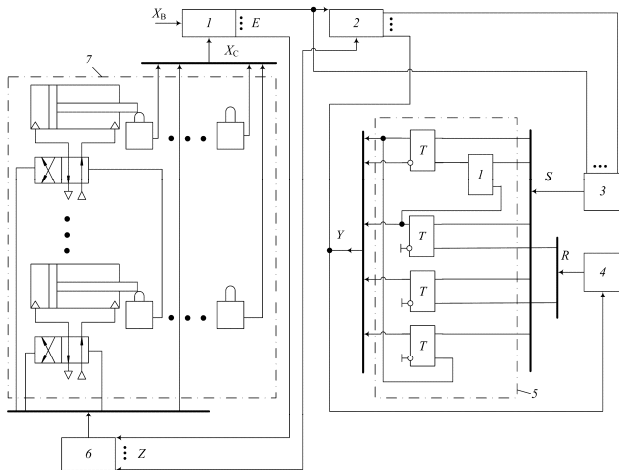


Fig. 3. The structural organization the hydraulic and of pneumatic systems of controls

The offered method reduces quantity of the equations synthesized owing to lengthening of sets  $Q$  . In this connection the quantity of columns of a matrix of conformity (MC) [3] is minimized. Rows of a matrix correspond full entrance sets, and columns correspond to the signals causing transitions. Algorithm of lengthenings of signals of inputs mentioned below.

1. We go splitting sequence of entrance sets into blocks so that in each of them there were no identical entrance sets and last sets of the next blocks were not identical.
2. Construct matrix of conformity MC.
3. We extend signals of inputs of columns of matrix by signals of outputs of the trigger for identical sets.
4. We fill MC «1», if input signal of a column - a part of set of row of a matrix, and «0» differently.
5. We choose the equations for synthesis.
6. For the chosen equation we check a time interval of action of a output signal on column with the

purpose of elimination «0», we spend lengthening of input signals. If elimination is not possible, we use the trigger in a power part.

7. Construct matrix of conformity MC when spend minimization.

We write out the equations for functions of switching of triggers and functions of outputs. We form a disjunction of entrance sets for transitions of a time interval of action function  $z_\zeta(\bar{z}_\zeta)$  . Let's consider a choice of the synthesized functions of outputs  $\bar{Z} = f(X, Y)$  .

Where  $\bar{Z}$  – functions of inclusion (disconnecting) of outputs;  $X$  – set of entrance signals,  $Y$  – outputs signals from triggers.

Functions of switching of triggers  $S = f(X, Y), R = f(Y)$  . In case of two internal conditions  $S, R = f(X)$  ,

Possible schemes of inclusion of channels of valve with unilateral management for drives are presented on Figure 3. For reduction of quantity of the equations it is enough to synthesize  $z_\zeta$  or  $\bar{z}_\zeta$  . The basic criterion at a choice of function  $z_\zeta$  or  $\bar{z}_\zeta$  is the quantity of minimized columns MC (not used columns), and also quantity of lengthenings. The following criterion is quantity of transitions which make a time interval of action of outputs signals. If time intervals for both inverse functions identical it is expedient to write out both functions and to choose the optimum decision.

The of matrix conformity MC:

	$x_1$	$x_2y$	$x_5y$	$x_7$	$x_6\bar{y}$	$x_4\bar{y}$
$\emptyset, x_4x_6 \mapsto \emptyset$	0	0	0	0	1	1
$x_1, x_4x_6 \mapsto z_1, S$	1	0	0	0	1	0
$*x_3, x_4x_6 \mapsto z_2$	0	1	0	0	0	0
$**x_5, x_3x_6 \mapsto z_3$	0	1	1	0	0	0
$x_7, x_5 \mapsto \bar{z}_3, R$	0	0	0	1	0	0
$**x_6, x_3x_5 \mapsto \bar{z}_2$	0	0	0	0	1	0
$*x_4, x_3x_6 \mapsto \bar{z}_1$	0	0	0	0	1	1

We choose functions of outputs of a control system scanning columns. For this purpose on a time interval of action  $z_\zeta(\bar{z}_\zeta)$  is discover «0» which interrupt an interval. We spend lengthening  $Q$  of input signals. So for function  $z_1$  (the first column) it is «0» on crossing with a column with an output  $\bar{z}_2(\bar{y}=1)$  . That does not allow to eliminate premature operation  $\bar{z}_1=1$  .

If to include the trigger in transition from the first top in the second the «0» in a time interval of action  $y=1$  do not influence a time interval of action  $z_1$  . Thus, for executive device  $D_1$  we choose function  $\bar{z}_1$  . Here in a

column of matrix  $x_4\bar{y}$  on crossing with a row of a matrix for  $z_1 = 1$ , conflicts is eliminated at switching "memory". For executive device  $D_2$  we choose "memory", namely valve with separate inputs, as elimination «0» is not possible. Besides, for executive device  $D_3$  chosen function –  $z_3$ .

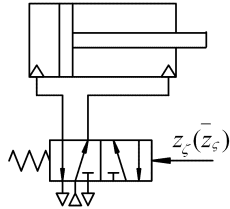


Fig. 4. Schemes of inclusion of channels of valve with unilateral management for drives

The matrix of conformity MC post facto minimization:

	$x_3y$	$x_3\bar{y}$	$x_6\bar{y}$	$x_4\bar{y}$	
$\emptyset, x_4x_6 \mapsto \emptyset$	0	0	1	1	$\bar{y}$
$x_1, x_4x_6 \mapsto z_1S$	0	0	1	0	
$*x_3, x_4x_6 \mapsto z_2$	1	0	0	0	
$**x_5, x_3x_6 \mapsto z_3$	1	1	0	0	$y$
$x_7, x_5 \mapsto \bar{z}_3R$	0	0	0	0	
$**x_6, x_3x_5 \mapsto \bar{z}_2$	0	0	1	0	$\bar{y}$
$*x_4, x_3x_6 \mapsto \bar{z}_1$	0	0	1	1	

Synthesizing the equations, we receive the logic equations for this of case easier, than for an output block which contains triggers. Hence use of the offered algorithm leads to significant simplification of the logic equations. The pneumatic scheme of management of the industrial robot on Fig. 5 is present.

For synthesis of complex schemes it is expedient to take advantage of a method of decomposition of the equations.

Thus, the offered structure and the method of designing constructed on principles of discrete management, have doubtless advantages as the synthesized schemes contain the elementary discrete valves.

Thus, the synthesis method of schemes offered in article allows to reduce considerably number of valves, to thereby gain economic effect. So for the presented example, the scheme synthesized with use the structure standard position, contains 18 additional valves. Our scheme contains – 1.

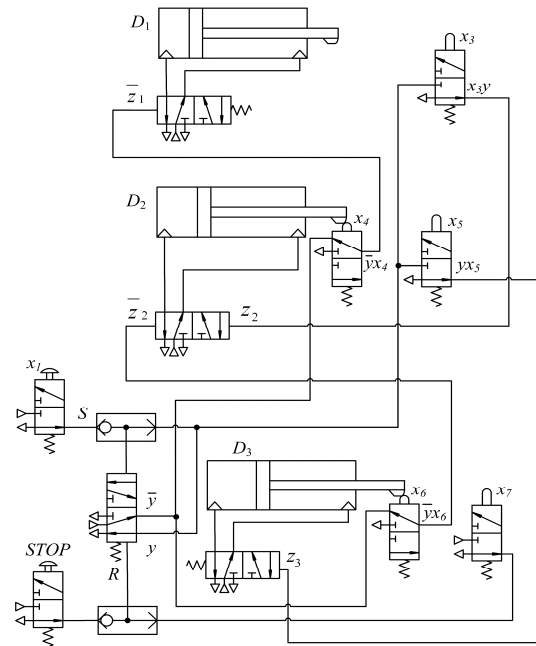


Fig. 5. The scheme of management of the industrial robot

References

1. Yuditsky S. To a question of the description and synthesis of discrete systems of industrial automatics. *Technical cybernetics*. 1976. № 1. pp. 131–141.
2. Cherkashenko M., [et. al.] Synthesis of discrete control systems of industrial robots. *Automation and Remote Control (USA)*. 1981. № 5. pp. 148–153.
3. Cherkashenko M. Method of logic designing of discrete control systems of machines-automatic devices with pneumatic or hydraulic drive. *Pneumatic and hydraulic. Drives and control systems// Mechanical engineering*. 1981. № 8. pp. 181–189.
4. Sokol E., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. GmbH. Printed in Germany. 2018. 112 p.

References (transliterated)

1. Yuditsky S. To a question of the description and synthesis of discrete systems of industrial automatics. *Technical cybernetics*. 1976. no 1, pp. 131–141.
2. Cherkashenko M. [et. al.] Synthesis of discrete control systems of industrial robots. *Automation and Remote Control (USA)*. 1981. no 5, pp. 148–153.
3. Cherkashenko M. Method of logic designing of discrete control systems of machines-automatic devices with pneumatic or hydraulic drive. *Pneumatic and hydraulic. Drives and control systems// Mechanical engineering*. 1981. no 8, pp. 181–189
4. Sokol E., Cherkashenko M. *Synthesis of control schemes for hydroficated automation objects*. GmbH. Printed in Germany. Publ. 2018. 112 p.

Received 09.11.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Черкашенко Михайло Володимирович (Cherkashenko Mikhail Vladimirovich, Cherkashenko Mikhaylo)** – 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/0000-0003-3908-7935>; e-mail: mchertom@gmail.com.

УДК 620.97/621.643

*О. Л. ШУБЕНКО, В. П. САРАПИН, М. В. САРАПИНА, В. М. КУЛИШ***ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ НА ГАЗОВИХ КОМПРЕСОРНИХ СТАНЦІЯХ ЗА РАХУНОК  
КОРИСНОГО ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГІЇ НАДЛИШКОВОГО ТИСКУ ПАЛИВНОГО ГАЗУ**

Розглянуто значення природного газу в житті суспільства і необхідність здійснення його збереження в сучасних умовах. Описано умови транспортування газу на великі відстані, призначення та принцип роботи газових компресорних станцій на прикладі КС-10 ЦГТП/32,4-55. Проведено розрахунок термодинамічних характеристик газотурбінного двигуна АІ-336-2-8, що є енергоприводом на компресорній станції. Визначено показники його енергоспоживання та розраховано кількість викидів CO<sub>2</sub> та NO<sub>x</sub> в атмосферне повітря. Показано, що потенційна енергія природного газу, який служить паливом для двигуна, безповоротно втрачається у регулюючому крані. Зазначено також, що одним з недоліків роботи газотурбінного двигуна є залежність ефективності його роботи від температури атмосферного повітря. Розглянуто можливість вдосконалення технологічної схеми компресорної установки з метою здійснення енергозбереження. Запропоновано технічне рішення, що полягає у використанні потенціальної енергії паливного газу при встановленні турбодетандера замість регулюючого крана і застосуванні його механічної роботи для стиснення атмосферного повітря перед компресором газотурбінного двигуна. Показано, що додаткове використання холодопродуктивності турбодетандера для охолодження атмосферного повітря перед компресором також дозволить досягти підвищення коефіцієнта корисної дії двигуна. Побудована модель енергоефективної установки і виконані розрахункові дослідження показників досягнення економії паливного газу та зменшення обсягів викидів продуктів його горіння. Проведено дослідження доцільності впровадження запропонованого технічного рішення, яке показало перспективність реалізації розглянутого підходу до рішення задачі енергозбереження. Розраховані потенційні значення річної економії природного газу у випадку широкого впровадження запропонованого удосконалення на компресорних станціях України.

**Ключові слова:** технологічна схема, компресорна станція, газотурбінний двигун, турбодетандер, енергозбереження, викиди.

*А. Л. ШУБЕНКО, В. П. САРАПИН, М. В. САРАПИНА, В. Н. КУЛИШ***ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ НА ГАЗОВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЯХ ЗА СЧЕТ ПОЛЕЗНОГО  
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ ИЗБЫТОЧНОГО ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВНОГО ГАЗА**

Рассмотрено значение природного газа в жизни общества и необходимость осуществление его сбережения в современных условиях. Описаны условия транспортировки газа на большие расстояния, назначение и принцип работы газовых компрессорных станций на примере КС-10 ЦГТП/32,4-55. Проведен расчет термодинамических характеристик газотурбинного двигателя АИ-336-2-8, что служит энергоприводом на компрессорной станции. Определены показатели его энергопотребления и рассчитано количество выбросов CO<sub>2</sub> и NO<sub>x</sub> в атмосферный воздух. Показано, что потенциальная энергия природного газа, который служит топливом для двигателя, безвозвратно теряется в регулирующем кране. Отмечено также, что одним из недостатков работы газотурбинного двигателя является зависимость эффективности его работы от температуры атмосферного воздуха. Рассмотрена возможность совершенствования технологической схемы компрессорной установки с целью осуществления энергосбережения. Предложено техническое решение, которое заключается в использовании потенциальной энергии топливного газа при установлении турбодетандера вместо регулирующего крана и применении его механической работы для сжатия атмосферного воздуха перед компрессором газотурбинного двигателя. Показано, что дополнительное использование холодопроизводительности турбодетандера для охлаждения атмосферного воздуха перед компрессором также позволит достигнуть повышения коэффициента полезного действия двигателя. Построена модель энергоэффективной установки и выполнены расчетные исследования показателей достижения экономии топливного газа и уменьшения объемов выбросов продуктов его горения. Проведено исследование целесообразности внедрения предложенного технического решения, которое показало перспективность реализации рассмотренного подхода к решению задачи энергосбережения. Рассчитаны потенциальные значения годовой экономии природного газа в случае широкого внедрения предложенного совершенствования на компрессорных станциях Украины.

**Ключевые слова:** технологическая схема, компрессорная станция, газотурбинный двигатель, турбодетандер, энергосбережение, выбросы.

*О. Л. ШУБЕНКО, В. П. САРАПИН, М. В. САРАПИНА, В. М. КУЛИШ***ENERGY SAVING AT GAS COMPRESSOR STATION BY EFFICIENT USE OF FUEL GAS  
OVERPRESSURE ENERGY**

The importance of natural gas in the life of society and the significance for its saving in modern conditions are considered. The conditions for transporting gas over long distances, the purpose and principle of operation of gas compressor stations are described on the example of KS-10 TsGTP/32.4-55. The thermodynamic characteristics of the AI-336-2-8 gas turbine engine that serves as an energy drive at the compressor station is calculated. The indicators of engine energy consumption, the amount of CO<sub>2</sub> and NO<sub>x</sub> emissions are determined. The fact that the potential energy of natural gas used as an engine fuel is irretrievably lost in the control valve is shown. One of the drawbacks of the gas turbine engine operation that its efficiency is dependence on the temperature of atmospheric air is noted. The possibility of improving the compressor technological scheme in order to implement energy saving is considered. The technical solution to use the potential energy of the fuel gas due to installing a turbo-expander instead of regulating crane, and to use its mechanical work to compress atmospheric air before the compressor of gas turbine engine, is proposed. The fact that the additional use of turbo-expander cooling capacity for cooling the atmospheric air before the compressor will also make it possible to achieve an increase in the efficiency of the engine is shown. The model of energy efficient installation is built and the calculated studies of the indicators of fuel gas saving and emissions reduction of its combustion products are performed. A study of the expediency of the proposed technical solution introducing, that showed the viability of the implementation of the considered approach to solving the problem of energy saving, is carried out. The potential values of the annual natural gas savings in the case of the widespread introduction of the proposed improvement at compressor stations in Ukraine are calculated.

**Keywords:** technology system, compressor station, gas turbine engine, turboexpander, energy saving, emissions.

© О. Л. Шубенко, В. П. Сарاپин, В. В. Сарापина, В. М. Куліш, 2018

**Вступ.** Одним з найбільш використовуваних викопних джерел енергії є природний газ. Значення природного газу в житті суспільства важко переоцінити. Як високоефективний енергоносіє його використовують в якості пального для опалення приміщень, підігріву води та приготування їжі, у вигляді палива для автомобілів, котелень та теплових електричних станцій. Також природний газ є цінною сировиною в хімічній промисловості.

Найбільш ефективним засобом транспортування природного газу до споживачів є транспортування за допомогою системи трубопроводів, що складають єдину газотранспортну систему. Під час транспортування на великі відстані тиск газу поступово знижується, що обумовлює необхідність його додаткового компримування на газових компресорних станціях (КС) [1].

За даними Укртрансгазу [3] на даний час парк газоперекачувальних агрегатів налічує 702 одиниці, у тому числі з газотурбінним приводом – 448, з електроприводом – 158, газомоторкомпресорами – 96, загальною потужністю 5440 МВт. Вони розміщені на 72 компресорних станціях, до складу яких входять 108 компресорних цехів. Одиначна потужність агрегатів 6, 10, 16 та 25 МВт з коефіцієнтом корисної дії до 36 %.

Стационарні газотурбінні двигуни (ГТД), завдяки більшій продуктивності перекачування газу та вищого ККД, використовуються на переважній більшості КС України. В процесі експлуатації ГТД спалюють значні обсяги природного газу (8–10 % від обсягу, що транспортується) і, відповідно, є джерелами забруднення атмосферного повітря продуктами його згоряння. Тому робота газотранспортних компресорних агрегатів вимагає впровадження енергозберігаючих технологій на всіх етапах їх експлуатації і є важливою передумовою для збереження та охорони навколишнього середовища.

**Аналіз основних досягнень і літератури.** Питанням пошуку і дослідження технологій енергозбереження, а також екологічним аспектам функціонування компресорних станцій магістральних газопроводів присвячено праці О. Ю. Берлінга, Р. М. Гордяка, І. Ч. Лещенка, Г. М. Любчика, М. С. Мальваного, О. М. Мандрика, Б. П. Поршакова, С. О. Сторчака, Л. Г. Чабановича та інших [4–9]. Науковий внесок зазначених авторів полягає в дослідженні актуальних аспектів екологічної політики в нафтогазовому комплексі, резервів енергозбереження у газотранспортній системі та різних варіантів технологічних рішень для їх використання.

**Мета роботи** полягає в дослідженні можливості впровадження на газових компресорних станціях, оснащених газотурбінними двигунами (на прикладі КС-10 ЦГТП/32,4-55), одного з варіантів енергозберігаючої технології, що ґрунтується на корисному використанні енергії надлишкового

тиску паливного газу. Для цього необхідно було розкрити принцип роботи газової компресорної станції з газотурбінним приводом, охарактеризувати показники її енергоспоживання та впливу на атмосферне повітря; детально описати технологію запропонованого енергозберігаючого рішення; провести дослідження доцільності його впровадження у сучасних умовах.

#### Методи дослідження:

– збір та обробка інформації щодо структури та принципу роботи газової компресорної станції, показників її енергоспоживання та впливу на атмосферне повітря;

– моделювання термодинамічних процесів в елементах технологічної схеми газової компресорної станції;

– економічний розрахунок доцільності впровадження технологічного рішення на газовій компресорній станції.

**Матеріали досліджень.** Для дослідження можливості впровадження енергозберігаючої технології було розглянуто типову газову компресорну станцію КС-10 ЦГТП/32,4-55 (виробник – ПАТ «Сумське НВО») з агрегатом ГПА-Ц-8А/55-1,7 (табл. 1, рис. 1 [10]).

Таблиця 1 – Технічні характеристики газоперекачувального агрегату ГПА-Ц-8А/55-1,7

Характеристика	Одиниці виміру	Значення
Кліматичне виконання		«У.1»
Максимальна продуктивність	млн ст.м <sup>3</sup> /добу*	10,0
Номінальна продуктивність	млн ст.м <sup>3</sup> /добу*	8,0
Тиск на вході	МПа	3,24
Тиск на виході	МПа	5,50
Відношення тиску, розрахункове		1,7
Тип двигуна	Газотурбінний АІ-336-2-8	
Номінальна потужність на муфті двигуна (в стаціонарних умовах)	МВт	8,0
Номінальна частота обертання ротора силової турбіни двигуна	об./хв.	8200
ККД (в стаціонарних умовах)	%	31,8
Тип компресора	8ГЦ2-160/33-56	
Маса агрегату (суха) в об'ємі поставки, не більш	кг	110000

\* продуктивність приведена до стандартних умов: тиск 101325 Па, температура 20 °С, вологість – 0 %.

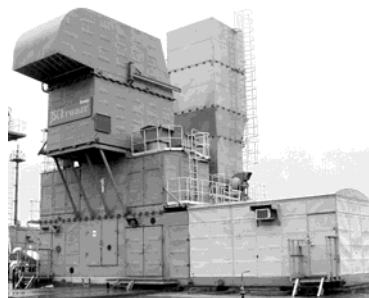


Рис.1. Агрегат газоперекачувальний ГПА-Ц-8А/55-1,7

Тип агрегату ГПА-Ц-8А/55-1,7 розшифровується наступним чином: ГПА – газоперекачувальний агрегат; Ц – у склад входить відцентровий компресор; 8 – потужність приводу, МВт; А – тип газотурбінного двигуна: авіаційний; 55 – кінцевий тиск на виході компресора, бар; 1,7 – ступінь підвищення тиску.

У склад ГПА входить двигун АІ-336-2-8 потужністю 8,0 МВт, виробництва АТ «Мотор Січ». Основні характеристики двигуна наведені в табл. 2 [11]. Газотурбінний привід представляє собою авіаційний газотурбінний двигун, який адаптований для роботи на землі.

Таблиця 2 – Характеристики двигуна АІ-336-2-8

Характеристика	Значення
Потужність номінальна, МВт	8
Витрата газу на 100 %-му навантаженні, кг/год	1870
ККД, %	32
Ступінь підвищення тиску	17,5
Витрата робочого тіла через двигун, кг/с	36,8
Частота обертання вихідного валу / генератора, об./хв.	8200 / 3000
Температура газів на виході з двигуна, °С	452
Наявність редуктора	+
Автоматичний перехід на резервне паливо	–
Тиск паливного газу, МПа	2,35
Безповоротні втрати мастила, кг/год	0,3
Розміри (Д×Ш×В), мм	5530× 2510×2150
Маса, кг	4200
Ресурс до кап. ремонту / призначений, год.	25000 / 100000

Газотурбінний двигун (ГТД) – тепловий двигун, в якому газ стискається і нагрівається, а потім енергія стисненого і нагрітого газу перетворюється у механічну роботу на валу газової турбіни. Стиснуте атмосферне повітря з

компресора надходить у камеру згоряння, куди також подається паливо, яке, згоряючи, утворює велику кількість газоподібних продуктів згоряння. Потім у газовій турбіні енергія тиску продуктів згоряння перетворюється в механічну роботу за рахунок обертання ротору. Частина виробленої механічної роботи витрачається на стиснення повітря в компресорі, а друга частина передається на привід відцентрового нагнітача, і ця робота вважається корисною. Газотурбінні двигуни мають найбільшу питому потужність серед двигунів внутрішнього згоряння, до 6 кВт/кг [12]. Ефективність стиснення газу на КС залежить від ефективності роботи ГТД, що в свою чергу впливає на обсяги спалювання природного газу і, відповідно, на величину викидів продуктів згоряння, а отже забруднення атмосферного повітря.

Спрощена технологічна схема компресорної станції зображена на рис. 2. На схемі зображено газотурбінний двигун (ГТД), який складається з компресора (К), камери згоряння (КЗ), турбіни (Т) та силової турбіни (СТ), що є приводом дожимного компресору (ДК). Також на схемі наведено регулюючий кран (РК), за допомогою якого регулюється тиск паливного газу на вході в камеру згоряння ГТД.

Принцип дії: атмосферне повітря стискається у компресорі та подається у камеру згоряння. Водночас у камеру згоряння подається природний газ, який відбирається з магістралі низького тиску. Тиск газу регулюється регулюючим краном. У камері згоряння відбувається горіння природного газу. До газу додатково підмішується повітря з метою зниження температури продуктів горіння до необхідного значення, яке допускається режимом роботи турбіни. У першій турбіні виконується часткове розширення, і ця турбіна служить приводом компресору. У другій турбіні (силової) виконується остаточне розширення продуктів горіння до атмосферного тиску, і ця турбіна є приводом для дожимного компресора. В свою чергу, дожимний компресор підвищує тиск природного газу з магістралі низького тиску до тиску газу в магістралі високого тиску.

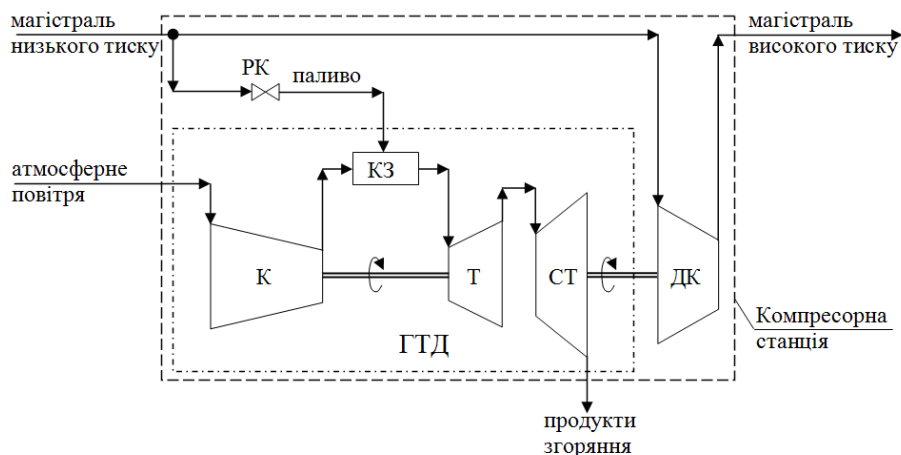
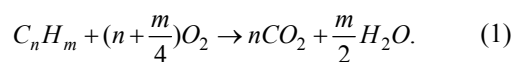


Рис. 2. Технологічна схема компресорної станції

Як видно з технологічної схеми та параметрів роботи компресорної станції і газотурбінного двигуна, потенційна енергія природного газу, який служить паливом для ГТД, безповоротно втрачається у регулюючому крані. Тобто, газ відбирається з магістралі низького тиску з тиском 3,24 МПа, дроселюється в регулюючому крані до тиску в камері згоряння 1,77 МПа. Також одним з недоліків роботи ГТД є залежність ефективності його роботи від температури атмосферного повітря. При підвищенні температури повітря на вході у компресор збільшується його споживана потужність, при цьому турбіні потрібно виробити більше потужності і це, відповідно, призводить до збільшення витрати паливного газу і зменшення ККД двигуна. Наприклад, при зростанні температури від 20 °С до 30 °С кількість споживання паливного газу зростає на 4 % і, тим самим, відповідно зростає об'єм продуктів згоряння, що утворюються та викидаються в атмосферне повітря.

Для виконання термодинамічних розрахунків технологічної схеми та визначення обсягів утворення продуктів горіння природного газу при роботі газової компресорної станції використовувався програмний комплекс, розроблений в ППМаш ім. А.М. Підгорного НАН України (м. Харків) [13], що дозволяє моделювати теплові схеми з урахуванням термодинамічних властивостей багатокомпонентних робочих тіл. Склад природного газу, що приймався для розрахунків, % об.:  $CH_4 - 92,8$ ;  $C_2H_6 - 3,9$ ;  $C_3H_8 - 1,0$ ;  $C_4H_{10} - 0,4$ ;  $C_5H_{12} - 0,3$ ;  $N_2 - 1,5$ ;  $CO_2 - 0,1$ . Для параметрів газової компресорної станції КС-10 ЦГТП/32,4-55 результати розрахунків наведені в табл. 3.

При оцінюванні величин викидів продуктів горіння природного газу, враховувалося, що газотурбінні двигуни характеризуються високим коефіцієнтом повноти згоряння палива, який у всьому діапазоні робочих навантажень зазвичай дорівнює 0,95–0,99, а на розрахунковому режимі 0,98–0,99 [14]. Природний газ є одним з найбільш екологічних палив, яке не містить золи і сірчистих сполук. Тому, хімічна реакція його повного згоряння може бути виражена наступним рівнянням:



Азот в умовах високотемпературного горіння палива стає реакційно здатним, утворюючи оксиди азоту ( $NO_x$ ): «термічні», «швидкі» і паливні (за теорією Я. Б. Зельдовича [15]). Визначальними факторами в утворенні оксидів азоту є температура і час перебування паливо-повітряної суміші в зоні горіння.

Отже, досліджувана газова компресорна станція КС-10 ЦГТП/32,4-55 у процесі своєї експлуатації щорічно спалює  $\sim 22,547$  млн ст. м<sup>3</sup>

(16,367 тис. т) природного газу і є джерелом постійного впливу на атмосферне повітря з сумарним річним викидом продуктів горіння – 948,19 млн ст. м<sup>3</sup> (1,16 млн т) з температурою 452 °С, у тому числі 365,9 т  $NO_x$  та 44,72 тис. т  $CO_2$ .

**Результати досліджень.** Для здійснення енергозбереження на газових компресорних станціях пропонується вдосконалення їх технологічної схеми. За приклад для дослідження було обрано типовий газотурбінний двигун моделі АІ-336-2-8 розглянутої газової компресорної станції КС-10 ЦГТП/32,4-55.

Таблиця 3 – Результати розрахунків термодинамічних характеристик існуючої технологічної схеми

Параметр	Одиниці виміру	Значення	
Тиск атмосферного повітря	МПа	0,101325	
Температура атмосферного повітря	°С	25	
Температура повітря до стискання у компресорі	°С	25	
Тиск повітря на вході у компресор ГТД	МПа	0,101325	
Тиск повітря на вході у камеру згоряння	МПа	1,77	
Тиск газу на вході дожимного компресора,	МПа	3,24	
Тиск газу на виході дожимного компресора	МПа	5,509	
Витрата транспортуючого газу	кг/с	83	
	ст. м <sup>3</sup> /год	411 621	
Витрата повітря	кг/с	36,28	
	ст. м <sup>3</sup> /год	108 397	
Витрата паливного газу	кг/с	0,519	
	тис. т/рік	16,367	
	ст. м <sup>3</sup> /год	2 574	
	млн ст. м <sup>3</sup> /рік	22,547	
Витрата продуктів горіння	кг/с	36,799	
	млн. т/рік	1,16	
	ст. м <sup>3</sup> /год	108 241	
	млн ст. м <sup>3</sup> /рік	948,413	
у тому числі	CO <sub>2</sub>	кг/с	1,418
		тис. т/рік	44,721
		ст. м <sup>3</sup> /год	2 774
		млн ст. м <sup>3</sup> /рік	24,3
	NO <sub>x</sub>	кг/с	0,0116
		тис. т/рік	0,366
		ст. м <sup>3</sup> /год	33,46
		млн ст. м <sup>3</sup> /рік	0,293
Надлишкова потужність ГТД	кВт	8000	
ККД схеми	%	31,14	

Запропоноване технічне рішення полягає у використанні потенціальної енергії паливного газу при встановленні турбодетандера замість регулюючого крана, а також використання холодопродуктивності турбодетандера для охолодження атмосферного повітря перед компресором і використання механічної роботи виробленої турбодетандером для стиснення атмосферного повітря перед компресором ГТД.



Турбодетандери широко використовуються у газовій промисловості в установках комплексної переробки газу (рис. 4) [16, 17]. Тому використання турбодетандерів на КС не викликає проблем та не потребує суттєвих удосконалень.

Технологічну схему компресорної станції, що пропонується, наведено на рис. 5.

Турбодетандер, що розширює паливний газ, розташований на одному валу з компресором, який в свою чергу використовує з одного боку механічну роботу турбодетандера, а з другого піднімає тиск повітря на вході у компресор газотурбінного двигуна.



Рис. 4. Турбодетандер виробництва ПрАТ «Гурбогаз» (м. Харків)

Для охолодження атмосферного повітря на вході в компресор детандера встановлений теплообмінник. Таким чином, підвищується коефіцієнт корисної дії компресорної станції за рахунок використання потенціальної енергії паливного газу та охолодження потоку атмосферного повітря на вході у компресор детандера.

Принцип дії технологічної схеми, що пропонується: атмосферне повітря охолоджується у теплообміннику (ТО), частково стискається у компресорі детандера (КД) і далі остаточно стискається у компресорі (К) ГТД та подається у камеру згоряння (КЗ). Водночас у камеру згоряння подається природний газ, який відбирається з магістралі низького тиску, проходить розширення в турбодетандері (Д), нагрівається в теплообміннику (ТО) від атмосферного повітря. Далі, як у звичайній схемі, у камері згоряння відбувається горіння природного газу та підмішування додаткового повітря для зниження температури продуктів горіння до необхідного значення, яке допускається режимом роботи турбіни (Т). У першій турбіні (Т) виконується часткове розширення газу, і ця турбіна служить приводом компресору (К). У другій силіній турбіні (СТ) виконується остаточно розширення продуктів горіння до атмосферного тиску, і ця турбіна служить приводом для дожимного компресора (ДК). В свою чергу, дожимний компресор (ДК) підвищує тиск природного газу з магістралі низького тиску до рівня тиску газу в магістралі високого тиску.

У табл. 4. наведені результати проведених термодинамічних розрахунків запропонованого рішення.

Порівняння значень проведених термодинамічних розрахунків існуючої технологічної схеми газової компресорної станції КС-10 ЦГТП/32,4-55 і схеми, що пропонується, показало економію паливного газу – 15 ст. м<sup>3</sup>/год, що за рік становитиме 130 тис. ст. м<sup>3</sup>. Відповідно на 5 тис. т зменшаться річні обсяги утворення продуктів горіння, у тому числі, на 6 т NO<sub>x</sub> та на 186 т CO<sub>2</sub>. Використання потенційної енергії паливного газу дозволить дещо підвищити коефіцієнт корисної дії станції за рахунок, по-перше, підвищення тиску за допомогою компресора детандера і, по-друге, охолодження атмосферного повітря перед компресором ГТД

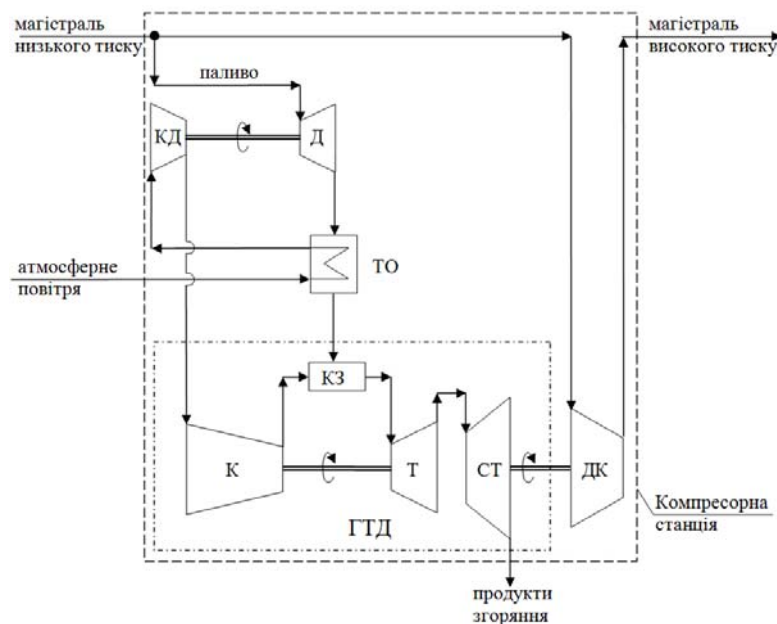


Рис. 5. Технологічна схема компресорної станції, що пропонується



Таблиця 4 – Результати розрахунків технологічної схеми, що пропонується

Параметр	Одиниці виміру	Значення	
Тиск атмосферного повітря	МПа	0,101325	
Температура атмосферного повітря	°С	25	
Температура повітря до стискання у компресорі	°С	24	
Тиск повітря на вході у компресор ГТД	МПа	0,1021	
Тиск повітря на вході у камеру згоряння	МПа	1,77	
Тиск газу на вході дожимного компресора,	МПа	3,24	
Тиск газу на виході дожимного компресора	МПа	5,509	
Витрата транспортуючого газу	кг/с	83	
	ст. м <sup>3</sup> /год	411 621	
Витрата повітря	кг/с	36,13	
	ст. м <sup>3</sup> /год	107 949	
Витрата паливного газу	кг/с	0,516	
	тис. т/рік	16,273	
	ст. м <sup>3</sup> /год	2 559	
	млн ст. м <sup>3</sup> /рік	22,417	
Витрата продуктів горіння	кг/с	36,646	
	млн т/рік	1,155	
	ст. м <sup>3</sup> /год	107 791	
	млн ст. м <sup>3</sup> /рік	944,25	
у тому числі	CO <sub>2</sub>	кг/с	1,412
		тис. т/рік	44,535
		ст. м <sup>3</sup> /год	2 762
		млн ст. м <sup>3</sup> /рік	24,2
	NO <sub>x</sub>	кг/с	0,0114
		тис. т/рік	0,36
		ст. м <sup>3</sup> /год	32,98
		млн ст. м <sup>3</sup> /рік	0,289
Надлишкова потужність ГТД	кВт	8000	
ККД схеми	%	31,30	

Для оцінки економічної доцільності впровадження запропонованого обладнання було проведено розрахунок її окупності, за наступних значень:

- вартість запропонованого обладнання  $C_{equip.} = 5,0$  млн грн;
- ціна на природний газ для підприємств за тис. м<sup>3</sup> (станом на 1 листопада 2018 року) становить  $C_{gas} = 14 586$  грн [18];
- річна економія об'єму газу, що спалюється в ГТД  $\Delta V_{gas} = 130$  тис. м<sup>3</sup>.

Таким чином, на підставі розрахунку за вище вказаними значеннями отримаємо період окупності (Payback Period – PBP):

$$PBP = \frac{C_{equip.}}{C_{gas} \cdot \Delta V_{gas}} \quad (2)$$

$$PBP = \frac{5 \cdot 10^6}{14586 \cdot 130} \approx 2,6 \text{ роки}$$

У випадку серійного виробництва турбодетандерів період окупності зменшиться за рахунок зменшення вартості обладнання.

Проведене дослідження можливості впровадження енергозберігаючої технології на газовій компресорній станції КС-10 ЦГТП/32,4-55 показує можливість використання подібних технологій і на інших газоперекачувальних агрегатах України. У кожному конкретному випадку необхідно проводити аналітичну оцінку і вибір параметрів елементів схеми, необхідних для ефективної реалізації енергозбереження.

На даний момент на газових компресорних станціях України існує тенденція заміни інших типів приводів на газотурбінні. Враховуючи, що загальна кількість газотурбінних приводів 448 і припускаючи, що середня потужність агрегатів близька до розглянутого двигуна, тоді впровадження запропонованого технологічного вдосконалення дозволить зекономити більш ніж 58 млн ст. м<sup>3</sup> природного газу на рік, що підкреслює вагомість і перспективність такого технічного рішення.

**Висновки.** За результатами дослідження можна зробити наступні висновки:

- запропоноване рішення дозволить суттєво зменшити річні витрати паливного природного газу на 130 тис. ст. м<sup>3</sup>;

- відповідно на 5 тис. т зменшаться річні обсяги утворення продуктів горіння, у тому числі, на 6 т NO<sub>x</sub> та 186 т CO<sub>2</sub>;

- використання потенціальної енергії паливного газу та холодопродуктивності турбодетандера дозволить підвищити коефіцієнт корисної дії компресорної станції;

- побудована модель енергоефективної установки і проведені розрахункові дослідження показали доцільність реалізації даного підходу для вирішення поставлених завдань.

#### Список літератури

1. Воронецкий А. В. *Современные компрессорные станции*. Москва: ООО «Премииум Инжиниринг», 2009. 446 с.
2. Коршак А. А. *Компрессорные станции магистральных газопроводов*. Ростов-на-Дону: Феникс, 2016. 157 с.
3. ПАТ «Укртрансгаз» URL: <http://utg.ua/utg/gts/compressorstations.html> (дата звернення: 30.11.2018).
4. Берлінг О. Ю., Мальований М. С. Екологічні аспекти функціонування газотранспортної системи в межах використання її енергетичного потенціалу. *Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка»*. 2011. № 712. С. 73–78.
5. Говдяк Р. М., Любчик Г. М., Чабанович Л. Б. [та ін.] Резерви енергоресурсозбереження і нові технології для їх використання на компресорних станціях магистральних газопроводів. *Нафтогазова енергетика*. 2007. № 2. С. 35–45.
6. Лещенко І. Ч. Впровадження сучасних технологій у газотранспортній системі України для зменшення викидів шкідливих речовин в атмосферу. *Проблеми загальної енергетики*. 2012. Вип. 3 (23). С. 41–47.
7. Лещенко І. Ч. Оптимізація режимів роботи компресорних цехів як засіб підвищення енергетичної ефективності магистрального транспортування газу. *Проблеми загальної енергетики*. 2007. № 5. С. 82–88.
8. Поршаков Б. П., [и др.] *Энергосберегающие технологии при магистральном транспорте природного газа*. Москва: МПА-ПРЕСС, 2006. 311 с.
9. Сторчак С. О., Маслоченко В. Г., Дмитрик В. В. Актуальні аспекти екологічної політики в нафтогазовому комплексі (на прикладі Національної акціонерної компанії «Нафтогаз України»). *Нафтогазова галузь України*. 2015. № 2. С. 40–45.

10. *Технический каталог «Компрессорное оборудование и газоперекачивающие агрегаты» ПАО «Сумское НПО»* URL: [http://frunze.com.ua/wp-content/uploads/2017/02/sumy\\_npo\\_turbocompressors\\_catalog\\_ru.pdf](http://frunze.com.ua/wp-content/uploads/2017/02/sumy_npo_turbocompressors_catalog_ru.pdf) (дата звернення: 30.11.2018).
11. *АТ «Мотор Січ»* URL: <http://www.motorsich.com/> (дата звернення: 30.11.2018).
12. Иноземцев А. А., Нихамкин М. А., Сандрацкий В. Л. *Газотурбинные двигатели. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок*. Москва: Машиностроение, 2007. 208 с.
13. Шубенко А. Л., Сарыпин В. П. Особенности использования программного комплекса Thermal Scheme для расчета тепловых схем. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ» : зб. наук. пр. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. № 13 (1289). С. 4–8.
14. Канило П. М., Христюк В. А. *Энергетические и экологические характеристики ГТД при использовании углеводородных топлив и водорода*. Киев: Наукова думка, 1987. 256 с.
15. Зельдович Я. Б., Садовников П. Я., Франк-Каменецкий Д. А. *Окисление азота при горении*. Ленинград: АН СССР, 1947. 147 с.
16. *PrAT «Турбогаз»* URL: <http://www.turbogaz.com.ua/> (дата звернення: 30.11.2018).
17. Епифанова В. И. *Низкотемпературные радиальные турбодетандеры*. Москва: Машиностроение, 1974. 448 с.
18. *Податковий кодекс України від 02.12.2010 р. № 2755-VI Верховна Рада України. Офіц. вид.* Київ: Відомості Верховної Ради України, 2011, № 13–14, № 15–16, № 17. 112 с.
19. technologies in the gas-transport system of Ukraine for reduction of extrass of harmful substances in an atmosphere]. *Problemy zahal'noyi enerhetyky*. 2012. issue 3 (23). pp. 41–47.
7. Leshchenko I. C. Optimizatsiya rezhymiv roboty kompresornykh tsekhiv yak zasib pidvyshchennya enerhetychnoyi efektyvnosti mahistral'noho transportuvannya hazu [Optimization of the modes of operations of compressor workshops as means of increase of power efficiency of the main transporting of gas] *Problemy zahal'noyi enerhetyky*. 2007. No 15. pp. 82–88.
8. Porshakov B. P., [et al.] *Énerhosberehayushchye tekhnolohyy pry mahystral'nom transporte pryrodnoho hazu* [Energy-saving technologies at the main transport of natural gas]. Moscow, MPA-PRESS Publ., 2006. 311 p.
9. Storchak S. O., Maslyuchenko V. H., Dmytryk V. V. Aktual'ni aspekty ekolohichnoyi polityky v naftohazovomu kompleksi (na prykladi Natsional'noyi aktsioneranoi kompaniyi «Naftohaz Ukrainy») [Actual aspects of ecological politics are in an oil and gas complex]. *Naftohazova haluz' Ukrainy*. 2015. No 2. pp. 40–45.
10. *Tekhnicheskyy katalog «Kompessornoe oborudovanye y hazoperekachyvayushchye ahrehaty» PAO «Sumske NPO»* URL: [http://frunze.com.ua/wp-content/uploads/2017/02/sumy\\_npo\\_turbocompressors\\_catalog\\_ru.pdf](http://frunze.com.ua/wp-content/uploads/2017/02/sumy_npo_turbocompressors_catalog_ru.pdf) (accessed 30.11.2018).
11. *АТ «Мотор Січ»* URL: <http://www.motorsich.com/> (accessed 30.11.2018).
12. Ynozemtsev A. A., Nykhamkyn M. A., Sandratsky V. L. Hazoturbynnye dvyhately. Osnovy konstruyovannya avyatsyonnykh dvyhately y énerhetycheskykh ustanovok. Moscow, Mashynostroenye Publ., 2007. 208 p.
13. Shubenko A. L., Sarapyn V. P. Osobennosty yspol'zovannya prohrannnoho kompleksa Thermal Scheme dlya rascheta teplovykh skhem [Features of using the Thermal Scheme software package for calculating thermal circuits]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu «KhPI»: zb. nauch. pr. Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv, NTU «KhPI» Publ., 2018. No 13 (1289). pp. 4–8.
14. Kanylo P. M., Khrystych V. A. *Énerhetycheskye y ékolohycheskye kharakterystyky HTD pry yspol'zovanny uglevodородnykh topliv y vodovoda* [Power and ecological descriptions of ГТД at the use of hydrocarbon fuels and hydrogen]. Kyev: Naukova dumka Publ., 1987. 256 p.
15. Zel'dovych Ya. B., Sadovnykov P. Ya., Frank-Kamenetsky D. A. *Okyslenye azota pry horenyy* [Oxidization of nitrogen at burning]. Leningrad, Yzdatel'stvo AN SSSR Publ., 1947. 147 p.
16. *PrAT «Турбогаз»* URL: <http://www.turbogaz.com.ua/> (accessed 30.11.2018).
17. Epyfanova V. Y. *Nyzkotemperaturnye radyal'nye turbodetandery* [Low temperature radial turbodetanders]. Moscow: Mashynostroenye Publ., 1974. 448 p.
18. *Podatkovy kodeks Ukrainy vid 02.12.2010 r. № 2755-VI / Verkhovna Rada Ukrainy. Ofits. vyd.* – Kyev, Vidomosti Verkhovnoyi Rady Ukrainy Publ., 2011, No 13–14, No 15–16, No 17. 112 p.

Надійшла (received) 12.2018

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

**Сарاپін Володимир Павлович (Сарاپин Владимир Павлович, Sarapin Volodymyr Pavlovich)** – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5323-5355>; e-mail: [sarapin@ipmach.kharkov.ua](mailto:sarapin@ipmach.kharkov.ua).

**Сарاپіна Марина Володимирівна (Сарापина Марина Владимировна, Sarapina Maryna Volodymyrivna)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний університет цивільного захисту України, доцент кафедри «Охорони праці та техногенно-екологічної безпеки», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9011-8691>, e-mail: [sarapina\\_mv@nuczu.edu.ua](mailto:sarapina_mv@nuczu.edu.ua).

**Куліш Владислав Миколайович (Кулиш Владислав Николаевич, Kulish Vladyslav Mykolayevich)** – Національний університет цивільного захисту України, здобувач вищої освіти факультету техногенно-екологічної безпеки, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6340-100>; e-mail: [vladislav.kulish1997@gmail.com](mailto:vladislav.kulish1997@gmail.com).

УДК 621.224

**О. В. ПОТЕНКО, Л. К. ЯКОВЛЕВА, Т. Д. Б. САМБА БИТОРИ****УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НОВИХ ТИПІВ ГІДРОТУРБІН**

У статті представлені перспективні напрями в гідроенергетиці, що дозволяють істотно розширити зону експлуатації гідротурбін по напорах і витратах, підвищити надійність роботи устаткування на пікових навантаженнях, істотно підвищити середньоексплуатаційний ККД. Нові конструктивні розробки, пов'язані із застосуванням соплових апаратів, з поворотними вихідними елементами дозволяють отримати необхідний момент імпульсу (кількості руху) для оптимальної роботи гідротурбін на напори аж до 80–100 м у разі одноагрегатного використання і аж до 300 м у разі здвосних прямоточних агрегатів. Нові конструктивні рішення, захищені патентами України, і досконаліша система комбінаторної багатоелементної залежності в системі регулювання радіально-діагональних гідротурбін дозволяють уперше у світовій практиці їх застосування на гідроелектростанціях і гідроакumuлюючих станціях на напори, що перевищують 600 м і аж до 800–1000 м з високими, такими, що перевищують світовий рівень експлуатаційними показниками. Розширення майже в два рази зони надійної експлуатації по витратах (потужностям) і напорах, що забезпечує радіально-діагональними турбінами, підвищення середньоексплуатаційного ККД на 2–7 %, надійності в широкій зоні експлуатації забезпечують конкурентоспроможність цих типів гідроагрегатів на зовнішньому ринку. Експлуатаційні і енергетичні показники радіально-діагональних гідротурбін забезпечують їх надійність і довготривалу роботу в режимі покриття пікових навантажень енергетичної електросистеми.

**Ключові слова:** радіально-діагональні гідротурбіни, здвосний прямоточний агрегат, робоче колесо, втрати енергії.

**О. В. ПОТЕНКО, Л. К. ЯКОВЛЕВА, Т. Д. Б. САМБА БИТОРИ****СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА НОВЫХ ТИПОВ ГИДРОТУРБИН**

В статье представлены перспективные направления в гидроэнергетике, позволяющие существенно расширить зону эксплуатации гидротурбин по напорам и расходам, повысить надежность работы оборудования на пиковых нагрузках, существенно повысить среднеэксплуатационный КПД. Новые конструктивные разработки, связанные с применением сопловых аппаратов, с поворотными выходными элементами позволяют получить необходимый момент импульса (количества движения) для оптимальной работы гидротурбин на напоры вплоть до 80–100 м в случае одноагрегатного использования и вплоть до 300 м в случае сдвоенных прямоточных агрегатив. Новые конструктивные решения, защищенные патентами Украины, и более совершенная система комбинаторной многоэлементной зависимости в системе регулирования радиально-диагональных гидротурбин позволяют впервые в мировой практике их применение на гидроэлектростанциях и гидроаккумуляующих станциях на напоры, превышающие 600 м вплоть до 800–1000 м с высокими, превышающими мировой уровень эксплуатационными показателями. Расширение почти в два раза зоны надежной эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам, обеспечиваемое радиально-диагональными турбинами, повышение среднеэксплуатационного КПД на 2–7 %, надежности в широкой зоне эксплуатации обеспечивают конкурентоспособность этих типов гидроагрегатив на внешнем рынке. Эксплуатационные и энергетические показатели радиально-диагональных гидротурбин обеспечивают их надежность и долговременную работу в режиме покрытия пиковых нагрузок энергетической электросистемы.

**Ключевые слова:** радиально-диагональные гидротурбины, сдвоенный прямоточный гидроагрегат, рабочее колесо, потери энергии.

**О. V. POTETENKO, L. K. YAKOVLEVA, D. S.B. SAMBA BITORI****IMPROVING OF WORKING PROCESS OF NEW TYPES OF HYDROTURBINES**

The article presents perspective directions in hydropower, allowing to significantly expand the exploitation area of hydraulic turbines in the terms of pressures and consumption, increase the equipment reliability at peak loads, and significantly increase the average operating efficiency. New construction developments related to the using of nozzle apparatuses with rotary output elements allow to obtain the required angular momentum (amount of movement) for optimal working of hydroturbines for pressures up to 80–100 m in the case of single-unit using and up to 300 m in the case of dual straight-through units. New construction solutions protected by patents of Ukraine, and a more advanced system of combinatorial multi-element relation in the system of regulating of radial-diagonal hydroturbines allow for the first time in the world practice to use them in hydroelectric power and pumped storage stations for pressures greater than 600 m and up to 800–1000 m with high exploitation indexes exceeding the world level. The expanding of reliable exploitation zone almost in two times in the terms of power consumption and pressures, providing with radial diagonal turbines, increasing the average operating efficiency in 2–7 %, reliability in the wide area of exploitation provide the competitiveness of these types of hydraulic units in the external market. The exploitation and energy indexes of radial-diagonal hydraulic turbines provide their reliability and long-term working in the coverage mode of peak loads of power electrosystem.

**Keywords:** radial axis hydro turbines, double straight-through hydraulic unit, working wheel, energy losses.

**Введение.** Потребление энергии на душу населения, определяющее уровень развития достигнутый в том или ином государстве, непрерывно возрастает. Однако энергетические ресурсы Земли ограничены и составляют:

Уголь, нефть, газ .....  $11 \times 10^{12}$  т.у.т.  
 Уран .....  $8 \times 10^{12}$  т.у.т.  
 Солнечная энергия .....  $900 \times 10^{12}$  т.у.т.  
 Ветровая энергия .....  $2 \times 10^{12}$  т.у.т.  
 Гидроэнергия .....  $7 \times 10^{12}$  т.у.т.  
 Геотермальная энергия .....  $770 \times 10^{12}$  т.у.т.  
 При годовом мировом энергопотреблении

$0,01 \times 10^{12}$  т.у.т. Казалось бы, что население Земли на многие тысячелетия обеспечено энергоресурсами нет никаких причин для серьезных беспокойств. Однако ряд энергоресурсов не может быть использован в качестве основного для производства в силу ряда серьезных причин. Одной из этих причин является низкая по плотности величина энергетических потоков, например:

Волновая энергия .....  $< 100$  кВт/м<sup>2</sup>.  
 Ветровая .....  $< 3$  кВт/м<sup>2</sup>.  
 Солнечная .....  $< 0,1$  кВт/м<sup>2</sup>.  
 Энергия приливов .....  $< 0,002$  кВт/м<sup>2</sup>.  
 Биомасса .....  $< 0,0002$  кВт/м<sup>2</sup>.

© О. В. Потетенко, Л. К. Яковлева, Т. Д. Б. Самба Битори, 2018

Геотермальная ..... < 0,00006 кВт/м<sup>2</sup>.

Для сравнения приведем следующие цифры:

при сжигании угля на крупных электростанциях – 500 кВт/м<sup>2</sup>;

при использовании ядерного топлива на электростанциях – 650 кВт/м<sup>2</sup>.

Анализируя вышеприведенные цифры, можно сделать выводы, что основными перспективными направлениями использования энергоресурсов Земли наряду с органическим топливом (уголь, нефть, газ) являются атомная энергетика и гидроэнергетика.

Рассматривая себестоимость одного киловатта электроэнергии, производимой на различного типа электростанциях следует отметить, что самая дешевая электроэнергия производится на гидроэлектростанциях (на порядок дешевле, чем на тепловых), а на втором месте по себестоимости являются атомные электростанции.

С экологической точки зрения при комплексном решении ряда задач, наряду с производством электроэнергии, таких как защита от паводков и наводнений, рациональное орошение земель и др. гидроэлектростанций, как и атомные электростанции с серьезной противоаварийной защитой, являются наиболее чистыми (без каких-либо вредных выбросов) производителями электрической энергии.

В потребительском энергетическом балансе нефть и газ занимают основную преобладающую позицию. Это связано с автотранспортом и производством электроэнергии на электростанциях, где относительная простота добычи, транспортировки и технологического процесса сжигания обусловило применения в первую очередь газа и нефтепродуктов. Однако ресурсы нефти и газа промышленно развитых стран практически исчерпаны, а на международном рынке цены на них непрерывно возрастают. Новые разведанные источники органического топлива располагаются в трудно доступных или удалённых от промышленных районов мест, например, морской шельф, арктические зоны и др.

Следует отметить, что многие специалисты в области энергетики склоняются к тому, что на ближайшие 50–100 лет дальнейшее развитие выработки электроэнергии будет связано с атомной энергетикой и ограничением потребления нефти и газа.

Как известно, крупные энергоблоки, оборудованные паровыми турбинами, тепловых и атомных электростанций не могут эксплуатироваться в режиме покрытия так называемых пиковых нагрузок суточного регулирования. В мировой практике для этого используются гидроагрегаты, оборудованные гидротурбинами и насос-турбинами.

Во многих промышленно развитых странах расширяется строительство гидроэлектростанций (ГЭС) и гидроаккумулирующих станций (ГАЭС) предназначенных для эксплуатации в первую очередь на пиковых нагрузках суточного

регулирования. Известно, что время на запуск или полную остановку работы гидротурбины исчисляется минутами, а на запуск на полную мощность из режима синхронного компенсатора вообще считанные секунды. Зафиксированы случаи, когда в течение суток гидроагрегат останавливался и запускался на полную мощность порядка 10 раз. Если проанализировать график эксплуатации гидротурбин, то они редко работают при оптимальной нагрузке.

Как видно из выше приведенных цифр, мировые запасы гидроэнергии далеко не исчерпаны. Что касается Украины, то, по мнению специалистов, гидроэнергетические ресурсы здесь используются далеко не на 100 %. Реки западной части Украины практически не используются, что приводит также к большим стихийным бедствиям: паводкам и наводнениям.

Учитывая специфику эксплуатации гидроагрегатов на нерасчетных быстроменяющихся нагрузках в плане строительства новых и реконструкции действующих ГЭС и ГАЭС возникают новые повышенные требования к гидроагрегатам.

Повышение надежности гидроэнергетического оборудования в связи с частыми пусками и остановками гидроагрегатов, эксплуатацией на неоптимальных часто меняющихся нагрузках.

Расширение зоны высокого КПД и надежной эксплуатацией на расходах и напорах.

Повышение среднеэксплуатационного КПД, кавитационных показателей, снижение уровня нестационарности потока (пульсации скоростей и давлений) в новых вышеотмеченных условиях эксплуатации [1–9].

Эти вопросы решаются комплексно, как путём разработки новых лопастных систем и проточных частей гидротурбин традиционного типа и совершенствование рабочего процесса, в том числе для новых конструктивных решений применительно к гидроагрегатам вновь строящихся ГЭС и ГАЭС [10–19].

Таким образом, целью исследования является решение проблемы повышения надежности и эффективности при эксплуатации гидроэнергетического оборудования на пиковых нагрузках.

Применение прямооточных турбин капсульного типа и расположенных в бычке (бетонной колонне) гидроагрегатов на напоры от 4 до 300 м. Обычно прямооточные гидроагрегаты применяются на напоры до 40 м. Это связано с тем, что безспиральный подвод потока к рабочему колесу характерный для прямооточных гидроагрегатов приводит к тому, что момент количества движения необходимый для оптимальной работы гидротурбины создается колоннами статора и лопатками направляющего аппарата, что возможно для напоров до 40 м.

Новые конструктивные разработки, связанные с применением сопловых аппаратов с поворотными выходными элементами (рис. 1) позволяют получить необходимый момент импульса (количества движения) для оптимальной работы гидротурбин на напоры вплоть до 80–100 м в случае одноагрегатного использования и

вплоть до 300 м в случае сдвоенных прямооточных агрегатов [1].

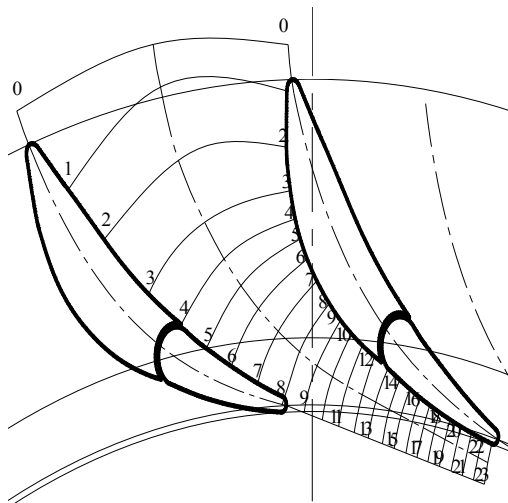


Рис. 1. Конфузорный канал радиально-осевой гидротурбины

Преимущества прямооточных гидроагрегатов применительно к сложным условиям эксплуатации несомненны. Во-первых, они имеют более широкий, в полтора-два раза превышающий по сравнению с традиционно применяемыми на напоры 40–300 м гидротурбинами, диапазон эксплуатации по расходам с высокими энергокавитационными показателями; во-вторых, более высокий среднеэксплуатационный КПД и надежность работы гидроагрегата, обусловленная низким уровнем нестационарности потока, безусловно более высокая.

На рис. 2 изображен сдвоенный прямооточный гидроагрегат [5], в таблице 1 представлены, разработанные в результате глубокого анализа рабочего процесса сдвоенного прямооточного гидроагрегата, научно-обоснованные предложения

для проектирования проточных частей и лопастных систем с оптимальными энергокавитационными показателями

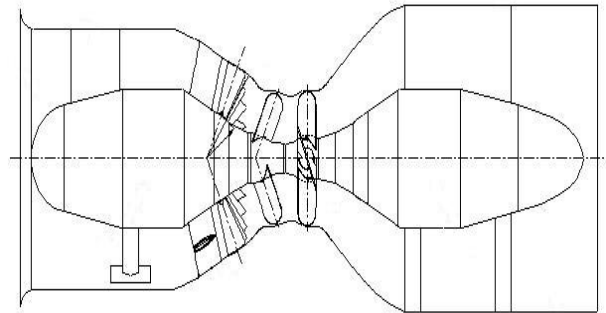


Рис. 2. Сдвоенный прямооточный гидроагрегат

Если обозначить:

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

для первого гидроагрегата и:

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

для второго гидроагрегата, то напор, срабатываемый первым гидроагрегатом, будет  $H^{(1)} = H_1^{(1)} - H_2^{(2)}$ , а на втором гидроагрегате тогда  $H^{(2)} = H_1^{(2)} - H_2^{(1)}$ . Следует отметить, что ротор второго гидроагрегата вращается в противоположном направлении по отношению к направлению вращения ротора первого гидроагрегата и отрицательный момент количества движения, определяемый напором  $H_2^{(1)}$  является положительным для второго гидроагрегата:  $|-H_2^{(1)}| = H_1^{(2)}$ .

Таблица 1 – Вариант (проект) номенклатуры сдвоенных прямооточных гидроагрегатов

Суммарный напор сдвоенного гидроагрегата	Тип лопастной системы и напоры, срабатываемые гидроагрегатами					
	Первый гидроагрегат			Второй гидроагрегат		
$H = H^{(1)} + H^{(2)}$	$H_1^{(1)}$	$H_2^{(1)}$	$H^{(1)}$	$H_1^{(2)}$	$H_2^{(2)}$	$H^{(2)}$
ПЛГД-45,45 м	ПЛГ-25			ПЛГ-15		
	10 м	15 м	25 м	15 м	0 м	15 м
ПЛГД-45,45 м	ПЛД-50			ПЛГ-25		
	25 м	25 м	50 м	25 м	0 м	25 м
ПЛГД-45,45 м	ПЛД-70			ПЛГ-40		
	30 м	40 м	70 м	40 м	0 м	40 м
ПЛГД-45,45 м	ПЛД-90			ПЛ-60		
	30 м	60 м	90 м	60 м	0 м	60 м
ПЛГД-45,45 м	ПЛД-110			ПЛ-70		
	40 м	70 м	110 м	70 м	0 м	70 м
ПЛГД-45,45 м	ПЛД-140			ПЛД-90		
	50 м	90 м	140 м	90 м	0 м	90 м
ПЛГД-45,45 м	ПЛД-170			ПЛД-90		
	80 м	90 м	170 м	90 м	0 м	90 м

Следует отметить, что ротор второго гидроагрегата вращается в противоположном направлении по отношению к направлению вращения ротора первого гидроагрегата и отрицательный момент количества движения, определяемый напором  $H_2^{(1)}$  является положительным для второго гидроагрегата:

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

Как и в любой гидротурбине, рабочий процесс осуществляется посредством создания крутящего момента на рабочем колесе гидротурбины (который определяется суммарным моментом сил гидродинамического давления на лопасти) равным:

$$M_{кр} = \rho Q \left[ (\overline{rV_u})_1 - (\overline{rV_u})_2 \right] - \Delta M_n,$$

где  $\Delta M_n$  – потери момента количества движения жидкости за счет трения о неподвижные поверхности и протечки в уплотнениях, минуя проточную часть.

Рабочий процесс в данном гидроагрегате описывается уравнением Л.Эйлера для гидротурбины:

$$\frac{\eta_c g H}{\omega} = (\overline{rV_u})_1 - (\overline{rV_u})_2$$

При работе гидротурбины гидравлический КПД зависит от уровня гидравлических потерь. В балансе потерь осевых гидротурбин, особенно на нерасчетных (далеких от оптимального) режимах существенную часть потери напора играют циркуляционные потери. Циркуляционные потери обусловлены наличием окружной составляющей скорости за рабочим колесом:

$$\bar{h}_c = \frac{1}{Q} \int \frac{V_{u2}^2}{2gH} dQ.$$

На оптимальном режиме эксплуатации эти потери близки к нулю т.к.  $(\overline{rV_u})_2 \approx 0$ .

Есть примеры в мировой практике гидротурбостроения, когда большой напор срабатывается двумя последовательно расположенными гидротурбинами, что позволяло применять радиально-осевые рабочие колеса, обладающие рядом преимуществ, вместо ковшевых.

В рассматриваемом случае имеет место не только увеличение пропускной способности сдвоенного прямогочного гидроагрегата более чем в два раза, но и оптимизация рабочего процесса за счет трехэлементной комбинаторной зависимости, связывающей открытие направляющего аппарата с разворотом одной и второй лопастной системы. Используются преимущества присущие контрроторным прямогочным гидроагрегатам.



Рис. 3. Диплом за разработку: Сдвоенный прямогочный гидроагрегат. Патент № 7687



Момент количества движения перед первым рабочим колесом может быть существенно меньше, т.к. «отрицательный» момент количества движения за первым колесом будет являться положительным для второго колеса, вращающегося в противоположную сторону.

Трехэлементная комбинаторная зависимость, определяющая минимум гидравлических потерь энергии и в первую очередь за счет снижения циркуляционных потерь вплоть до нуля, позволяет расширить зону высокоэффективной работы гидроагрегата по расходам (мощностям) и напорам более чем в два раза.

Вышеприведенная разработка кафедры «Гидравлические машины им. Г. Ф. Проскуры» НТУ «ХПИ» была удостоена большого внимания (рис. 3).

**2 Совершенствование рабочего процесса поворотных-лопастных и радиально-осевых гидротурбин.** На рис. 4 изображена поворотная-лопастная диагонально-осевая гидротурбина (ПЛДО) с двумя системами лопастей: (диагональных (Д) и осевых (О), установленных в одном рабочем колесе [9–19].

Рассмотрим рабочий процесс и построение прогнозной характеристики этой гидротурбины.

Суммарный напор, срабатываемый на поворотной-лопастной диагонально-осевой гидротурбине будет равен сумме напоров  $H^{(Д)} = H^{(Д)} + H^{(О)}$ , срабатываемых последовательно на диагональной и осевой лопастной системе.

Частота вращения  $n_1^{(ПЛДО)}$  (приведенная к 1 м напора и 1 м диаметра ПЛДО рабочего колеса) равна частоте 5 вращения диагональной и осевой лопастной системы.

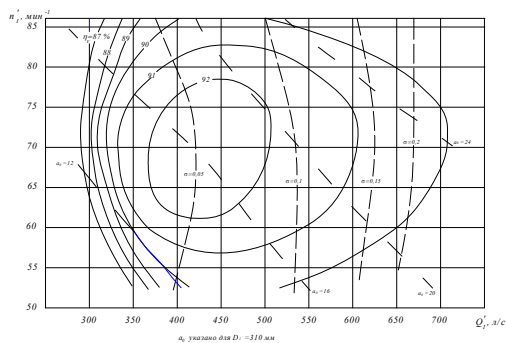


Рис. 4 Универсальная характеристика поворотной-лопастной диагонально-осевой гидротурбины ПЛДО 230

Гидравлический коэффициент полезного действия ПЛДО гидротурбины соответственно равен:

$$\eta_r^{(ПЛДО)} = (1 - \zeta^{(ПЛДО)}) = \frac{1}{H^{(ПЛДО)}} (\eta_r^{(Д)} H^{(Д)} + \eta_r^{(О)} H^{(О)})$$

На основе вышеперечисленных соображений осуществляется построение прогнозной характеристики ПЛДО-230 (с использованием универсальных характеристик номенклатурных гидротурбин ПЛД 170/4333м-В-30<sup>0</sup>-31 № 4507 МЭИ и ПЛ 60/1-75у-В-46 № 2512 ХТЗ) для диаметра рабочего колеса ПЛДО  $D_1 = 1$  м (для ПЛД  $D_1 = 1$  м) и напора

Комбинируемая (трехэлементная) зависимость системы регулирования гидротурбины обеспечивает на каждом режиме работы оптимальное соотношение между  $H^{(Д)}$  и  $H^{(О)}$  при условии  $H^{(ПЛДО)} = H^{(Д)} + H^{(О)}$  и оптимальную величину  $n_1^{(ПЛДО)}$ , обеспечивающую минимум потерь энергии определяемой как:

$$\begin{aligned} h^{(ПЛДО)} &= \zeta^{(ПЛДО)} H^{(ПЛДО)} = h^{(Д)} + h^{(О)} = \\ &= \zeta^{(Д)} H^{(Д)} + \zeta^{(О)} H^{(О)} = (1 - \eta_r^{(ПЛДО)}) H^{(ПЛДО)} = \\ &= (1 - \eta_r^{(Д)}) H^{(Д)} + (1 - \eta_r^{(О)}) H^{(О)}, \end{aligned}$$

где  $h^{(ПЛДО)}$ ,  $h^{(Д)}$ ,  $h^{(О)}$  – потери напора в соответствующих элементах проточной части;  $\zeta^{(ПЛДО)}$ ,  $\zeta^{(Д)}$ ,  $\zeta^{(О)}$  – коэффициенты полезного действия.

Расход через ПЛДО гидротурбины:  $Q^{(ПЛДО)} = Q^{(Д)} = Q^{(О)}$ .

Коэффициент гидравлических потерь в поворотной-лопастной диагонально-осевой гидротурбине определяется как:

$$\begin{aligned} \zeta^{(ПЛДО)} &= \frac{h^{(ПЛДО)}}{H^{(ПЛДО)}} = \frac{1}{H^{(ПЛДО)}} (\zeta^{(Д)} H^{(Д)} + \zeta^{(О)} H^{(О)}) = \\ &= \zeta^{(Д)} \frac{H^{(Д)}}{H^{(ПЛДО)}} + \zeta^{(О)} \frac{H^{(О)}}{H^{(ПЛДО)}} = (1 - \eta_r^{(Д)}) \frac{H^{(Д)}}{H^{(ПЛДО)}} + \\ &+ (1 - \eta_r^{(О)}) \frac{H^{(О)}}{H^{(ПЛДО)}}. \end{aligned}$$

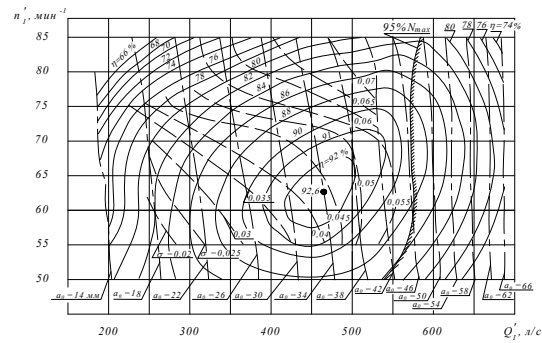


Рис. 5 Технологічна схема компресорної станції, що пропонується

$H^{(ПЛДО)} = 1$  м, т.е. в системе координат  $n_1' = \frac{nD_1}{\sqrt{H}}$  и

$$Q_1' = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}} \text{ (при } D_1^{(ПЛДО)} D_1^{(Д)} = 1 \text{ м; } H_1^{(ПЛДО)} = 1 \text{ м).}$$

Величины  $D_1^{(О)}$ ,  $n_1^{(Д)}$ ,  $H^{(Д)}$ ,  $n_1^{(О)}$ ,  $H^{(О)}$  подлежат определению из условий минимума гидравлических потерь поворотной-лопастной диагонально-осевой гидротурбины.

Для оптимального режима работы ПЛДО гидротурбины используется условие максимального

совпадения оптимумов универсальных характеристик ПЛД 170 и ПЛ 60 и при этом из этого условия определяется диаметр осевой лопастной системы  $D_1^{(o)} = 0,9$  м (при  $D_1^{(плдо)} = 1$  м) и частота вращения турбины ПЛДО  $n_1^{(плдо)} = n^{(плдо)} = n^{(л)} = n^{(o)}$ .

Для режимов отличных от оптимального путем последовательных приближений определяются параметры работы ПЛДО гидротурбины из условий минимума гидравлических потерь (путем перераспределения  $H^{(плдо)} = 1$  м на  $H^{(л)}$  и  $H^{(o)}$  при  $H^{(л)} + H^{(o)} = 1$  м).

На рис. 4 представлена универсальная прогнозная характеристика поворотной-лопастной диагонально-осевой гидротурбины (ПЛДО 230).

Для сравнения на рис. 5 представлена универсальная характеристика РО 230/821-В-60 № 2436 ЛМЗ.

Сравнения этих двух характеристик, показывают несомненные преимущества эксплуатационных показателей гидротурбины ПЛДО 230 проявляющиеся в значительно расширенном диапазоне по напорам и расходам работы гидротурбины с существенно более высоким КПД, что обусловлено не только согласованием сработки напором между двумя лопастными системами, но и практически нулевыми циркуляционными потерями на выходе из рабочего колеса.

На рис. 6 представлен разрез высоконапорной радиально-диагональной гидротурбины на напоры до 800–1000 м.

Высоконапорная гидротурбина состоит из спиральной камеры 1 с просторными поперечными сечениями, скорость подводящего потока в которых уменьшена в 1,5–3 раза, сопловые аппараты 2 с поворотными выходными кромками, осуществляющими регулирование расхода к рабочему колесу и формирующими необходимый для оптимальной работы гидротурбины момент количества движения совместно с перемещающейся верхней поверхностью каналов-сопел, кольцевой затвор 3 также играющий роль дополнительного регулирующего расход органа, рабочее колесо, состоящее из втулки 4, нижнего обода 5, установленных между ними жестко закрепленных лопастей радиально-осевого типа 6 и поворотных лопастей диагонального типа 7, механизма поворота лопастей 8, лопаток промежуточного между лопастями радиального и диагонального типа, направляющего аппарата 9, создающих дополнительный момент количества движения потока перед диагональной лопастной системой, отсасывающей трубы 10.

Дополнительный момент количества движения, создаваемый в сопловых каналах промежуточного направляющего аппарата, позволяет наиболее эффективно осуществлять рабочий процесс гидротурбины на сверхвысоких напорах 800–1000 м и наиболее эффективно использовать эту же конструкцию в насос-турбинах для гидроаккумулирующих ГЭС

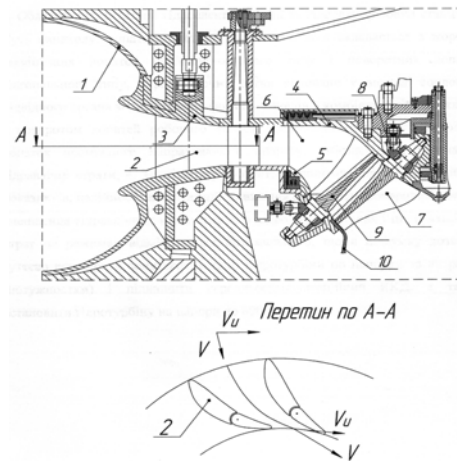


Рис. 6. Высоконапорная радиально-диагональная гидротурбина

Система комбинаторной зависимости, состоящая из четырех регулирующих элементов поворачиваемые выходные кромки сопловых аппаратов, перемещающаяся верхняя поверхность сопел, поворотные лопатки промежуточного направляющего аппарата и разворачиваемые в процессе регулирования лопасти рабочего колеса диагонального типа, т.е. четырехэлементная система комбинаторной зависимости, позволяет расширить диапазон надежной работы гидротурбины с высокими энергокавитационными показателями по расходу (мощностям) и напорам в 1,5–2 раза повысить единичную мощность при тех же размерах рабочего колеса так же повысить среднеэксплуатационный КПД на 2–5 %, более эффективно использовать при работе на пиковых нагрузках суточного регулирования и при разработке насос-турбин для гидроаккумулирующих ГЭС.

На рис. 7 и 8 представлены прогнозные универсальные характеристики радиально-диагональных гидротурбин на напоры 600 и 700 м. Анализ эксплуатационных показателей этих видов гидротурбин показывает, что впервые в мировой практике гидротурбостроения на напоры свыше 500 м получены гидротурбины с энергокавитационными другими эксплуатационными показателями, существенно превышающими мировые стандарты на высокие и сверхвысокие напоры.

**Выводы.** 1. В работе представлены перспективные направления в гидроэнергетике, позволяющие существенно расширить зону эксплуатации гидротурбины по напорам и расходам, повысить надежность работы оборудования на пиковых нагрузках, существенно повысить среднеэксплуатационный КПД.

2. Новые конструктивные решения, защищенные патентами Украины, и более совершенная система комбинаторной многоэлементной зависимости в системе регулирования радиально-диагональных гидротурбин позволяют впервые в мировой практике их применение на гидроэлектростанциях и гидроаккумулирующих станциях на напоры, превышающие 600 м вплоть до



800–1000 м с высокими, превышающими мировой уровень эксплуатационными показателями.

3. Расширение почти в два раза зоны надежной эксплуатации по расходам (мощностям) и напорам, обеспечивающее радиально-диагональными турбинами, повышение среднеексплуатационного КПД на 2–7 %, надежности в широкой зоне эксплуатации

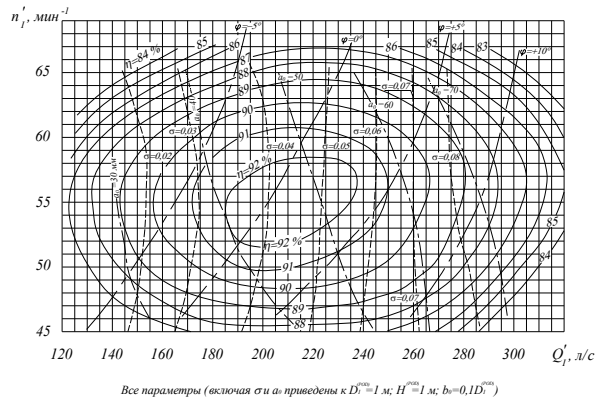


Рис. 7. Прогнозная универсальная характеристика гидротурбины РОД 600  $D_1^{(D)} = 0,73$  м

обеспечивают конкурентоспособность этих типов гидроагрегатов на внешнем рынке

4. Эксплуатационные и энергетические показатели радиально-диагональных гидротурбин обеспечивают их надежность и долговременную работу в режиме покрытия пиковых нагрузок энергетической электросистемы.

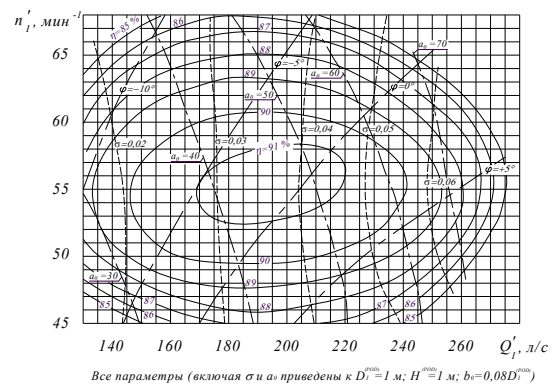


Рис. 8. Прогнозная универсальная характеристика гидротурбины РОД 700  $D_1^{(D)} = 0,74$

**Список літератури**

1. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С. Анализ потерь энергии в высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах обусловленных характерными особенностями структуры потока в проточной части. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2012. № 7. С. 151–159.
2. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С. Вихревая структура потока и анализ различных математических моделей потока в каналах высоконапорных радиально-осевых гидротурбин РО400, РО500 и РО600. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. Харків. 2012. № 318 (57). С. 50–57.
3. Потетенко О. В., Гришин А. М., Крупа Е. С. Рабочий процесс радиально-диагональной гидротурбины (РОД). Методика построения прогнозной универсальной характеристики. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*. Харків: НТУ «ХПІ». 2012. № 33. С. 109–119.
4. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С., Вахрушева О. С. Совершенствование рабочих процессов гидротурбин с применением новых конструктивных решений для различных диапазонов напоров. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2014. № 1 (1044). С. 49–57.
5. Потетенко О. В., Крупа Е. С., Дранковский В. Э., Резвая К. С. Особенности рабочего процесса новых типов горизонтальных прямооточных и вертикальных радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры. *Вісник Нац. ун-ту ВГПІ: зб. наук. пр. Серія: Технічні науки*. 2015. Вип. 3 (71). Ч. 1. С. 281–285.
6. Потетенко О. В., Крупа Е. С. К вопросу учета диффузионного переноса момента импульса и трансформации его энергии в энергию импульса и, наоборот, при моделировании турбулентных потоков. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Гідрравлічні машини та гідроагрегати*. Харків: НТУ «ХПІ». 2015. № 3 (1112). С. 37–44.
7. Потетенко О. В., Крупа Е. С. Особенности рабочего процесса радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Гідрравлічні машини та гідроагрегати*. Харків: НТУ «ХПІ». 2015. № 45 (1154). С. 41–46.
8. Потетенко О. В., Крупа Е. С. Комплексные экспериментальные исследования турбулентной структуры потока в проточной

- части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Гідрравлічні машини та гідроагрегати*. Харків: НТУ «ХПІ». 2016. № 20 (1192). С. 33–40.
9. Потетенко О. В., Яковлева Л. К., Самба Битори Д. Т. Б. Особенности рабочего процесса и структуры потока в межлопастных каналах рабочего колеса и в других элементах проточной части радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Гідрравлічні машини та гідроагрегати*. Харків: НТУ «ХПІ». 2016. № 41 (1213). С. 39–48.
10. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С., Резвая К. С. Пат. 111514, Україна. *Високонапірна радіально-діагональна гідротурбіна*. 2016.
11. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С., Резвая К. С. Пат. 111516, Україна. *Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна з поворотними вихідними кромками робочого колеса*. 2016.
12. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Крупа Е. С., Резвая К. С. Пат. 111519, Україна. *Високонапірна радіально-діагональна гідротурбіна на корисну модель*. 2016.
13. Потетенко О. В., Ковальов С. М. Пат. 85090, Україна. *Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна*. 2008.
14. Потетенко О. В., Ковальов С. М., Зав'ялов П. С., Кухтенков Ю. М Пат. 5155, Україна. *Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни*. 2005.
15. Потетенко О. В., Ковальов С. М., Дранковский В. Э., Пат. 14284, Україна. *Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна*. 2006.
16. Робук Н. Н., Мелавцов А. А., Фридман Л. И., Осташенко А. В., Мишев Ю. Н., Савин В. Н., Потетенко О. В., Герман С. И. *Робоче колесо радіально-осьової гідротурбіни*. Авторское свидетельство на изобретение № 206422, 02.12.1967, Бюл. № 24.
17. Потетенко О. В., Ковальов С. М. Пат. 15649, Україна. *Робоче колесо високо напірної радіально-осьової гідротурбіни*. 2006.
18. Фридман Л. И., Веремеенко И. С., Устьяев А. Д., Потетенко О. В. *Робоче колесо радіально-осьової гідротурбіни*. Авторское свидетельство на изобретение. № 1188359 30.10.1985. Бюл. № 40.
19. Потетенко О. В., Яковлева Л. К., Самба Битори Д. Т. Б. Совершенствование рабочих процессов гидротурбин на напоры 400 ÷ 800 м с применением новых конструктивных решений. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Гідрравлічні машини та гідроагрегати*. Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 42 (1264). С. 28–37.

**References (transliterated)**

1. Potetenko O. V., Drankovskij V. Je., Krupa E. S. Analiz poter' energii v vysokonapornyh radial'no osevyh gidroturbin obuslovlennyh harakternymi osobennostjami struktury potoka v protochnoj chasti [Analysis of power loss in high-head radial axial hydraulic turbines

- caused with characteristic features of the flow structure in the flow part]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustakuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 7, pp. 115–159.
2. Potetenko O. V., Drankovskij V. Je., Krupa E. S. Vihrevaja struktura potoka i analiz razlichnykh matematicheskikh modelei potoka v kanalakh vysokonapornykh radial'no osevykh gidroturbin [Vortex flow structure and analysis of radial mathematical models of the flow in the channels of high-head radial axial hydroturbines]. *Shidno-evropeyskiy zhurnal peredovih tehnologiy*. Kharkiv, 2012, No 318 (57), pp. 50–57.
  3. Potetenko O. V., Gryshyn A. M., Krupa E. S. Rabochiy process radial'no-diagonal'noj turbiny [Working process of radial diagonal turbine]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Novi rishennia v suchasnykh tehnolohiiakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: New solutions in modern technologies]. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2012, no. 33, pp. 109–119.
  4. Potetenko O. V., Drankovskij V. Je., Krupa E. S., Vahrusheva O. S. Sovershenstvovanie rabochih procesov gidroturbin s primeneniem novykh konstruktivnykh reshenii dlja razlichnykh diapazonov naporov [Improvement of working processes of hydro turbines with using of new design solutions for different head ranges]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustakuvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Energy and heat engineering processes and equipment]. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2014, no. 1 (1044), pp. 49–57.
  5. Potetenko O. V., Drankovskij V. Je., Krupa E. S., Rezvaja K. S. Osobennosti rabocheho processa novykh tipov gorizonta'nykh prjamotochnykh i vertikal'nykh radial'no osevykh gidroturbin na vysokie napory. [Working process features of new types of horizontal direct flow and vertical radial axial hydroturbines on high heads]. *Visnik Nats. un-tu VGP Seriya: Tehnichni nauky*. 2015. Vol 3 (71), pp. 281–285.
  6. Potetenko O. V., Krupa E. S. K Voprosu ucheta diffuzionnogo perenosu momenta impulsa i transformacii ego energii v energii impulsa i naoborot, pri modelirovanii turbuljontnykh potokov [To the question of accounting diffusion transfer of angular momentum and transformation its energy to momentum energy and vice versa when modeling of turbulent flows]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkiv: NTU "KhPI" Publ., 2015, no 3 (1112), pp. 37–44.
  7. Potetenko O. V., Krupa E. S. Osobennosti rabocheho processa radial'no-osevykh gidroturbin na vysokie napory [The features of working process of radial axial hydroturbines on high heads]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no 45 (1154), pp. 41–46.
  8. Potetenko O. V., Krupa E. S. Kompleksnye jeksperimental'nye issledovanija turbuljotnoj struktury potoka v protochnoj chasti vysokonapornoj radial'no-osevoj gidroturbiny [Complex experimental researches of turbulent flow structure in the flow part of high-head radial axis hydroturbine]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no 20 (1192), pp. 33–40.
  9. Potetenko O. V., Jakovleva L. K., Samba Bitori D.T.B. Osobennosti rabocheho processa i struktury potoka v mezhlapastnykh kanalakh rabocheho kola i v drugih jelementah protochnoj chasti radial'no-osevykh gidroturbin na napory 400-600 m [The features of working process and flow structure in the interlope channel of working wheel and in other elements of flow part of radial axial hydroturbines from the height of 400-600m]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no 41 (1213), pp. 39–48.
  10. Potetenko O. V., Drankovskij V. Je., Krupa E. S., Rezvaja K. S. Vysokonapirna radial'no-diagonal'na gidroturbina [High-head radial diagonal hydroturbine]. Patent UA, no 111514, 2016.
  11. Potetenko O. V., Drankovskij V. Je., Krupa E. S., Rezvaja K. S. Vysokonapirna radial'no- os'ova gidroturbina z povorotnymy vyhidnymy kromkamy roboch'ogo kola [High-head radial-axial hydroturbine with rotary exit edge of working wheel]. Patent UA, no 111516, 2016.
  12. Potetenko O. V., Drankovskij V. Je., Krupa E. S., Rezvaja K. S. Vysokonapirna radial'no-diagonal'na gidroturbina [High-head radial diagonal hydroturbine]. Patent UA, no 111519, 2016.
  13. Potetenko O. V., Koval'ov S. M. Vysokonapirna radial'no- os'ova gidroturbina [High-head radial-axial hydroturbine]. Patent UA, no 85090, 2008.
  14. Potetenko O. V., Koval'ov S. M., Zav'jalov P. S., Kuhtenkov Ju. M. Roboche koleso vysokonapirnoj radial'no-os'ovoi' gidroturbiny [Working process of high-pressure radial-axial hydroturbine]. Patent UA, no 5155, 2005.
  15. Potetenko O. V., Koval'ov S. M., Drankovskij V. Je., Vysokonapirna radial'no- os'ova gidroturbina [High-head radial-axial hydroturbine]. Patent UA, no 14284, 2006.
  16. Robuk N. N., Melavcov A. A., Fridman L. I., Ostashhenko A. V., Myshev Ju. N., Savyn V. N., Potetenko O. V., German S. I. Rabochee koleso radial'no-osevoj gidroturbiny [Working wheel of radial-axial hydroturbine]. Avtorskoe svydetel'stvo na izobretenye. № 206422. 02.12.1967. Bul. № 24
  17. Potetenko O. V., Koval'ov S. M. Roboche koleso vysoko napirnoj radial'no-os'ovoi' gidroturbiny [Working wheel of high head of radial axial hydroturbine]. Patent UA, no. 15649, 2006.
  18. Fridman L. I., Veremeenko I. S., Ust'ev A. D., Potetenko O. V. Rabochee koleso radial'no-osevoj gidroturbiny [Working wheel of radial axial hydroturbine]. Avtorskoe svydetel'stvo na izobretenie. № 1188359 30.10.1985. Bul. № 40.
  19. Potetenko O. V., Jakovleva L. K., Samba Bitori D.T.B. Sovershenstvovanie rabochih procesov gidroturbin na napori 400 ÷ 800 m s primeneniem novykh konstruktivnykh reshenij [Improvement of working processes of hydroturbines from the height of 400 ÷ 800 m with using of new design solutions]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no 42 (1264), pp. 28–37.

Надійшла (received) 02.12.2018

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Потетенко Олег Васильович (Potetenko Oleg Vasilyevich)** – 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/0000-0002-3399-5580](https://orcid.org/0000-0002-3399-5580); e-mail: potetenko.OV@gmail.com.

**Яковлева Людмила Костянтинівна (Яковлева Людмила Константиновна, Yakovleva Lyudmila Konstantinovna)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: [https:// orcid.org/0000-0003-3266-2319](https://orcid.org/0000-0003-3266-2319); e-mail: yluda@i.ua.

**Самба Біторі Трезор Дес Бекет (Самба Битори Трезор Дес Бекет, Samba Bitori Tresor Des Becket)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: tresor.samba@mail.ru.

UDC 621.224

**K. A. MIRONOV, YU. YU. OLEKSENKO, V. K. MIRONOV****STUDY OF THE SPATIAL FLOW IN THE FLOW PART OF THE HIGH-PRESSURE FRANCIS TURBINE**

The paper presents some results of a computational study of the spatial turbulent flow of a viscous fluid in the flow part of the high-pressure Francis turbine Fr500, made using the CFX-TASCflow application program package. To improve the energy performance at the preliminary design stage of the turbine, numerical flow simulations should be carried out. This CFD approach reduces costs and time in comparison with the experimental approach and makes it possible to improve and analyze turbine performance and its design before the model is manufactured. The computational complex of programs provides an opportunity to see the picture of pressure distribution, the field of velocity vectors and the movement of fluid particles for substantiation and analysis of results. Numerical modeling of the spatial flow in the flow part of the turbine was carried out to determine changes in the energy characteristics, therefore, the  $k-\varepsilon$  turbulence model was chosen. As a result of the calculation, the distribution of speeds and pressures in the various elements of the hydraulic turbine was determined at different openings of the guide vane. The analysis of energy losses in the flow part of a Francis turbine: a spiral case, a stator with flat rings, a guide vane, a runner and a draft tube on the optimal operating mode of the hydraulic turbine, as well as an analysis of the effect of opening the guide vane on changes in energy losses in various elements of the flow parts. The results of the computational study confirm that the hydraulic efficiency of a hydraulic turbine largely depends on the losses in the guide vane and the runner, which means it is these elements that should be given the most attention, their design and coordination of the flow in them. The issue of increasing the energy performance of the flow parts of a high-pressure Francis turbine was also considered.

**Keywords:** runner, spiral case, guide vanes, draft tube, stator, CFD, energy losses.

**К. А. МИРОНОВ, Ю. Ю. ОЛЕКСЕНКО, В. К. МИРОНОВ****ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОСТОРОВОЇ ТЕЧІЇ В ПРОТОЧНІЙ ЧАСТИНІ ВИСОКОНАПРНОЇ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ ГІДРОТУРБИНИ**

В роботі представлені деякі результати розрахункового дослідження просторової турбулентної течії в'язкої рідини в проточній частині високонапірної радіально-осьової гідротурбини PO500, виконаного за допомогою комплексу прикладних програм CFX-TASCflow. Для поліпшення енергетичних показників на попередньому етапі проектування гідротурбини проводиться чисельне моделювання потоку. Даний підхід CFD знижує витрати і час в порівнянні з експериментальним підходом і дає можливість удосконалити і аналізувати показники турбіни і її конструкцію до моменту виготовлення моделі. Розрахунковий комплекс програм надає можливість побачити картину розподілу тиску, поле векторів швидкості і руху частинок рідини для обґрунтування та аналізу результатів. Чисельне моделювання просторового потоку в проточній частині гідротурбини було проведено для визначення зміни енергетичних характеристик, тому була обрана  $k-\varepsilon$  модель турбулентності. В результаті розрахунку були визначені розподіл швидкостей і тисків в різних елементах гідравлічної турбіни, при різних відкриттях напрямного апарату. Виконано аналіз втрат енергії в проточній частині радіально-осьової гідротурбіни: спіральній камері, статорі з плоскими кільцями, напрямному апараті, робочому колесі і відсмоктуючій трубі на оптимальному режимі роботи гідротурбіни, а також аналіз впливу відкриття напрямного апарату на зміни втрат енергії в різних елементах проточної частини. Наведені результати розрахункового дослідження підтверджують, що гідравлічний коефіцієнт корисної дії гідравлічної турбіни в значній мірі залежить від втрат в напрямному апараті і робочому колесі і означає саме цим елементам варто приділяти найбільш увагу, їх конструкції та узгодженню потоку в них. Також було розглянуто питання підвищення енергетичних показників проточної частини високонапірної радіально-осьової гідротурбіни.

**Ключові слова:** робоче колесо, спіральна камера, напрямний апарат, відсмоктуюча труба, статор, CFD, енергетичні втрати.

**К. А. МИРОНОВ, Ю. Ю. ОЛЕКСЕНКО, В. К. МИРОНОВ****ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ТЕЧЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ВИСОКОНАПОРНОЙ РАДІАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГІДРОТУРБИНИ**

В работе представлены некоторые результаты расчетного исследования пространственного турбулентного течения вязкой жидкости в проточной части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины PO500, выполненного с помощью комплекса прикладных программ CFX-TASCflow. Для улучшения энергетических показателей на предварительном этапе проектирования гидротурбины проводится численное моделирование потока. Данный подход CFD снижает затраты и время в сравнении с экспериментальным подходом и дает возможность усовершенствовать и анализировать показатели турбины и ее конструкцию до момента изготовления модели. Расчетный комплекс программ предоставляет возможность увидеть картину распределения давления, поле векторов скорости и движения частиц жидкости для обоснования и анализа результатов. Численное моделирование пространственного потока в проточной части гидротурбины было проведено для определения изменения энергетических характеристик, поэтому была выбрана  $k-\varepsilon$  модель турбулентности. В результате расчета были определены распределение скоростей и давлений в различных элементах гидравлической турбины, при различных открытиях направляющего аппарата. Выполнен анализ потерь энергии в проточной части радиально-осевой гидротурбины: спиральной камере, статоре с плоскими кольцами, направляющем аппарате, рабочем колесе и отсасывающей трубе на оптимальном режиме работы гидротурбины, а также анализ влияния открытия направляющего аппарата на изменения потерь энергии в различных элементах проточной части. Приведенные результаты расчетного исследования подтверждают, что гидравлический коэффициент полезного действия гидравлической турбины в значительной мере зависит от потерь в направляющем аппарате и рабочем колесе и значит именно этим элементам стоит уделять наибольшее внимание, их конструкции и согласованию потока в них. Также был рассмотрен вопрос повышения энергетических показателей проточной части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины.

**Ключевые слова:** рабочее колесо, спиральная камера, направляющий аппарат, отсасывающая труба, статор, CFD, энергетические потери.

**Introduction.** The process of developing new flow parts of hydraulic turbines consists of several successive stages, including:  
- selection of design parameters of hydro turbine for

© K. A. Mironov, Yu. Yu. Oleksenko, 2018

given conditions of HPP and design of elements of the flow parts (as a rule, several options are considered, differing by calculation methods, geometrical, kinematic and other parameters);

- computational study of flow characteristics, force and torque characteristics, energy losses in the elements of the flow parts and the determination of the best options for experimental studies;

- an experimental study of model blocks of the hydro turbine at energy-cavitation stands, and the size of the model, test conditions and parameters of the stands must meet the requirements of the international standard IEC.

Based on the results of experimental and computational studies of the model, characteristics are calculated and guarantees of full-scale hydro turbine are issued.

**Literature review.** Improving the flow parts of the hydro turbine is based on conducting extensive numerical investigations, during which the search for the most rational variants. The basis of this research is the multivariate numerical analysis of the influence of geometric and operating parameters on the energy performance of the hydro turbine. To solve this problem, both simplified flow models [1] and a more complex kinematic flow description using quasi-three-dimensional and three-dimensional fluid flow models [2] are used. The use of quasi-three-dimensional and three-dimensional methods allows, for given specific conditions, to find the distribution of the parameters of the spatial flow and more accurately find the energy loss. In modern software products, mathematical models of liquid and gas flows are used, in a three-dimensional formulation, describing various models of turbulence [3].

Currently, for modeling and calculating fluid flows in hydraulic machines, modern commercial software products are used: CFX-TASCflow, Fluent, etc., which allow to adequately simulate complex physical effects [3, 4].

**Research methodology.** The traditional practice of predicting the effectiveness of the hydro turbine relies either on a theoretical approach or on experimental testing of a reduced model. The theoretical approach allows us to determine the value of efficiency, but it is difficult to determine the cause of problems and disrepairs. Conversely, testing the model is costly and time consuming.

So far, the theoretical analysis of the flow in the individual the hydro turbine element is used to assess the losses and flow studies. Modern CFD application software packages are becoming a cost-effective tool used to obtain detailed information about the properties of a stream in the hydro turbine, taking into account the interaction of its various elements. CFD is widely used by designers and researchers to optimize the project, as well as to predict the work of Francis turbine (Fr) as a whole. Three-dimensional modeling of a viscous flow makes it possible to determine the pressure and velocity distribution in the flow parts of the hydro turbine.

CFD is a tool for the numerical solution of complex incomplete differential equations, known as the governing equations of fluid motion, used to describe in detail the flow motion in a given flow field [5, 6]. The physical laws governing fluid flow can be described by means of an exact mathematical description that forms the basis of any analysis. Known numerical methods used for sampling in CFD are the finite difference method (FDM), the finite volume method (FVM), and the finite element method (FEM) [7].

The most important reason for increasing the use of CFD to solve most movement of liquid problems is that this method is much cheaper than experimental testing of the hydro turbine model. In short, CFD has the following advantages:

1) Costs and time spent on the creation of the project and its development is much less.

2) CFD allows you to simulate the conditions movement of liquid, which are difficult to reproduce in experimental testing of the model.

3) CFD allows you to get more detailed and complete information about the flow.

4) Does not require scaling.

**Results.** This article presents the results of a design study of fluid flow in the spiral case and in the area of the stator and the guide vanes arrays of a high-pressure Francis turbine (Fr) Fr500, performed using the CFX-TASCflow program. The picture of the spatial flow in characteristic sections of the flow part is considered.

Numerical modeling of the spatial flow in the flow parts of the hydro turbine was carried out to determine the change in the energy characteristics; therefore the  $k$ - $\varepsilon$  model of turbulence was chosen. This model was developed in the 70s [8, 9]. There are also modifications.

When using this model, the system of equations of fluid motion is supplemented by two differential equations describing the transfer, respectively, of the kinetic turbulence energy  $k$  and dissipation rate  $\varepsilon$  [10, 11].

$k$  is the kinetic energy of turbulence, defined as the dispersion of velocity fluctuations;  $\varepsilon$  is the dissipation rate. We write two equations for  $k$  and  $\varepsilon$ :

$$\frac{\partial pk}{\partial t} + \nabla(pUk) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - p\varepsilon, \quad (1)$$

$$\frac{\partial p\varepsilon}{\partial t} + \nabla(pU\varepsilon) = \nabla \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k(C_{S1}P)_k} - C_{S2}p\varepsilon, \quad (2)$$

where  $\mu_t = C_\mu p \frac{k^2}{\varepsilon}$ ,  $C_\mu = 0,09$ ,  $C_{S1} = 1,44$ ,  $C_{S2} = 1,92$ ,  $\sigma_k = 1,0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1,3$ ,  $P_k$  – takes into account the occurrence of turbulence due to viscous friction forces and is determined

$$P_k = \mu_i \nabla U (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla U (3\mu_i \nabla U + pk) + P_{kb}.$$

Calculations show that near the solid paries there is a very sharp change in the parameters  $k$  and  $\varepsilon$ . To properly resolve these changes, we must use a very dense computational grid. Instead, an approach is often used in which a small area is allocated to the paries, in which the numerical solution of equations (1) and (2) is not performed, and instead, the desired parameters are calculated using algebraic formulas describing typical parietal layers.

When designing Francis turbine, before building a geometric model, air defense, it is necessary to carry out their coordination with each other [6, 9].

The assembly of the geometrical model obtained as a result of the flow parts design of a high-pressure Francis turbine is shown in Fig. 1.

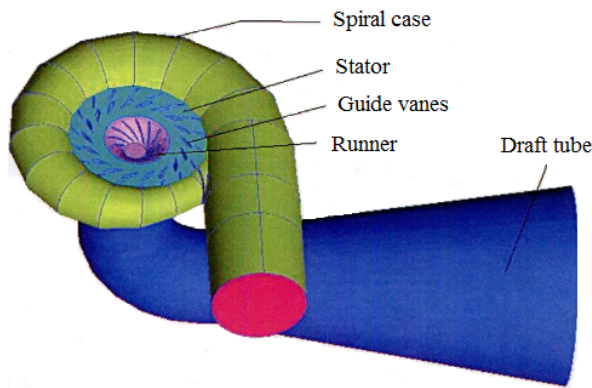


Fig. 1. Assembling a geometric model Francis turbine

As a result of the calculation, we determined the distribution of velocities and pressures in various elements of the hydro turbine, at various discoveries of guide vanes. The figures show graphs for the optimal mode ( $n'_i = 65$  об/мин;  $Q'_i = 154$  л/с;  $\alpha_2 = 15^\circ$ ), which give an idea of the change in pressures and velocities within the considered area of flow.

Numerical simulation of the flow in the flow parts of the hydro turbine Fr500 was carried out for the design area, including the intervene channel formed by stator columns, shoulder guide vanes, runner blades and draft tube for a model with a diameter runner  $D_1=500$  mm.

The obtained results of the calculation of the spatial flow are presented in the form of averaged values of the total and static pressures of flow, averaged flow angles in relative and absolute motion, and values of losses in individual elements of the flow parts. For runner at a mode point with minimal total losses close to optimal, a static and total pressure field in the computational domain, the distribution of the components of the meridional and peripheral components of the full velocity before entering and output the runner, as well as the trajectory of fluid particles in draft tube

The flow of fluid in the spiral case has a complex spatial character, the pressure change in the spiral case and the stator is shown in Fig. 2.

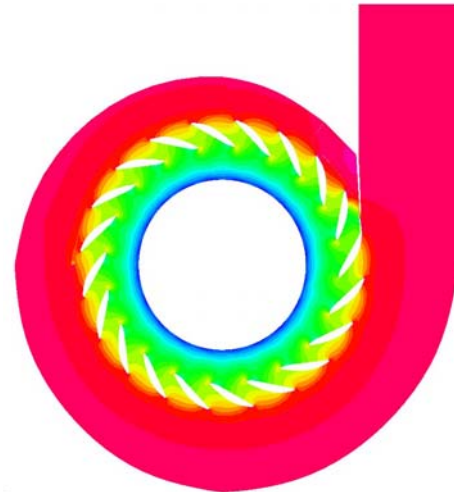


Fig. 2. Pressure distribution in the spiral case

From Fig. 2 that the pressure is greater at the outer paries of the spiral case and decreases towards the exit from the spiral. An increase in pressure is also observed at the end of the spiral.

The flow of fluid in the area of the stator columns shoulder guide vanes and runner is shown in Fig. 3, and the distribution of total pressure is shown in Fig. 4.

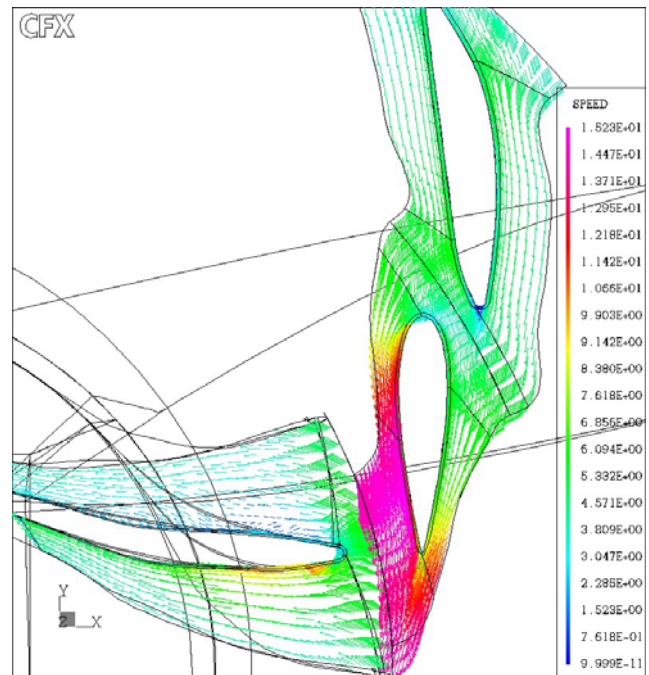


Fig. 3. The field of the vectors of the velocity of the spatial flow of fluid in the region of the stator columns, the shoulder guide vanes and runner in the optimal mode

The data obtained (see Fig. 3) show that the geometry of the blade system of the runner in the area of the entrance edge is not consistent with the flow angle behind guide vanes, which means the presence of impact losses at the entrance edge of the runner, therefore further work will address issues related to the modification of the input element of the blade runner.



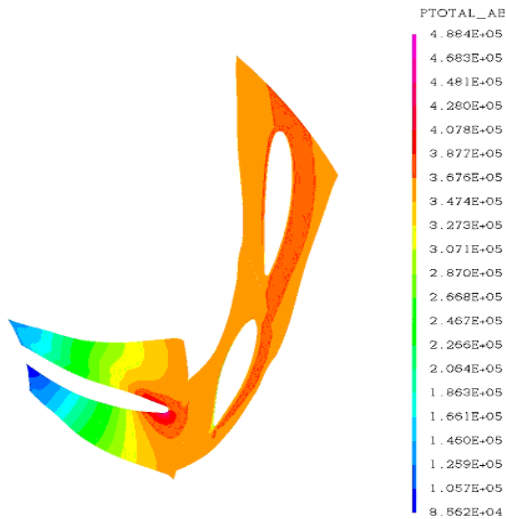


Fig. 4. Isolines of total pressure in the middle part of blade systems

The pressure continuously decreases along the meridional direction from the entrance to the stator to the exit from runner, as can be seen from Fig. 4. The pressure becomes negative at the exit from the runner due to the influence of the draft tube.

In Fig. 5 shows the trajectories of the movement of fluid particles in the draft tube at the optimal mode based on the calculation of the spatial flow.

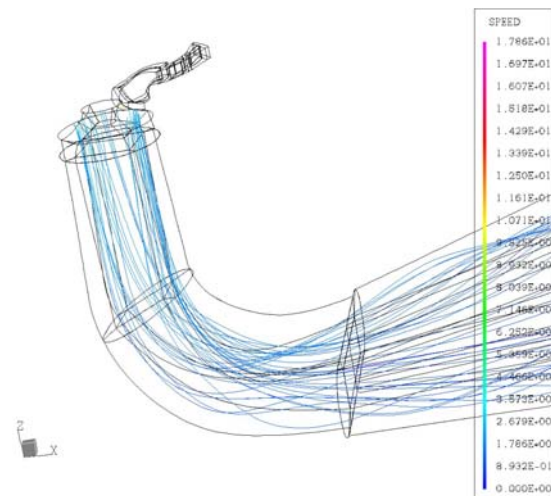


Fig. 5. The trajectories of the movement of fluid particles in the draft tube

The location of the current lines in the draft tube Fig. 5 shows that the speed decreases from the inlet to the outlet of the draft tube, due to which the kinetic energy is converted into pressure energy. There is a gradual drop in pressure from inlet to outlet along the suction and pressure side of the runner blades.

The pattern of fluid motion also shows the orderly nature of the flow in the draft tube (secondary flows in the draft tube are weak). This improves the recovery of static pressure in the draft tube and does not lead to additional losses. The reason for the favorable flow in the peripheral region of the draft tube is a sufficient swirl of flow beyond the runner.

The obtained calculated data correspond to the previously known experimental recommendations on the positive effect of a small swirl flow at the entrance to the draft tube on the amount of losses in it [6, 13] and on the optimal, from the point of view of minimizing inductive losses, distribution pattern of the tangential velocity component an increase in its values in the peripheral region [13].

The results of the calculation of the energy loss (at the optimal mode) in the flow parts of a high-pressure Francis turbine Fr500 are shown in the table.

Table 1 – The results of the calculation of the energy loss in the flow parts of a high-pressure Francis turbine

Turbine type	Energy losses, %				Σ
	Spiral case + Stator	Guide vanes	Runner	Draft tube	
Fr500	0,77	2,5	1,66	0,2	5,13

As can be seen, from the results of the calculation (see Table 1) of the energy characteristics, the greatest energy losses in the high-pressure Francis turbine are accounted for to a greater extent in the guide vanes and the runner. It is of interest to consider in more detail the question of the effect of the guide vanes (the shape of the blade profile, the law of profile thickness variation, the axis of rotation, etc.) on the formation of the energy characteristics of the hydro turbine. To reduce losses in the runner, it is necessary to carefully coordinate the flow coming from the blades of the guide vanes with the geometry of the input element of the runner.

**Conclusion.** 1. A pilot approach for evaluating the performance of a hydro turbine is expensive and time consuming. On the other hand, CFD approach is fast and cost effective.

2. Losses in various elements of the flow parts depend on the discovery of the guide vanes. The losses in the spiral case and the stator decrease, while the losses in the guide vanes and the draft tube increase with the opening of the guide vanes. Losses in the runner are minimal at optimum performance. Hydraulic efficiency of a hydro turbine largely depends on the losses in the guide vanes and the runner.

3. Analysis of losses in the supply shows that the greatest energy losses occur in the guide vanes. Losses in the spiral case and in the stator constitute no more than one third of the losses of the guide vanes. The total losses in the supply change smoothly with increasing flow and have a minimum, in absolute values up to 65 % of all hydraulic losses in the flow parts, which is a characteristic feature of high-pressure Francis turbine.

**References**

1. Колычев В. А. *Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашинах*. Киев: ИСИО, 1995. 272 с.
2. Барлит В. В. *Современные гидродинамические методы расчета лопастных систем и САПР гидромашин*. Киев: УМК МО Украины, 1992. 180 с.

3. Wilcox David C. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, Inc., 1993. 460 p.
4. Черный С. Г., Чирков Д. В., Лапин В. Н. *Численное моделирование течений в турбомашинах*. Новосибирск: Наука, 2006. 202 с.
5. Chung T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge university press, 2002. 1012 p.
6. Барлит В. В., Миронов К. А., Власенко А. В., Яковлева Л. К. *Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. 216 с.
7. Миронов К. А., Олексенко Ю. Ю. Використання CFD для розрахунку спіральної камери та колон статора високонапірної радіально-осової гідротурбіни. *Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ": сб. науч. тр. Серия: Гидравлические машины та гидроагрегати. Харків: НТУ «ХПИ». 2018. № 17(1293). С. 50–53.*
8. Launder B. E., Spalding D. B. The Numerical Computation of Turbulent Flows. *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.* 1974. Vol. 3. С. 269–289.
9. Миронов К. А., Олексенко Ю. Ю. Применение CFD при проектировании элементов проточной части гидротурбин. *Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ": сб. науч. тр. Серия: Гидравлические машины та гидроагрегати. Харків: НТУ «ХПИ». 2016. № 20(1192). С. 116–121.*
10. *Ansys 16.0 Release Documentation, Theory and Modelling Guide*. ANSYS Inc.: Canonsburg, PA, USA, 2015.
11. Versteeg H., Malalasekera W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method (2nd Edition)*. Pearson Education Limited, 1995. 257 p.
12. Кольчев В. А., Миронов К. А., Тынянова И. И. Согласование элементов проточной части при проектировании радиально-осевых гидротурбин. *Проблемы машиностроения*. 2009. Т. 12, № 5. С. 3–8.
13. Этинберг И. Э., Раухман Б. С. *Гидродинамика гидравлических турбин*. Ленинград: Машиностроение, 1978. 280 с.
4. Cherny S. G., Chirkov D. V., Lapin V. N. [et al.]. *Chislennoe modelirovanie techenij v turbomashinah* [Numerical simulation of currents in turbomachines]. Novosibirsk, Nauka Publ., 2006. 202 p.
5. Chung T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge university press Publ., 2002. 1012 p.
6. Barlit V. V., Mironov K. A., Vlasenko A. V., Jakovleva L. K. *Raschet i proektirovanie protochnoj chasti reaktivnyh gidroturbin na osnove chislennogo modelirovanija rabochego processa* [Calculation and design of the flow parts of jet turbines based on numerical simulation of the workflow]. Kharkov, NTU "HPI" Publ., 2008. 216 p.
7. Myronov K. A., Oleksenko Yu. Yu. *Vykorystannia CFD dlia rozrakhunku spirальноi kamery ta kolon statora vysokonapirnoi radialno-osovoi hidroturbiny* [Using CFD to calculate the spiral case and stator columns of the high-pressure Francis turbine]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb.nauch. tr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units] Kharkov, NTU"KhPI" Publ., 2018, no. 17(1293), pp. 50–53.
8. Launder B. E., Spalding D. B. The Numerical Computation of Turbulent Flows. *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.* 1974, vol. 3, pp. 269–289.
9. Myronov K. A., Oleksenko Yu. Yu. *Primenenie CFD pri proektirovanii jelementov protochnoj chasti gidroturbin* [The use of CFD in the design of elements of the flow part of hydraulic turbines]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb.nauch. tr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units] Kharkov, NTU"KhPI" Publ., 2016, no. 20(1192), pp. 116–121.
10. *Ansys 16.0 Release Documentation, Theory and Modelling Guide*. ANSYS Inc.: Canonsburg, PA, USA, 2015.
11. Versteeg H., Malalasekera W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method (2nd Edition)*. Pearson Education Limited Publ., 1995. 257 p.
12. Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyn'janova I. I. Soglasovanie jelementov protochnoj chasti pri proektirovanii radial'no-osevyh gidroturbin [Coordination of elements of the flow part in the design of Francis turbines]. *Problem mashinostroenija*. 2009, vol. 12, no. 5. pp. 3–8.
13. Jetinberg I. Je., Rauhman B. S. *Gidrodinamika gidravlicheskih turbin* [Hydrodynamics of hydraulic turbines]. Lenyngrad: Mashinostroenie Publ., 1978. 280 p

#### References (transliterated)

1. Kolychev V. A. *Kinematicheskie karakteristiki potoka v lopastnyh gidromashinah* [Kinematic characteristics of flow in blade hydraulic machines]. Kiev, ISIO Publ., 1995. 272 p.
2. Barlit V. V. *Sovremennye gidrodinamicheskie metody rascheta lopastnyh sistem i SAPR gidromashin* [Modern hydrodynamic methods for calculating blade systems and CAD of hydraulic machines]. Kiev, UMK MO Ukrainy Publ., 1992. 180 p.
3. Wilcox David C. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, Inc. Publ., 1993. 460 p.

Received 09.11.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Миронов Костянтин Анатолійович (Миронов Константин Анатольевич, Mironov Konstantin Anatolievich)** – 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/0000-0002-6034-410X>; e-mail: [cosmir@i.ua](mailto:cosmir@i.ua)

**Олексенко Юлія Юрївна (Олексенко Юлия Юрьевна, Oleksenko Yuliia Yuriivna)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г.Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4467-7833>; e-mail: [yuliayo@ukr.net](mailto:yuliayo@ukr.net)

**Миронов Вадим Костянтинович (Миронов Вадим Константинович, Mironov Vadim Konstantinovich)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Технологія жирів і продуктів бродіння»; м. Харків, Україна; e-mail: [vadiki1200@gmail.com](mailto:vadiki1200@gmail.com).

УДК 681.518.5

*I. M. КОРЖОВ***АНАЛИЗ МОДЕЛЕЙ ФУНКЦИИ КОГЕРЕНТНОСТИ СПЕКТРАЛЬНОЙ НЕСТАЦИОНАРНОСТИ  
ВИПАДКОВИХ СИГНАЛІВ**

В статті проведено аналіз ймовірнісних властивостей частотно-часової моделі когерентності, аналіз впливу локальних властивостей базисної функції вейлет-перетворення на параметри моделі автокогерентності, дисперсійний аналіз частотної та часової моделей когерентності, розширено простір параметрів настанціонарності (для вирішення задачі першого етапу синтезу інформаційно-вимірювальної системи контролю та діагностування динамічних об'єктів – створення багатовимірної системи інформативних параметрів контролю динамічних властивостей об'єкту в умовах апіорної невизначеності математичних моделей нестационарності). В статті визначені умови вибору числа масштабів та зсувів при оцінці коефіцієнтів автокогерентності для задачі контролю порушень стаціонарності вимірювального сигналу, отримані умови калібрування показника автокогерентності, що відповідають відсутності порушення стаціонарності, розроблено ймовірнісна модель показника автокогерентності, що враховує мінімальне значення масштабу спектрального вейлет-перетворення, показана можливість дисперсійного розкладання базового показника автокогерентності на парні незалежні складові які дозволяють отримати незалежну інформацію про порушення стаціонарності з урахуванням функціональних та випадкових змін спектру. За результатами дослідження отримала розвиток теорія автокогерентності спектрально нестационарних вимірювальних сигналів. Визначені умови вибору числа масштабів та зсувів при оцінці коефіцієнтів автокогерентності для задачі контролю порушень стаціонарності вимірювального сигналу. Дослідження виконані для вирішення науково-практичної проблеми недосконалості та обмеженості теоретичного обґрунтування при створенні комп'ютеризованих інформаційно-вимірювальних пристроїв контролю та діагностування динамічних об'єктів, локально і глобально нестационарних за своїми спектральними властивостями.

**Ключові слова:** нестационарність, когерентність, вейлет-аналіз, контроль, діагностування, моделювання.

*I. M. КОРЖОВ***АНАЛИЗ МОДЕЛЕЙ ФУНКЦИЙ КОГЕРЕНТНОСТИ СПЕКТРАЛЬНОЙ НЕСТАЦИОНАРНОСТИ  
СЛУЧАЙНЫХ СИГНАЛОВ**

В статье проведен анализ вероятностных свойств частотно-временной модели когерентности, анализ влияния локальных свойств базовой функции вейлет-преобразования на параметры модели автокогерентности, дисперсионный анализ частотной и временной моделей когерентности, расширено пространство параметров настанционарности (для решения задачи первого этапа синтеза информационно-измерительной системы контроля и диагностирования динамических объектов – создание многомерной системы информативных параметров контроля динамических свойств объекта в условиях априорной неопределенности математических моделей нестационарности). В статье определены условия выбора числа масштабов и оползней при оценке коэффициентов автокогерентности для задачи контроля нарушений стаціонарности измерительного сигнала, полученные условия калибровки показателя автокогерентности, соответствующие отсутствию нарушения стаціонарности, разработана вероятностная модель показателя автокогерентности, учитывающая минимальное значение масштаба спектрального вейлет-преобразования, показана возможность дисперсионной разложения базового показателя автокогерентности на парные независимые составляющие, которые позволяют получить независимую информацию о нарушениях стаціонарности с учетом функциональных и случайных изменений спектра. По результатам исследования получила развитие теория автокогерентности спектрально нестационарных измерительных сигналов. Определены условия выбора числа масштабов и сдвигов при оценке коэффициентов автокогерентности для задачи контроля нарушений стаціонарности измерительного сигнала. Исследования выполнены для решения научно-практической проблемы несовершенства и ограниченности теоретического обоснования при создании компьютеризированных информационно-измерительных устройств контроля и диагностирования динамических объектов, локально и глобально нестационарных по своим спектральным свойствам.

**Ключевые слова:** нестационарность, когерентность, вейлет-анализ, контроль, диагностирование, моделирование

*I. M. KORZHOV***ANALYSIS OF MODELS OF COHERENCE OF SPECTRAL NON-STATIONALITY OF RANDOM  
SIGNALS**

The article analyzes the probabilistic properties of the frequency-time model of coherence, analyzes the influence of local properties of the basis function of the wavelet transform on the parameters of the auto-coherence model, the dispersion analysis of the frequency and time models of coherence, expanded the space of parameters of the stationary (for solving the problem of the first stage of the synthesis of information-measuring control system and the diagnostics of dynamic objects - the creation of a multidimensional system of informative control parameters of dynamic inherent Tay subject under a priori uncertainty of mathematical models of non-stationary). The conditions of the choice of the number of scales and landslides in the estimation of the coefficients of auto-coherence for the task of monitoring the disturbances of the measuring signal stationary are obtained, the conditions of calibration of the auto-coherence index corresponding to the absence of stationary violation are determined, the probabilistic model of the auto-coherence index taking into account the minimum value of the scale of the spectral wavelet transform is shown the possibility of dispersion expansion of the basic index of auto-coherence on the paired independent components of which allow to obtain independent information on stationary violation, taking into account functional and random changes of the spectrum. According to the results of the study, the theory of autocorrelation of spectral non-stationary measurement signals was developed. The conditions of the choice of the number of scales and landslides are determined in the estimation of the coefficients of auto-coherence for the task of monitoring the disturbances of the stationary signal of the measuring signal. The research is carried out to solve the scientific and practical problem of imperfection and limitations of theoretical substantiation in the creation of computerized information measuring devices for monitoring and diagnosing dynamic objects locally and globally unsteady in their spectral properties.

**Keywords:** nonstationarity, coherence, wavelet analysis, control, diagnosis, modeling

© И. М. Коржов, 2018



**Вступ.** Проблема підвищення ефективності інформаційно-вимірювальних технологій контролю зміни властивостей промислового устаткування і агрегатів за стохастичними (випадковими) вимірювальними сигналами виникла на початку 60-х років 20-го століття [1, 2]. На сьогоднішній день це напрям математичної статистики і теорії випадкових процесів, який інтенсивно розвивається і об'єднує задачі аналізу нестационарних дискретизованих сигналів при контролі динамічних систем [2].

Вирішення проблеми залежить від вибору адекватних імовірнісних моделей інформаційного перетворення для двох етапів синтезу інформаційно-вимірювальної системи контролю і діагностування [3]:

1) побудова багатовимірної системи інформативних параметрів контролю динамічних властивостей об'єкту в умовах апріорної невизначеності моделей нестационарності;

2) розробка оптимальних процедур перетворення параметрично представленої первинної вимірювальної інформації у вторинні логічні рішення.

Також важливо частиною практичного вирішення зазначених проблем є реалізація отриманих алгоритмів з використанням відповідних середовищ, наприклад LabView [4].

У [2] для першого етапу синтезу інформаційно-вимірювальної системи контролю та діагностування запропонована модель когерентності (параметр  $\rho_W$ ):

$$\rho_W = \frac{1 + \frac{D_2}{D_1} \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + \rho \left[ 1 + \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] \sqrt{\frac{D_2}{D_1}}}{\left[ \left( 1 + 2\rho \sqrt{\frac{D_2}{D_1}} + \left( 1 + 2\rho \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \sqrt{\frac{D_2}{D_1}} + \frac{D_2}{D_1} \right) \right) \left( 1 + 2\rho \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \sqrt{\frac{D_2}{D_1}} + \frac{D_2}{D_1} \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^4 \right) \right]}^{-1/2} \quad (1)$$

де  $D_1$  та  $D_2$  – дисперсії вейвлетів  $W_{\xi}^2(a, b|\omega_1)$  та  $W_{\xi}^2(a, b|\omega_2)$  відповідно;

$\omega_1$  та  $\omega_2$  – межі частотного інтервалу, причому  $\omega_2 - \omega_1 = \Delta\omega$ ;

$a$  – масштаб при вейвлет-перетворенні;

$b$  – зсув при вейвлет-перетворенні;

$\rho$  – нормований коефіцієнт лінійної кореляції між не осередненими (на інтервалі  $\Delta\omega$ ) квадратично перетвореними вейвлетами  $W_{\xi}^2(a, b|\omega_1)$  та  $W_{\xi}^2(a, b|\omega_2)$ .

При синтезі параметру  $\rho_W$  використовувалась сигнали  $\xi(t)$  та  $\eta(t)$ , що визначаються початковим сигналом  $X(t)$  та лінійними перетвореннями:

$$\begin{cases} \xi(t) = X(t); \\ \eta(t) = \frac{\partial}{\partial t} \{X(t)\}. \end{cases} \quad (2)$$

**Мета статті** полягає в аналізі ймовірнісних властивостей і впливу локальних властивостей базисної функції вейлет-перетворення та дисперсійному аналізі запропонованої у [2] моделі когерентності (для першого етапу синтезу інформаційно-вимірювальної системи контролю та діагностування динамічних об'єктів).

**Аналіз ймовірнісних властивостей частотно-часової моделі когерентності.** Параметр  $\rho_W$  (1) є функцією трьох змінних:

- відношення дисперсій  $\lambda_D$ ,

- відношення частот  $\lambda_{\omega}$ ,

- кореляції  $\rho$  між спектральними складовими

квадратично перетворених вейвлет-спектрів процесів  $\xi(t)$  та  $\eta(t)$ :

$$\rho_W = \frac{1 + \lambda_D \lambda_{\omega}^2 + \rho (1 + \lambda_{\omega}^2) \sqrt{\lambda_D}}{\left[ (1 + 2\rho \sqrt{\lambda_D} + \lambda_D) (1 + 2\rho \lambda_{\omega}^2 \sqrt{\lambda_D} + \lambda_D \lambda_{\omega}^4) \right]}^{-1/2} \quad (3)$$

З останнього виразу видно, що при  $\rho = 0$  (відсутність нестационарності)

$$\rho_W^{(0)} \xrightarrow{\lambda_{\omega} \rightarrow 1} 1. \quad (4)$$

Умова  $\lambda_{\omega} \rightarrow 1$  відповідає випадку

$$\Delta\omega \rightarrow 0, \quad (5)$$

що можливо лише при необмеженому збільшенні числа масштабів в межах незмінно постійного діапазону частот.

Якщо умова (5) не виконується, то стану  $\Theta_0$  – «процес  $X(t)$  є стаціонарним», відповідає величина  $\rho_W$ :

$$0 < \rho_W^{(0)} < 1. \quad (6)$$

Конкретне, калібрувальне (для стану  $\Theta_0$ ), значення  $\rho_W^{(0)}$  може бути знайдено для відомих величин  $\lambda_D$  та  $\lambda_{\omega}$ .

Якщо дисперсії  $D_1$  і  $D_2$  остаточних змін спектрів процесів  $\xi(t)$  і  $\eta(t)$  однакові, тобто якщо  $\lambda_D = 1$ , то при  $\rho = 0$  буде:

$$\rho_W^{(0)} = \frac{1 + \lambda_{\omega}^2}{\sqrt{2(1 + \lambda_{\omega}^4)}}. \quad (7)$$

З останнього виразу видно, що калібрувальне значення  $\rho_W^{(0)}$  може бути представлене у вигляді:

$$\rho_W^{(0)} = \sqrt{\frac{\frac{1}{\lambda_{\omega}^4} + \frac{2}{\lambda_{\omega}^2} + 1}{\frac{2}{\lambda_{\omega}^4} + 2}}, \quad (8)$$

а вплив відношення частот  $\lambda_{\omega}$  визначає мінімальне можливе значення для  $\rho_W^{(0)}$  як  $2^{-1/2}$ , коли  $\lambda_{\omega} \rightarrow \infty$ :

$$\rho_W^{(0)} \xrightarrow{\lambda_{\omega} \rightarrow \infty} 2^{-1/2}. \quad (9)$$

Якщо  $\lambda_{\omega} \rightarrow 1$ , то  $\rho_W^{(0)} \rightarrow 1$ . Таким чином:

$$\rho_W^{(0)} \in (2^{-1/2}, 1). \quad (10)$$

Ліва границя інтервалу (10) відповідає області низьких частот (великих масштабів), а права – область високих частот (малих масштабів). Це вказує на необхідність калібрування параметра  $\rho_W$ , для задач контролю, стосовно до частотних особливостей спектру початкового процесу  $X(t)$ .

Математична модель (3) функціонального зв'язку між нормованими кореляціями  $\rho$  та  $\rho_W$ , що характеризує, відповідно, міжгармонійну та міжспектральну кореляції, дозволяє досліджувати ефекти нелінійності впливу параметрів  $\lambda_D$  та  $\lambda_\omega$  на цей зв'язок. На рис.1 представлені тривимірні залежності між  $\rho$  і  $\rho_W$  для двох варіантів впливу частотно-часових параметрів  $\lambda_D$  і  $\lambda_\omega$ :

- а)  $\lambda_\omega = \text{var}$ ;  $\lambda_D = 2 = \text{const}$ ,
- б)  $\lambda_D = \text{var}$ ;  $\lambda_\omega = 2 = \text{const}$ .

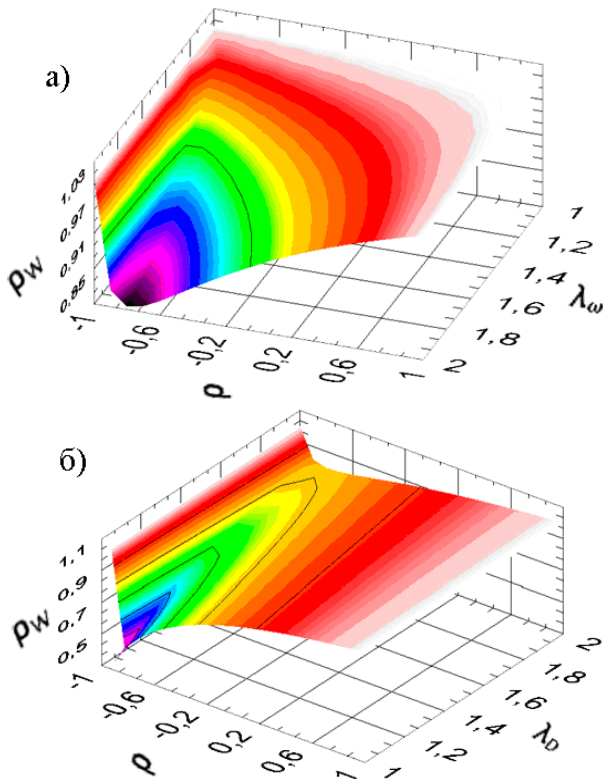


Рис. 1. Графічні моделі впливу  $\rho$  та  $\rho_W$  для варіантів: а)  $\lambda_\omega \in [1;2]$ ,  $\lambda_D = 2$ ; б)  $\lambda_D \in [1;2]$ ,  $\lambda_\omega = 2$

Аналіз графічних моделей рис. 1 а), б) вказує на суттєвий вплив випадкової (шумової) складової коефіцієнтів спектрального вейвлет-перетворення на величину вимірюваного параметру контролю нестационарності  $\rho_W$ .

Це вказує, також, на необхідність частотно-часового розділення вейвлет-спектру на дві, інформаційно значущі складові:

- функціональну (характеризує математичне сподівання вейвлет-коефіцієнтів),
- випадкову (характеризує дисперсію вейвлет-коефіцієнтів).

Слід відзначити, що для будь-яких фіксованих значень  $\lambda_D$  та  $\lambda_\omega$  зв'язок між  $\rho$  та  $\rho_W$  завжди нелінійний (рис. 2).

Залежність  $\rho = F(\rho_W)$  може інтерпретуватися як градувальна, яка дозволяє визначити значення  $\rho_W$ , що відповідає варіанту  $\rho = 0$  (відсутність ефектів спектральної нестационарності).

**Аналіз впливу локальних властивостей базисної функції вейвлет-перетворення на параметри моделі автокогерентності.** Локальні властивостей базису [5–9]

$$\Psi_{a,b}(t) = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \Psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad (11)$$

моделі вейвлет-перетворення в частотній і часовій областях строго визначають величину параметру  $\lambda_\omega$  моделі автокогерентності (3). Це пов'язано з тим, що частоти  $\omega_1$  та  $\omega_2$  повної моделі автокогерентності (1) відповідають границям (нижній і, відповідно, верхній) частотного інтервалу  $\Delta\omega$ :

$$\begin{cases} \omega_1 = \frac{\omega_0}{a_m} - \frac{\Delta\omega}{a_m}; \\ \omega_2 = \frac{\omega_0}{a_m} + \frac{\Delta\omega}{a_m}. \end{cases} \quad (12)$$

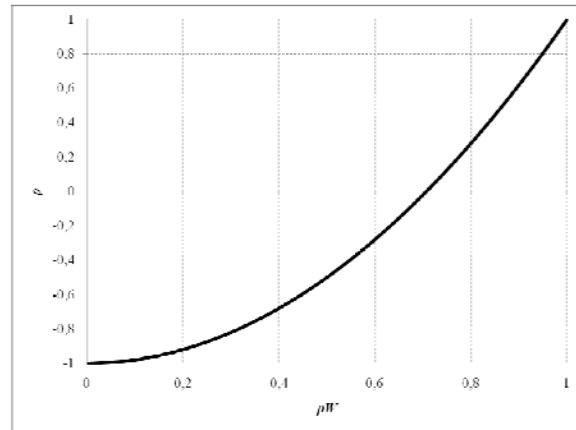


Рис. 2. Типова залежність між  $\rho$  та  $\rho_W$  (для випадку  $\lambda_D \rightarrow 1$ ,  $\lambda_\omega \rightarrow 1$ )

Якщо відношення центральної частоти  $\omega_0/a_m$ , для  $m$ -ного масштабу до ширини частотного вікна  $\Delta\omega$  незмінне (а ця умова виконується при будь-яких значеннях масштабу  $a$ ), то модель вейвлет-перетворення еквівалентна фільтру з постійною добротністю. Тоді площа частотно-часового вікна вейвлет-аналізу буде постійна і рівною значенню  $4 \cdot \Delta t \Delta \omega$  [8, 9].

При дискретизації масштабу  $a$  частотна вісь розбивається на піддіапазони (частотні полоси), для яких, отримаємо:

$$\lambda_\omega = \frac{a_0^{-m+2} \cdot \Delta\omega}{a_0^{-m+1} \cdot \Delta\omega} = a_0. \quad (13)$$

Фактично,  $\lambda_\omega = a_0 = \text{const}$  та задається величиною мінімального значення масштабу  $a_0$  [10, 11]. При постійності дисперсії шумової складової вейвлет-коефіцієнтів  $W(a_i, b_j)$ , де  $i$  – номер масштабу  $a$ ,  $j$  – номер зсуву  $b$ , будемо мати початкову умову  $\lambda_D = 1$ .

Якщо, тепер, забезпечити умову  $\lambda_\omega = a_0$ , то ймовірнісна модель (3) приймає вигляд

$$\rho_W = (1 + a_0^2) \sqrt{\frac{1 + \rho}{2(1 + 2\rho \cdot a_0^2 + a_0^4)}}. \quad (14)$$

Умова стаціонарності ( $\rho = 0$ ) початкового процесу  $X(t)$  дозволяє, тепер, визначити значення  $\rho_W$ , як функцію тільки початкового мінімального масштабу  $a_0$ :

$$\rho_W|_{\rho=0} = \frac{1 + a_0^2}{\sqrt{2(1 + a_0^4)}}. \quad (15)$$

В таблиці 1 представлені розраховані по рівнянню (15) контрольні значення вимірюваного параметру  $\rho_W$ , що відповідають строгій стаціонарності контрольованого сигналу  $X(t)$ .

Таблиця 1 – Контрольні значення  $\rho_W|_{\rho=0}$  для масштабів  $a_0$

$a_0$	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	5,0	10,0
$\rho_W _{\rho=0}$	0,9841	0,9512	0,9159	0,8842	0,8575	0,7348	0,7141

**Дисперсійний аналіз частотної та часової моделей когерентності. Розширений простір параметрів настаціонарності.** Моделі когерентності (система (12) з [2]) побудовані в припущенні, що вейвлет-спектри основного  $X(t)$  і лінійно трансформованого (операцією диференціювання) процесу  $Z(t)$  утворюють двовимірну систему випадкових величин  $(X, Z)$ . Введемо позначення для двовимірної реалізації таких вейвлет-спектрів:

$$\begin{cases} \delta_{ij} = W_\xi^2(a_i, b_j); \\ \varphi_{ij} = W_\eta^2(a_i, b_j), \end{cases} \quad (16)$$

де  $i = \overline{1, M}$ ,

$j = \overline{1, L}$ .

Позначимо середні значення з урахуванням використання процесів  $\xi(t)$  або  $\eta(t)$ :

$$\begin{cases} \bar{\delta}_j = \overline{W_\xi^2(b_j)}; \\ \bar{\delta}_i = \overline{W_\xi^2(a_i)}; \\ \bar{\varphi}_j = \overline{W_\eta^2(b_j)}; \\ \bar{\varphi}_i = \overline{W_\eta^2(a_i)}. \end{cases} \quad (17)$$

Позначимо, також загальні середні  $\bar{\delta}$  і  $\bar{\varphi}$  спектрів, відповідно,  $\delta_{ij}$  та  $\varphi_{ij}$ .

Якщо  $Q$  – це загальна сума добутку відхилення спектрів  $\delta_{ij}$  та  $\varphi_{ij}$  від загальних середніх  $\bar{\delta}$  і  $\bar{\varphi}$

$$Q = \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^L (\delta_{ij} - \bar{\delta})(\varphi_{ij} - \bar{\varphi}), \quad (18)$$

то цю суму можна розкласти на дві  $Q_1$  та  $Q_2$ , з урахування, відповідно, кореляції за математичним сподіванням і кореляції за шумовою складовою спектрів:

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (19)$$

Складові  $Q_1$  та  $Q_2$  є членами дисперсійного розкладання загальної суми  $Q$  [12], що використовується при синтезі загальної моделі (1):

$$\rho_W = \frac{1}{[\bullet]} Q, \quad (20)$$

де  $[\bullet]$  – знаменник виразу (1).

Чисельник цього виразу – коваріація між спектрами  $\delta_{ij}$  та  $\varphi_{ij}$  (змішані ненормовані центральні моменти 2-го порядку).

Дисперсійне розкладання (19) може бути представленим в одному з двох варіантів:

а) частотно-часовому  $Q = Q_1^{(a)} + Q_2^{(b)}$ , (21)

б) часо-частотному  $Q = Q_1^{(b)} + Q_2^{(a)}$ . (22)

Складові частотного розкладу мають наступний вигляд:

$$\begin{cases} Q_1^{(a)} = L \sum_{i=1}^M (\bar{\delta}_i - \bar{\delta})(\varphi_i - \bar{\varphi}); \\ Q_2^{(b)} = \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^L (\delta_{ij} - \bar{\delta}_i)(\varphi_{ij} - \bar{\varphi}_i); \\ Q_1^{(b)} = M \sum_{j=1}^L (\bar{\delta}_j - \bar{\delta})(\bar{\varphi}_j - \bar{\varphi}); \\ Q_2^{(a)} = \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^L (\delta_{ij} - \bar{\delta}_j)(\varphi_{ij} - \bar{\varphi}_j). \end{cases} \quad (23)$$

Використовуючи вираз (23), можливо отримати чотири ненормованих кореляційних параметрів нестаціонарності, які дозволяють контролювати спектральну нестаціонарність початкового процесу  $X(t)$  за двома варіантами (21) та (22) частотного та часового представлення:

а) частотно-часовий контроль нестационарності

$$\begin{cases} \overline{Q}_1^{(a)} = Q_1^{(a)} \cdot (M-1)^{-1}; \\ \overline{Q}_2^{(b)} = Q_2^{(b)} \cdot (N-M)^{-1}, \end{cases} \quad (24)$$

б) часо-частотний контроль нестационарності

$$\begin{cases} \overline{Q}_1^{(b)} = Q_1^{(b)} \cdot (L-1)^{-1}; \\ \overline{Q}_2^{(a)} = Q_2^{(a)} \cdot (N-L)^{-1}. \end{cases} \quad (25)$$

**Висновки.** 1. Отримала розвиток теорія автокогерентності спектрально нестационарних вимірювальних сигналів. Визначені умови вибору числа масштабів та зсувів при оцінці коефіцієнтів автокогерентності  $\rho_W$  для задачі контролю порушень стаціонарності вимірювального сигналу.

2. Отримані умови калібрування показника автокогерентності  $\rho_W$  (вирази (7)–(10)), що відповідають відсутності порушення стаціонарності.

3. Розроблена імовірнісна модель (14) показника автокогерентності  $\rho_W$ , що враховує мінімальне значення  $a_0$  (масштабу) спектрального вейвлет-перетворення.

4. Показана можливість дисперсійного розкладання базового показника автокогерентності  $\rho_W$  на парні незалежні складові (24), (25), які дозволяють отримати незалежну інформацію про порушення стаціонарності з урахуванням функціональних та випадкових змін спектру.

#### Список літератури

1. Басвиль М., Вилски А. [и др.] *Обнаружение изменения свойств сигналов и динамических систем* / ред. Басвиль М., Вилски А. Москва: Мир, 1989. 278 с.
2. Щапов П. Ф., Мигущенко Р. П., Крощак О. Ю., Корзов І. М. Дослідження кореляційних моделей спектральної нестационарності випадкових сигналів. *Метрологія та прилади. Науково-виробничий журнал*. Харків, 2018. № 5 (73). С. 11–14.
3. Щапов П. Ф., Аврунин О. Г. *Повышение достоверности контроля и диагностики объектов в условиях неопределённости. монография*. Харьков: ХНАДУ, 2011. 191 с.
4. Korzhov I. M., Kropachok O. Yu. Реалізація обчислювальних процедур системного інформаційного перетворення нестационарних вібро сигналів засобами labview. *Системи управління, навігації та зв'язку. Зб. наук. пр.* Полтава: ПНТУ, 2017. Т. 6 (46). С. 76–80.
5. Letelier J., Weber P. Spike sorting based on discrete wavelet transform coefficients. *Neurosci. Methods*. 2000. vol. 101. pp. 93–106.
6. Addison P. S. *The illustrated wavelet transform handbook: applications in science, engineering, medicine and finance*. Bristol; Philadelphia: IOP Publishing, 2002. 368 p.
7. Kim K., Kim S A wavelet-based method for action potential detection from extracellular neural signal recording with low signal-to-noise ratio. *IEEE Trans on Biomed. Eng.* 2003. vol. 50, no 8. pp. 999–1011.
8. Добеши І. *Десять лекцій по вейвлетам*. Іжевск: НИЦ регулярная и хаотическая динамика, 2001. 464 с.
9. Дьяконов В. П. *Вейвлеты. От теории к практике*. Москва: СОЛОН-Р, 2002. 448 с.

10. Валуцкая О. Ю. Обработка вибросигналов с целью определения параметров для экспресс-диагностики топливной аппаратуры дизельных агрегатов. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Сер.: Автоматика и приборостроение*. Харьков: НТУ«ХПИ». 2002. Т. 7. Вып. 9. С. 31–34.
11. Балицкий Ф. А., Барков А. В., Баркова Н. А., Васильева Р. В. [и др.] *Неразрушающий контроль: вибродиагностика. Справочник в 7 томах* / под ред. Клюева В. В. Москва: Машиностроение. Т. 7. 2005. 829 с.
12. Джонсон Н., Люн Ф. *Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: Методы планирования эксперимента* / под ред. Лецького Е.К. Москва: Мир, 1981. 520 с.

#### References (transliterated)

1. Basvil' M, Vilski A, [et al.] *Obnaruzhenie izmenenija svojstv signalov i dinamicheskikh system* [Detection of changes in signal properties and dynamic systems]. Moscow, Mir Publ., 1989. 278 p.
2. Shchapov P. F., Mygushhenko R. P., Kropachek O. Ju., Korzhov I. M. Doslidzhennja koreljacijnyh modelej spektral'noi' nestacionarnosti vypadkovykh sygnaliv [Doslidzhennja koreljacijnyh modelej spektral'noi' nestacionarnosti vypadkovykh sygnaliv]. *Metrologija ta prylyadi. Naukovo-vyrobnychyj zhurnal*. Kharkiv, 2018, no 5 (73), pp. 11–14.
3. Shchapov P. F., Avrunin O. G. *Povyshenie dostovernosti kontrolja i diagnostiki obektov v uslovijah neopredeljonosti: monografija* [Improving the reliability of monitoring and diagnostics of objects in conditions of uncertainty: monograph]. Kharkov, HNADU Publ., 2011. 191 p.
4. Korzhov I. M., Kropachok O. Yu. Realizacija obchisljuval'nih procedur sistemnogo informacijnogo peretvorenija nestacionarnih vibrosignaliv zasobami labview [Implementation of computational procedures for system information transformation of nonstationary vibration signals by means of labview]. *Sistemi upravlinnja, navigacij i ta zv'jazku. sb. nauk. pr.* Poltava, PNTU Publ., 2017. Т. 6 (46). pp. 76–80.
5. Letelier J., Weber P. Spike sorting based on discrete wavelet transform coefficients. *Neurosci. Methods*. 2000, vol. 101, pp. 93–106.
6. Addison P. S. *The illustrated wavelet transform handbook: applications in science, engineering, medicine and finance*. Bristol; Philadelphia, IOP Publ., 2002. 368 p.
7. Kim K., Kim S A wavelet-based method for action potential detection from extracellular neural signal recording with low signal-to-noise ratio. *IEEE Trans on Biomed. Eng.* 2003. vol. 50, no 8, pp 999–1011.
8. Dobeshi I. *Desjat' lekcij po vejvletam* [Ten Wavelet Lectures]. Izhevsk, NIC reguljarnaja i haoticheskaja dinamika Publ., 2001. 464 p.
9. D'jakonov V. P. *Vejvlety. Ot teorii k praktike* [Wavelets. From theory to practice]. Moscow, SOLON-R Publ., 2002. 448 p.
10. Valujskaja O. Ju. Obrabotka vibrosignalov s cel'ju opredelenija parametrov dlja jekspress-diagnosticski toplivnoj apparatury dizel'nyh agregatov [Processing of vibration signals in order to determine parameters for express diagnostics of the fuel equipment of diesel units]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta «KhPI»: sb. nauk. pr. Ser.: Avtomatika i priborostroenie* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Automation and Instrumentation]. Kharkov, 2002, Т. 7, Vyp. 9, pp. 31–34.
11. Balickij F. A., Barkov A. V., Barkova N. A., Vasil'eva R. V., [et al.] *Nerazrushajushhij kontrol': vibrodagnostika. Spravochnik v 7 tomah* [Non-destructive testing: vibrodiagnostics. Handbook in 7 volumes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2005. Т. 7. 829 p.
12. Dzhonson N., Lion F. *Statistika i planirovanie jeksperimenta v tehnikе i nauke: Metody planirovanija jeksperimenta* [Statistics and Experiment Planning in Engineering and Science: Experiment Planning Methods]. Moscow, Mir Publ., 1981. 520 p.

Надійшла (received) 26.11.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Коржов Ігор Михайлович (Коржов Игорь Михайлович, Korzhov Ihor Mykhailovych)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Інформаційно-вимірювальних технологій і систем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2315-2683>; e-mail: korgiov\_igor@mail.ru.

УДК 621.224

**К. С. РЕЗВАЯ, Е. С. КРУПА, И. И. ТЫНЬЯНОВА, В. А. НЕДОВЕСОВ, Ю. М. КУХТЕНКОВ****ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА CFD ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН**

В последние годы был достигнут существенный прогресс в создании методов моделирования и расчета течений жидкости, которые позволяют выполнять расчет со столь высокой достоверностью полученных результатов, необходимый объем эксперимента во многих случаях сводится к минимуму. Все современные пакеты программ решают задачи механики сплошной среды, используя модели, построенные на основе уравнений Навье-Стокса. В основу этих моделей входят три уравнения сохранения: сохранения массы, сохранения импульса и сохранения энергии. Программный комплекс CFD предназначен для моделирования трехмерных течений жидкости и газа в технических и природных объектах, а также визуализации этих течений методами компьютерной графики. Были рассмотрены варианты проведения гидродинамических расчетов в различных типах гидравлических машинах с использованием пакета программ CFD. Процесс решения поставленных гидродинамических задач с помощью программного комплекса CFD включает в себя следующие этапы: создание трехмерной модели рассматриваемого объекта с помощью системы автоматического проектирования; построение расчетной сетки с необходимыми параметрами; выбор математической модели, наиболее точно описывающей рабочий процесс в проточных частях гидромашин; выбор подходящей модели турбулентности; задание граничных условий. Проведены численные исследования пространственного течения жидкости в проточных частях гидравлических машин на примере капсульной гидротурбины, обратимой гидравлической машины в насосном и турбинном режимах работы, радиально-осевой гидротурбины. Представлены результаты расчетов, а именно визуализация потока в виде полей распределения скоростей и давления. Проведен анализ сходимости результатов численного исследования с экспериментальными данными на основе сравнения значений гидравлического коэффициента полезного действия рассматриваемых гидромашин.

**Ключевые слова:** гидравлические машины, численное исследование, гидродинамический расчет, математическая модель, пространственное течение, системы автоматического проектирования.

**К. С. РЕЗВА, Е. С. КРУПА, І. І. ТИНЬЯНОВА, В. О. НЕДОВЕСОВ, Ю. М. КУХТЕНКОВ****ВИКОРИСТАННЯ ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ CFD ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ГИДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ГІДРАВЛІЧНИХ МАШИН**

В останні роки був досягнутий істотний прогрес у створенні методів моделювання і розрахунку течій рідини, які дозволяють виконувати розрахунок з настільки високою достовірністю отриманих результатів, необхідний обсяг експерименту в багатьох випадках зводиться до мінімуму. Всі сучасні пакети програм вирішують завдання механіки суцільного середовища, використовуючи моделі, побудовані на основі рівнянь Нав'є-Стокса. В основу цих моделей входять три рівняння збереження: збереження маси, збереження імпульсу і збереження енергії. Програмний комплекс CFD призначений для моделювання тривимірних течій рідини і газу в технічних і природних об'єктах, а також візуалізації цих течій методами комп'ютерної графіки. Були розглянуті варіанти проведення гідродинамічних розрахунків в різних типах гідралічних машинах з використанням пакета програм CFD. Процес вирішення поставлених гідродинамічних задач за допомогою програмного комплексу CFD включає в себе наступні етапи: створення тривимірної моделі розглянутого об'єкта за допомогою системи автоматичного проектування; побудова розрахункової сітки з необхідними параметрами; вибір математичної моделі, яка найточніше описує робочий процес в проточних частинах гідромашин; вибір відповідної моделі турбулентності; завдання граничних умов. Проведено чисельні дослідження просторової течії рідини в проточних частинах гідралічних машин на прикладі капсульної гідротурбіни, оборотної гідралічної машини в насосному і турбінному режимах роботи, радіально-осової гідротурбіни. Представлені результати розрахунків, а саме візуалізація потоку у вигляді полів розподілу швидкостей і тиску. Проведено аналіз збіжності результатів чисельного дослідження з експериментальними даними на основі порівняння значень гідралічного коефіцієнта корисної дії розглянутих гідромашин.

**Ключові слова:** гідралічні машини, чисельне дослідження, гідродинамічний розрахунок, математична модель, просторове протікання, системи автоматичного проектування.

**K. S. REZVAYA, E. S. KRUPA, I. I. TYNANOVA, V. A. NEDOVESOV, Yu. M. KUKHTENKOV****USING THE CFD SOFTWARE COMPLEX TO DETERMINE THE HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE WATER PASSAGE OF HYDRAULIC MACHINES**

Over the last years, significant progress has been made in creating methods for modelling and calculating fluid flows, which allow performing calculations with high reliability of the obtained results; the necessary amount of experiment in many cases is reduced to a minimum. All modern software packages solve the problems of mechanics of continuum medium using models, which are built based on the Navier-Stokes equations. These models are based on three conservation equations: mass conservation, momentum conservation, and energy conservation. The CFD software package is designed to simulate three-dimensional fluid and gas flows in technical and natural objects and visualize these flows using computer graphics methods. The variants of conducting hydrodynamic calculations in different types of hydraulic machines using the CFD software package were considered. The process of solving the hydrodynamic tasks using the CFD software package includes the following steps: creating a three-dimensional model of the considering object using an automated design system; construction of the calculation grid with the required parameters; selection of the mathematical model that most accurately describes the operating process in the water passage of hydraulic machines; selection of a suitable turbulence model; setting boundary conditions. Numerical studies of the spatial flow of fluid in the water passages of hydraulic machines have been carried out. The water passages of the capsular turbine, the reversible hydraulic machine in pumping and turbine operating modes, and the radial-axial hydraulic turbine were considered. The results of the calculations were presented in the form of the visualization of velocity and pressure distribution fields of the flow. The analysis of the convergence of the results of numerical studies with experimental data were performed based on a comparison of the values of the hydraulic efficiency of the considered hydraulic machines

**Keywords:** hydraulic machines, numerical research, hydrodynamic calculation, mathematical model, spatial flow, CAD systems.

**Введение.** В настоящее время развитие коммерческих пакетов расчета задач вычислительной

© К. С. Резвая, Е. С. Крупа, И. И. Тыньянова, В. А. Недовесов, Ю. М. Кухтенков, 2018

гидроаэродинамики (далее ВГАД) достигло высокого уровня эффективности, точности и гибкости, с их помощью можно решать самые разнообразные и сложные задачи. Более того, сегодня трудно представить развитие таких отраслей как энергомашиностроительная, автомобильная, авиационная или аэрокосмическая без использования этих пакетов [1].

Все современные пакеты программ решают задачи механики сплошной среды, используя модели, построенные на основе уравнений Навье-Стокса. В основу этих моделей входят три уравнения сохранения: сохранения массы, сохранения импульса и сохранения энергии.

Решение вычислительной гидродинамической задачи в рамках пакета ВГАД происходит в три этапа. На первом создается геометрия, строится вычислительная сеть, задаются граничные условия (препроцессор), на втором этапе происходит решение с использованием решателя (solver), соответствующего конкретной решаемой проблемы, и, наконец, с помощью специальных программных инструментов – пост-процессоров, полученные результаты представляются графически и анализируются.

Одной из важных проблем становится эффективность использования пакетов программ при параллельных расчетах.

Основной проблемой при параллельной работе большого количества вычислительных ядер является стоимость НРС лицензий, позволяющих работать параллельно решателю пакета на ограниченном числе вычислительных ядер.

#### **Алгоритм проведения расчета.**

Если соответствующие модельные характеристики гидромашин отсутствуют, спрогнозировать ее напор и КПД до проведения модельных испытаний было крайне трудно до недавнего времени.

Программный комплекс CFD в настоящее время широко используется для решения прикладных задач гидрогазодинамики.

Программный комплекс CFD предназначен для моделирования трехмерных течений жидкости и газа в технических и природных объектах, а также визуализации этих течений методами компьютерной графики.

Процесс расчета течения жидкости включает в себя следующие шаги, выполняемые пользователем [2]:

- создание области расчета ("геометрии" гидромашин) в САПР;

- задача математической модели расчета;
- задача расчетной сетки;
- задания граничных условий;

• просмотр результатов расчета в графической форме ("визуализация" результатов расчетов).

Рассмотрим каждый из этих шагов на примере расчета нескольких гидравлических машин (капсульной гидротурбины, радиально-осевой гидротурбины и обратимой гидромашин) [8–10].

*Создание геометрической модели гидромашин*  
CFD не имеет собственного геометрического процессора, поэтому геометрия должна импортироваться из CAD-системы.

В настоящее время существует целый ряд программных продуктов позволяют эффективно выполнить эту задачу.

Геометрии капсульной гидротурбины, выполненных CAD-системе приведена на рис. 1–3.

Расчет течения жидкости в гидравлической машине является задание внутреннего течения, поэтому в CFD достаточно импортировать геометрию проточной части.

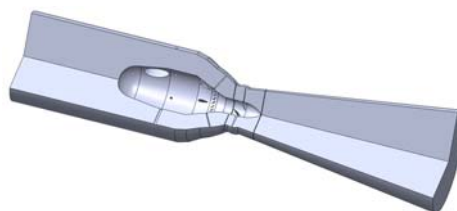


Рис. 1. Твердотельная модель проточной части капсульной гидротурбины



Рис. 2. Твердотельная модель проточной части насос-турбины



Рис. 3. Твердотельная модель радиально-осевой гидротурбины

После импорта твердотельной модели проточной части гидроагрегата проводится определение расчетных областей, в ходе анализа геометрии обнаружила программа.

Следующим шагом является постановление задачи, которая состоит из нескольких этапов.

#### *Выбор математической модели расчета*

Одним из главных этапов решения задачи является выбор модели расчета.

Для нашей задачи расчета для всех трех объектов была задана модель расчета названием «несжимаема жидкость».

Расчет течения жидкости или газа в современных программных продуктах выполняется путем численного решения системы уравнений, описывающих наиболее общий случай движения жидкой среды. Таковы уравнения Навье - Стокса (1) и неразрывности (2):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (2)$$

Здесь использовано сокращенную запись уравнений  $i, j = 1 \dots 3$ , предполагается суммирование по одинаковым индексам,  $x_1, x_2, x_3$  – оси координат,  $t$  – время. Член  $f_i$  выражает действие массовых сил.

В этой системе с четырех уравнений независимыми искомыми параметрами являются 3 компонента скорости  $u_1, u_2, u_3$  и давление  $p$ . Плотность  $\rho$  жидкости, а также газа при скоростях до 0,3 числа Маха, считается величиной постоянной.

Течения во вращающихся рабочих органах гидромашин рассматриваются в относительной системе отсчета, при этом член  $f_i$  в правой части уравнений выражает действие центробежных и кориолисовых сил:

$$\vec{f}_i = -\rho(2\vec{\omega} \times \vec{u} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})), \quad (3)$$

где  $\vec{\omega}$  – угловая скорость вращения,  $\vec{r}$  – радиус-вектор (модуль которого равен расстоянию от данной точки до оси вращения).

Течения в гидравлических машинах, как правило, турбулентные. Непосредственное моделирование турбулентных течений путем численного решения уравнений Навье - Стокса, записанных для мгновенных скоростей, все еще крайне тяжелым, а кроме того, интерес представляют, как правило, не мгновенные, а усредненные во времени значения скоростей. Таким образом, для анализа турбулентных течений вместо уравнений (1) используют уравнение Рейнольдса (4):

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\overline{\rho u_i}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u_i u_j}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{\rho u'_i u'_j}) = \\ = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \right] + \overline{f_i} \end{aligned} \quad (4)$$

где  $\overline{u_i}, \overline{u_2}, \overline{u_3}$  – осредненные по времени значения скоростей,

$\overline{u'_i}, \overline{u'_2}, \overline{u'_3}$  – пульсационные составляющие скоростей.

Для нашего случая была использована модель турбулентности «Стандартная  $k$ - $\varepsilon$  модель».

При использовании этой модели система уравнений движения жидкости дополняется двумя дифференциальными уравнениями, описывающими перенос соответственно кинетической энергии турбулентности  $k$  и скорости диссипации  $\varepsilon$  [11–12].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (6)$$

где  $P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$  – член, выражающий генерацию

энергии  $k$ ,  $\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$ ,  $\Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$ .

Параметры  $\varepsilon$  и  $\mu$  определяются следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Константы  $k$ - $\varepsilon$  модели, согласно работе:  $C_\mu = 0,09$ ,  $C_{\varepsilon 1} = 1,44$ ,  $C_{\varepsilon 2} = 1,92$ ,  $\sigma_k = 1,0$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1,3$  [5–6].

#### Создание расчетной сетки

Одним из важнейших этапов создания расчетной модели является построение расчетной сетки. Построение расчетной сетки – это процесс разбиения расчетной области на множество отдельных ячеек. Ячейки сетки представляют собой многогранники, обычно тетраэдры, гексаэдр, призмы или пирамиды. Кромки этих ячеек образуют линии расчетной сетки, а точки, расположенные на кромках или в центре ячеек – узлы расчетной сетки. В результате численного решения уравнений математической модели именно в узлах расчетной сетки и определяются искомые параметры течения.

В случае капсульной гидротурбины в исследуемой проточной части выполнено построение неструктурированной сетки с ячейками тетраэдральной формы, кроме статора и направляющего аппарата, где строилась структурированная гексаэдральная сетка. Проводилось локальное сгущение у кромок колонн статора, лопаток направляющего аппарата, лопастей рабочего колеса.

Для качественного описания пограничного слоя на стенках областей строились призматические ячейки (рис. 4).

Общее количество ячеек в расчетной сетке капсульной гидротурбины составило 7,4 млн. При исследовании рассматривался один межлопаточный канал направляющего аппарата и один межлопаточный канал рабочего колеса.

В случае насос-турбины, в элементах проточной части, кроме направляющего аппарата, было построено неструктурированная тетраэдральная сетка (рис. 5). В направляющем аппарате –



структурированная гексаэдральная сетка. Общее количество ячеек составило 9,4 млн.

Проводилось локальное сгущение у кромок колонн статора, лопаток направляющего аппарата, лопастей рабочего колеса.

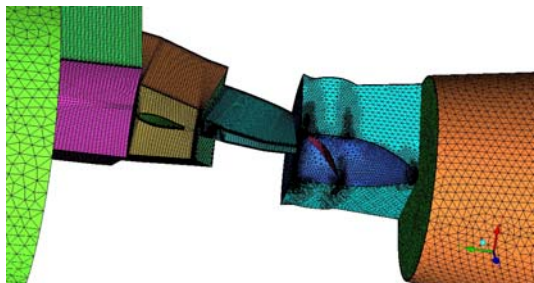


Рис. 4. Расчетная сетка модели капсульной гидротурбины

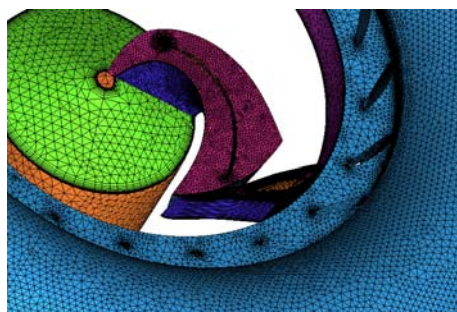


Рис. 5. Расчетная сетка модели насос-турбины

В случае радиально-осевой гидротурбины, строилась структурированная гексаэдральная сетка в рабочем колесе (рис. 6), а неструктурированная тетраэдральная сетка – в направляющем аппарате с общим количеством ячеек 2 млн. Так же было произведено локальное сгущение у кромок колонн статора, лопаток направляющего аппарата, лопастей рабочего колеса.

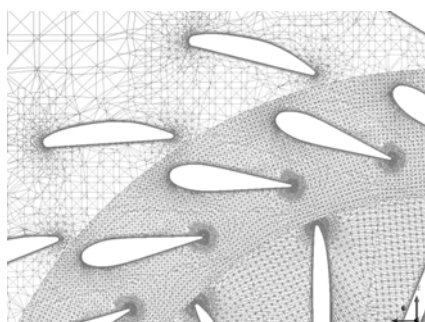


Рис. 6. Расчетная сетка модели радиально-осевой гидротурбины

#### Задание граничных условий

Численные исследования выполнены для модели с диаметром рабочего колеса  $D1 = 1$  м при напоре  $H = 1$  м для оптимального режима работы гидротурбин и насос-турбины (согласно универсальным характеристикам).

На границах расчетных областей задавались следующие параметры:

- на входе – массовый режимный расход;
- на стене – условие прилипания (скорость равна нулю)
- на выходе – статическое давление  $P = 101325$  Па.

Рассчитывалось по одному сектору рабочего колеса и направляющего аппарата, то есть использовалась циклическая симметрия, для радиально-осевой гидротурбины и обратимой гидромашины [3–4].

**Результаты численного исследования пространственного потока в гидромашине.** В работе был проведен численный расчет трехмерного потока в проточных частях гидравлических машин.

На рис. 7–12 представлены результаты данных исследований, а именно визуализация потока в виде полей распределения давления и скорости.

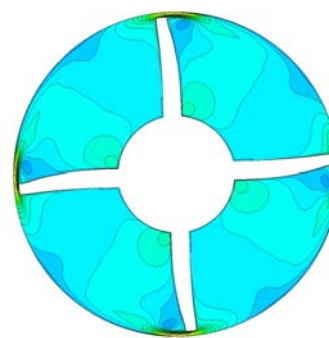
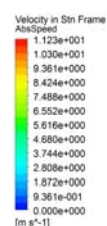


Рис. 7. Распределение абсолютной скорости в поперечном сечении РК капсульной гидротурбины

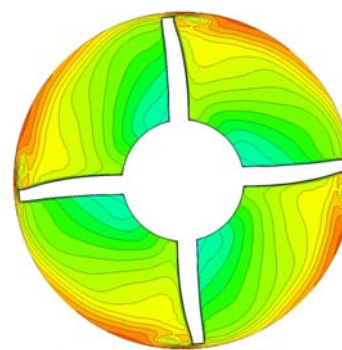
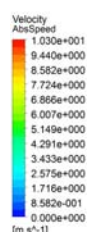


Рис. 8. Распределение относительной скорости в поперечном сечении РК капсульной гидротурбины

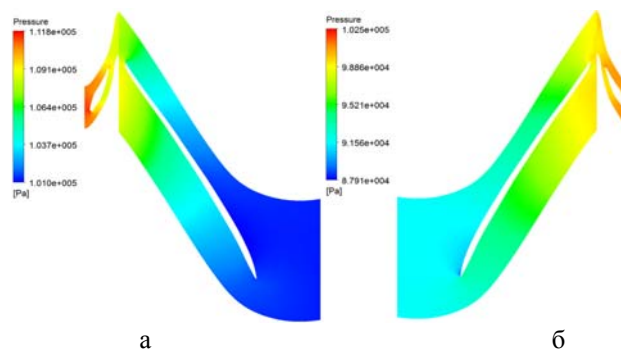


Рис. 9. Распределение давления в решетках НА и РК насос-турбины: а – турбинный режим, б – насосный режим



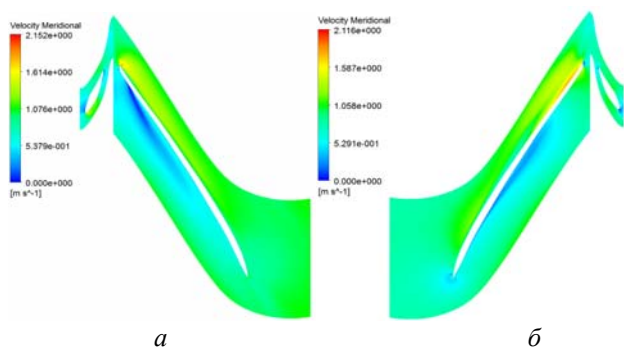


Рис. 10. Распределение меридиональной скорости в решетках НА и РК насос-турбины: а – турбинный редим, б – насосный режим

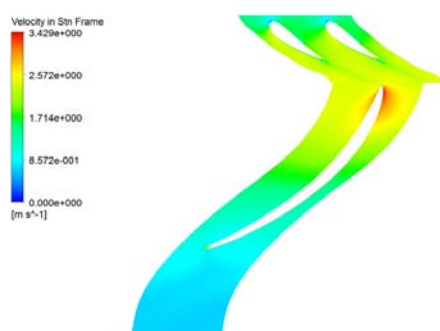


Рис. 11. Распределение скорости в решетках НА и РК радиально-осевой гидротурбины

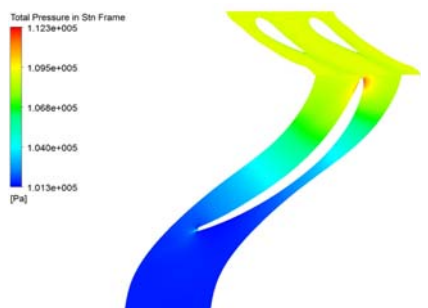


Рис. 12. Распределение полного давления в решетках НА и РК радиально-осевой гидротурбины

**Анализ и сравнение результатов с экспериментальными данными.** Анализ результатов численного расчета потока в проточной части поворотно-лопастной гидромашины ПЛ15-ГК.

Анализируя результаты численного расчета потока в проточной части гидротурбины ПЛ15 можно выделить следующие моменты для лопастной системы:

- в рабочем колесе в районе входной кромки наблюдается наличие пиков скоростей;
- минимальные величины давления наблюдаются на тыльной стороне лопасти;
- полученные в результате численного эксперимента значение гидравлического КПД гидротурбины совпадают со значениями экспериментальных исследований (универсальная

характеристика) и расхождение составляет около 0,5 % (значение КПД, полученного численным исследованием, равно 93 %, а экспериментальные данные – 92,5 %).

Анализ результатов численного расчета потока в проточной части радиально-осевой обратимой гидромашины ОРО200 [7].

Анализируя результаты численного расчета потока в проточной части насос-турбины ОРО200 можно выделить следующие моменты для лопастной системы:

- в рабочем колесе и направляющем аппарате в районе кромок наблюдаются отрывы потока, где скорость минимальная как в турбинном, так и в насосном режимах;

- в турбинном режиме работы в районе входной кромки, а в насосном режиме – выходной кромки наблюдаются пики меридиональной компоненты скорости;

- распределение давления в решетках НА и РК равномерное: уменьшение значений при прохождении потока с НА в РК;

- полученные в результате численного эксперимента значение КПД совпадают со значениями экспериментальных исследований с расхождением 1,3 % (турбинный режим) и 0,5 % (насосный режим).

Анализ результатов численного расчета потока проточной части радиально-осевой гидротурбины РО310

Анализируя результаты численного расчета потока в ПЧ гидротурбины РО310 можно выделить следующие моменты:

- в рабочем колесе в районе входной кромки наблюдается наличие пиков скоростей. Для оптимального режима они составляют 3,4 м/с;

- минимальные величины давления наблюдаются на тыльной стороне лопасти вдоль исходной кромки, как для оптимального, так и для расчетного режимов;

- полученные в результате численного эксперимента значение гидравлического КПД гидротурбины адекватно совпадают с аналогичными значениями экспериментальных исследований (универсальная характеристика РО310); расхождение составляет около 0,5 %.

**Выводы.** Анализ проведенного численного исследования дает возможность говорить о схожести с экспериментальными результатами, на основании которых строятся универсальные характеристики гидравлических машин. При этом материальные затраты и затраты времени в несколько раз меньше, чем при физическом моделировании.

#### Список литературы

1. Барлит В. В., Миронов К. А. [и др.] *Расчет и проектирование проточной части реактивных гидротурбин на основе численного моделирования рабочего процесса*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. 216 с.
2. Кочевский А. Н. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашин *Вісник СумДУ*. 2003. Вып. 13(59). С. 195–210.
3. 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 NTU "KhPI". Ser.: New solutions in modern technologies*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. vol. 7 (1229). pp. 97–102. doi:10.20998/2413-4295.2017.07.13
4. Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S., Krupa E. S. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ»*. Зб. наук. пр. Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків: НТУ «ХПІ». 2016. № 20 (1192). С. 53–57
  5. Nilsson H., Servantes M. Effect of inlet boundary conditions, on the computed flow in the Turbine-99 draft tube, using OpenFOAM and CFX. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (China., August 19-23)*. Beijing, 2012
  6. 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 Conf. Ser.: Materials Science and Engineering*, 2016
  7. Резва К. С., Дранковський В. Е., Тиньянова І. І. Дослідження високонапорних оборотних гідромашин. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ»*. Зб. наук. пр. Сер.: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків: НТУ «ХПІ». 2017. № 42(1264). С. 84–88.
  8. Elin A., Lugova C., Kolesnik E. Testing of the CFX-5 package on the examples of flow of liquid and gas in the running parts of VNIIAEN specialization pumps: flow modeling in the flow part of the intermediate stage of the multistage centrifugal pump. *Scientific and practical journal "Pumps and equipment"*, vol. 6 (47). 2007. pp. 42–46
  9. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. vol. 5. 2015. pp. 399–410.
  10. 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*. vol. 14. 2005. pp. 136–141.
  11. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
  12. 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*. vol. 579. 2015
  3. 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 NTU "KhPI". Ser.: New solutions in modern technologies*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2017, vol. 7 (1229), pp. 97–102, doi:10.20998/2413-4295.2017.07.13
  4. Drankovskiy V. E., Rezvaya K. S., Krupa E. S. Calculating three-dimensional fluid flow in the spiral casing of the reversible hydraulic machine in turbine mode. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta «KhPI»: sb. nauk. pr. Seriya: Hidravlichni mashyny ta gidroagregati*. [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units] Kharkiv, NTU «KhPI», 2016, vol. 20 (1192), pp. 53–57.
  5. Nilsson H., Servantes M. Effect of inlet boundary conditions, on the computed flow in the Turbine-99 draft tube, using OpenFOAM and CFX. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (China., August 19-23)*. Beijing, 2012
  6. 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 Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2016
  7. Riezva K. S., Drankovskiy V. E., Tynyanova I. I. Doslidzhennia vysokonapornykh oborotnykh hidromashyn [The investigation of the high-pressure reversible hydraulic machines]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta «KhPI»: sb. nauk. pr. Seriya: Hidravlichni mashyny ta gidroagregati*. [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units] Kharkiv, NTU «KhPI», 2017, no. 42(1264). pp. 84–88.
  8. Elin A., Lugova C., Kolesnik E. Testing of the CFX-5 package on the examples of flow of liquid and gas in the running parts of VNIIAEN specialization pumps: flow modeling in the flow part of the intermediate stage of the multistage centrifugal pump. *Scientific and practical journal "Pumps and equipment"*. 2007, vol. 6 (47), pp. 42–46.
  9. 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.
  10. 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.
  11. Bychkov I. M. Verification of the OpenFOAM application package on aerodynamic profile flow problems. *XIX school-seminar "Aerodynamics of Aircraft"*. 2008.
  12. D. Stefan and P. Rudolf 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.

Поступила (received) 26.11.2018

#### References (transliterated)

1. Barlyt V. V., Myronov K. A. [et al.] *Raschet y proektirovaniye protochnoi chasty reaktivnykh hydroturbyn na osnove chyslennoho modelirovaniya rabocheho protsessa* [Calculating and designing the flow passage of reactive hydraulic turbines based on numerical simulation workflow]. Kharkov, NTU "KhPU" Publ., 2008. 216 p.
2. Kochevskiy A. N. *Sovremenniy podkhod k modelirovaniyu y raschetu techeniy zhydkosti v lopatnykh hidromashynakh* [Modern approach to modeling and calculating of the fluid flow in blade hydraulic machines]. *Visnyk SumDU*. 2003, no. 13(59), pp. 195–210.

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Резва Ксенія Сергіївна (Rezvaya Kseniya Sergeevna, Rezvaya Kseniya Sergeevna)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2457-0097>; e-mail: rezvayaks@gmail.com.

**Крупа Євгеній Сергійович (Krupa Evgeniy Sergeevich, Krupa Evgeniy Sergeevich)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2457-0097>; e-mail: zhekr@ukr.net

**Тиньянова Ірина Іванівна (Тиньянова Ирина Ивановна, Tynyanova Irina Ivanovna)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1185-3458>; e-mail: t.irinai@mail.ru

**Недовесов Владлен Олександрович (Недовесов Владлен Александрович, Nedovesov Vladlen Aleksandrovich)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: zhekr@ukr.net

**Кухтенков Юрій Михайлович (Кухтенков Юрий Михайлович, Kukhtenkov Yurii Michaylovych)** – 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: kuhtenkov.um@gmail.com.ua.

УДК 519.2

**Н. Г. ШЕВЧЕНКО, В. Э. ДРАНКОВСКИЙ, Е. С. КОВАЛЬ, А. В. КОСОРУКОВ****К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ НА ДИСКОВОЕ ТРЕНИЕ ДЛЯ НЬЮТОНОВСКОЙ И НЕНЬЮТОНОВСКОЙ ЖИДКОСТИ ПОГРУЖНЫХ НАСОСОВ**

Производство нефтяных скважин состоит из нефти, газа и пластовой воды и образует водонефтяную эмульсию с нелинейными вязкостными свойствами. Повышение эффективности эксплуатации центробежных насосов при механизированной добыче нефти путем совершенствования математических моделей, учитывающих особенности физических свойств водонефтяной продукции, является актуальной задачей. Целью статьи является исследование влияния потерь мощности на дисковое трение в общем балансе потерь энергии в погружных центробежных насосах, перекачивающих водонефтяную продукцию. Установлено, что потери мощности на дисковое трение при перекачивании водонефтяных эмульсий играют существенную роль, особенно при повышении вязкости продукции. В работе проведен анализ теоретических и экспериментальных исследований дискового трения рабочих колес центробежного насоса, намечены тенденции дальнейших исследований. Выполнена оценка потерь мощности дискового трения по полумпирическим зависимостям на примере ступени насоса ЭЦН5–80 для ньютоновской жидкости. В работе представлены результаты обработки реологических характеристик водонефтяной продукции. Анализ показал, что водонефтяная продукция при объемном содержании воды в ней от 40–80 % относится к жидкости типа Гершеля-Балкли с нелинейными вязкостными свойствами и пределом текучести, которые изменяются. Предложено использовать обобщенную модель ньютоновской жидкости для прогнозирования энергетических характеристик погружных центробежных насосов, перекачивающих реальную водонефтяную продукцию. Рассмотрена формула определения эффективной вязкости для обобщенной модели. Представлены результаты расчета потерь мощности и механического коэффициента полезного действия для ступени насоса типа ЭЦН5–80.

**Ключевые слова:** баланс потерь, мощность, дисковые потери, степень центробежного насоса, водонефтяная эмульсия, неньютоновская жидкость, обобщенная ньютоновская модель жидкости, эффективная вязкость.

**Н. Г. ШЕВЧЕНКО, В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, О. С. КОВАЛЬ, О. В. КОСОРУКОВ  
ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ НА ДИСКОВЕ ТЕРТЯ ДЛЯ  
НЬЮТОНІВСЬКОЇ І НЕНЬЮТОНІВСЬКОЇ РІДИНИ ПОГРУЖНИХ НАСОСІВ**

Виробництво нафтових свердловин складається з нафти, газу й пластової води та утворює водонафтову емульсію з нелінійними в'язкостними властивостями. Підвищення ефективності експлуатації відцентрових насосів при механізованому видобутку нафти шляхом удосконалення математичних моделей, що враховують особливості фізичних властивостей водонафтової продукції, є актуальним завданням. Метою статті є дослідження впливу втрат потужності на дискове тертя в загальному балансі втрат енергії в заглибних відцентрових насосах, що перекачують водонафтову продукцію. Установлено, що втрати потужності на дискове тертя при перекачуванні водонафтових емульсій відіграють істотну роль, особливо при підвищенні в'язкості продукції. У роботі проведено аналіз теоретичних і експериментальних досліджень дискового тертя робочих коліс відцентрового насоса, намічені тенденції подальших досліджень. Виконана оцінка втрат потужності дискового тертя по напівемпіричних залежностях на прикладі ступені насоса ЕВН5–80 для ньютонівської рідини. У роботі представлені результати обробки реологічних характеристик водонафтової продукції. Аналіз показав, що водонафтова продукція при об'ємному вмісті води в ній від 40–80 % відноситься до рідини типу Гершеля-Балкли з нелінійними в'язкостними властивостями та межею плинності, що змінюються. Запропоновано використовувати узагальнену модель ньютонівської рідини для прогнозування енергетичних характеристик заглибних відцентрових насосів, що перекачують реальну водонафтову продукцію. Розглянута формула визначення ефективної в'язкості для узагальненої моделі. Представлені результати розрахунків втрат потужності й механічного коефіцієнта корисної дії для ступені насоса типу ЕВН5–80.

**Ключові слова:** баланс втрат, потужність, дискові втрати, ступень відцентрового насоса, водо-нафтова емульсія, неньютонівська рідина, узагальнена ньютонівська модель рідини, ефективна в'язкість.

**N. G. SHEVCHENKO, V. E. DRANKOVSKIY, O. S. KOVAL, O. V. KOSORUKOV  
TO THE QUESTION OF DETERMINATION OF LOSSES OF POWER ON DISK FRICTION FOR  
NEWTONIAN AND NON-NEWTONIAN LIQUID OF SUBMERSIBLE PUMPS**

The production of oil wells consists of oil, gas and formation water and forms a water-oil emulsion with nonlinear viscosity properties. Improving the efficiency of operation of centrifugal pumps for mechanized oil production by improving mathematical models that take into account the characteristics of the physical properties of oil-water production is an important task. The aim of the article is to research the effect of power losses on disk friction in the overall balance of energy losses in submersible centrifugal pumps pumping oil-water products. It has been established that disk friction power losses during pumping of oil-water emulsions play a significant role, especially with increasing the product viscosity. The paper analyzes the published theoretical and experimental researches of disk friction of the impellers of a centrifugal pump, the trend for further research is outlined. The estimation of the power loss of disk friction is performed on semi-empirical dependences by the example of the pump stage ECP5-80 for Newtonian fluid. The paper presents the results of processing the rheological characteristics of water-oil products. The analysis showed that water-oil production with a volumetric water content of 40–80 % in it belongs to a Herschel-Balkley type liquid with nonlinear viscosity properties and yield strengths that change. It is proposed to use a generalized model of Newtonian fluid to predict the energy characteristics of submersible centrifugal pumps pumping oil-water emulsions. The formula for determining the effective viscosity for a generalized model is considered. The results of the calculation of power losses and mechanical efficiency for a pump stage of the ECP5–80 type are presented.

**Keywords:** losses balance, power, disk losses, centrifugal pump stage, water-oil emulsion, non-Newtonian fluid, generalized Newtonian model fluid, effective viscosity.

**Введение.** Эффективность работы насоса энергии в центробежных насосах делаются на три вида: определяется его коэффициентом полезного действия гидравлические, механические и объемные. В данной (КПД) и зависит от баланса энергии внутри машины, работе предлагается рассмотреть вопросы

© Н. Г. Шевченко, В. Э. Дранковский, Е. С. Коваль, А. В. Косоруков, 2018  
т.е. от распределения потерь энергии в ней. Потери механических потерь. В понятие механических потерь

входят потери механического трения в подшипниках, уплотнениях, дисковые потери, связанные с потерями мощности на гидравлическое трение наружной поверхности рабочих колес о жидкость, находящуюся между корпусом и колесом, а также потери гидравлического торможения колеса.

Суммарные механические потери можно представить в виде:

$$N_M = N_d + N_{y+n} + N_{гт}, \quad (1)$$

где  $N_d$  – дисковые потери;

$N_{y+n}$  – потери в уплотнениях и подшипниках;

$N_{гт}$  – мощность гидравлического торможения.

В целом влияние механических потерь на баланс энергии в насосе оценивается механическим КПД:

$$\eta_m = \frac{N_T}{N} = \frac{Q_T H_T \rho}{N} = \frac{N_T}{N_T + N_M}, \quad (2)$$

где  $N_T$  – теоретическая мощность насоса;

$Q_T$  – теоретическая подача насоса.

Полный баланс энергии насоса определяется связью КПД насоса и его составляющих:

$$\eta = \eta_r \eta_o \eta_m, \quad (3)$$

где  $\eta_r$ ,  $\eta_o$ ,  $\eta_m$  – гидравлический, объемный и механический КПД, соответственно.

В отличие от гидравлических и объемных потерь, которые влияют на напорную характеристику, механические потери увеличивают затрачиваемую мощность и приводят к увеличению температуры элементов насоса, что уменьшает ресурс работы насоса. По данным исследований, для крупных насосов, потери мощности в уплотнениях и подшипниках составляют 15–30 кВт, что меньше чем 1% мощности насоса. Но главную долю в механических потерях составляют дисковые потери, которые существенно возрастают с ростом вязкости перекачиваемой жидкости.

В работе [1] объемные и механические потери были вычислены с учетом коэффициента быстроходности  $n_s$  центробежных насосов.

Относительная величина потерь мощности  $\bar{N}_i = \frac{N_i}{N}$  для центробежных насосов в зависимости от быстроходности  $n_s$  приводится на рис. 1. На рис. 1 принято обозначение:  $\bar{N}_d$  – относительные потери мощности дискового трения,  $\bar{N}_y$  – относительные потери мощности от утечек,  $\bar{N}_{y+n}$  – относительные потери мощности в подшипниках и уплотнениях.

В данной работе объектом исследования являются погружные центробежные насосы типа ЭЦН для добычи нефтяной продукции из скважин. На рис. 2 представлена схема конструкции ступени центробежного насоса типа ЭЦН5–80.

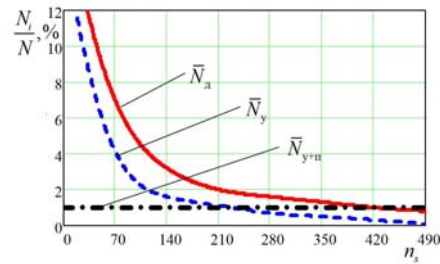


Рис. 1. Относительные потери мощности в зависимости от быстроходности  $n_s$  [1]

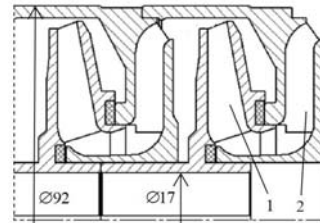


Рис. 2. Ступень насоса ЭЦН5–80:  
1 – рабочее колесо; 2 – направляющий аппарат

**Анализ литературы.** Информационный обзор показал малочисленность проводимых энергетических балансовых исследований для центробежных насосов типа ЭЦН. Так, например, в работе И. М. Васильева (1987 г) [2] проведен баланс напоров и потерь в ступени насоса ЭЦН5А-250. Автором указано, что «потери в рабочем колесе (РК) сравнительно мало зависят от режима работы и составляют почти 20% от теоретического напора. Потери в направляющем аппарате (НА) убывают с увеличением подачи, т.е. по мере уменьшения угла атаки направляющих лопаток. На расчетном режиме работы потери в НА сравнительно невелики около 12% от теоретического напора. Значительную долю потерь на частичных нагрузках составляют все виды механических потерь, так на режиме нулевой подачи они составляют около 50%; по мере увеличения подачи их доля падает и на расчетном режиме составляют менее 8%».

Интересные результаты балансовых испытаний для 3-х ступеней насоса представлены в обзорной работе департамента инновационных разработок АО «Новомет-Пермь» [3]. Проведено исследования для двух вариантов ступени СН-6-250 с фиксированными на валу рабочими колесами и с плавающими колесами. В работе выполнено разделение внутренних потерь энергии: дисковые потери – 6%; потери на трение в уплотнении и на втулке – 3%; потери гидравлические – 17,5%, потери на утечку 6,5% (для «распертой» ступени) и 0% – для «плавающей»; потери в индивидуальной пяте для «плавающей» ступени – 4%. На рис. 3 представлены эти результаты потерь мощности и КПД ступени насоса СН6-250-I графически. Необходимо отметить, что в работе авторов [3] проведено не только разделение потерь энергии на отдельные слагаемые, но и определены моменты скорости после рабочего колеса и после направляющего аппарата.



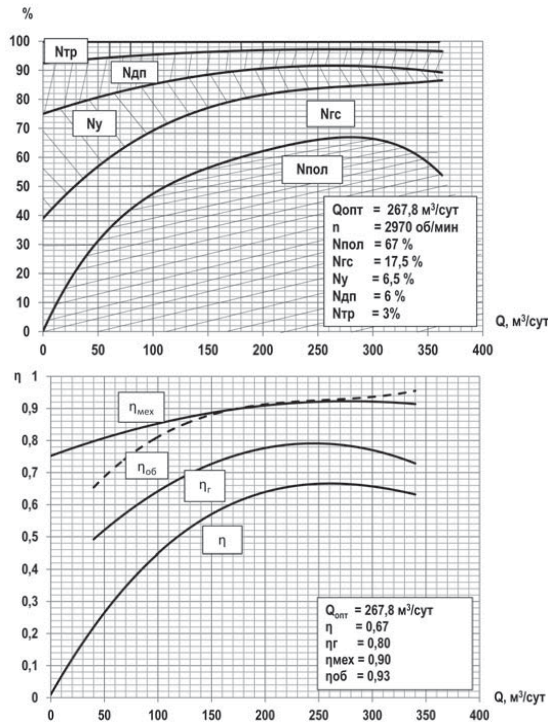


Рис. 3. Результаты балансовых исследований потерь мощности и КПД для насоса типа ЭЦН (СН6-250) [3]

Анализируя опубликованные работы, следует отметить, что доля механических потерь в общем балансе мощности насоса быстроходности  $n_s < 100$  на оптимальном режиме невелика (до 8%). Затраты мощности (дисковые потери) на трение боковых поверхностей рабочего колеса центробежного насоса могут составлять значительную долю в общем балансе энергии, особенно при малых коэффициентах быстроходности. Поэтому при расчете энергетического баланса центробежных насосов необходимо с высокой точностью определять величину данных потерь.

Также следует отметить особенности конструкции и условий эксплуатации погружных насосов типа ЭЦН. Первая особенность – ограничение диаметрального размера корпуса насоса в скважине ( $D_2 < 200 \text{ мм}$ ), что указывает на относительно малые поперечные размеры каналов ступени ЭЦН. Второй, существенной особенностью работы ЭЦН в нефтяных скважинах, является многофазность перекачиваемой продукции (вода, газ и нефть с различным объемным содержанием фаз). Вязкость эмульсии зависит от вязкости самой нефти, температуры, при которой получается эмульсия, количества воды, содержащейся в нефти, степени дисперсности, присутствия механических примесей.

В работе [4] представлен информационный обзор и анализ влияния состава перекачиваемой продукции на энергетические характеристики насоса. Было установлено, что для диапазона объемного содержания воды (обводненности) в продукции  $B = 40\text{--}80 \%$  реологические свойства водонефтяной смеси существенно отличаются от ньютоновской жидкости. Если учет реологического фактора (предельного напряжения сдвига и консистенции

перекачиваемой жидкости) игнорируется, то в результате необоснованный выбор насосного оборудования приводит к неоправданным энергетическим затратам и неудовлетворительной работе насосных установок.

**Цель работы** – провести анализ опубликованных работ по исследованию течения жидкости в области вращающего диска рабочего колеса и неподвижного корпуса центробежного насоса, оценить потери мощности дискового трения по полуэмпирическим зависимостям на примере ЭЦН5–80 для ньютоновской жидкости и для неньютоновской жидкости – водонефтяной эмульсии.

**Потери дискового трения в центробежном насосе для ньютоновской жидкости.** Теоретические и экспериментальные исследования дискового трения рабочих колес турбомашин были опубликованы в работах [5–10]. В работах было показано, что диски колес насосов нельзя рассматривать как свободный диск, вращающийся в неограниченном пространстве. Диски колес насосов вращаются в узких кожухах, ширина которых мала по сравнению с радиусом диска. В боковой полости («пазухе») между диском колеса и стенкой корпуса жидкость движется в окружном и радиальном направлениях. При этом на дисках появляются моменты трения. Кроме того, имеются моменты трения на наружных цилиндрических поверхностях дисков. Суммарную мощность трения этих поверхностей называют мощностью дискового трения.

Мощность трения дисков существенно зависит от направления радиального тока жидкости в «пазухе» и условий движения на границах полости. На рис. 4 представлена схема течения в зазоре между корпусом насоса и диском рабочего колеса.

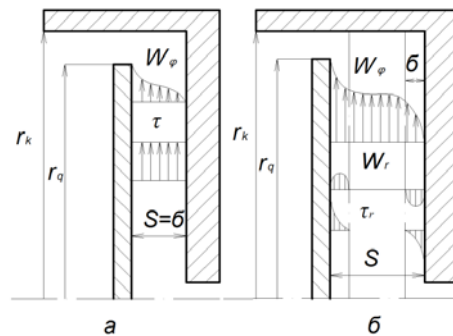


Рис. 4. Схема течения в зазоре между диском и корпусом: а – сомкнувшийся ПС; б – отдельные ПС;  $W_r$  – радиальная проекция скорости;  $W_\phi$  – окружная (условно показанная в той же плоскости) проекция скорости [11]

Анализ рис. 4, б показывает, что для отдельных пограничных слоев (ПС) радиальные составляющие скорости на диске и неподвижном кожухе направлены в противоположные стороны: течение жидкости около стенки направлено к центру, а на вращающемся диске от центра. Расчет дискового трения основывается на решении уравнения движения вязкой жидкости в боковой полости.

Первые фундаментальные исследования течения ньютоновской жидкости около вращающегося диска в кожухе были проведены Дорфманом Л. А. [5]. В работе представлены расчетные формулы, анализ экспериментальных исследований и полуэмпирических зависимостей других авторов, показано, что распределение окружной и радиальной составляющих скоростей в зазоре зависит от режима течения, толщины и состояния пограничных слоев. В работе были рассмотрены как ламинарный режим, так и турбулентный режим с сомкнувшимися пограничными слоями и раздельными.

В работе [8] (2014 г.) представлен сравнительный анализ эмпирических и аналитических методов вычисления момента сил трения диска современными средствами вычислительной гидродинамики (CFD). Авторами рекомендуется модель турбулентности SST для численного моделирования течения вязкой жидкости в «пазухе» центробежного насоса.

В работе [9] (2015 г.) представлены результаты CFD моделирования течения в «пазухе» и экспериментальные исследования насоса с  $n_s = 34$ , которые показали, что закрутка жидкости на выходе рабочего колеса влияет на величину момента сопротивления на дисках рабочего колеса. Т.е. при существенных перетоках через щелевые уплотнения жидкость, закрученная рабочим колесом, частично попадает в дисковую пазуху и отдает часть своей энергии обратно, рабочему колесу, что уменьшает момент дискового трения. В результате расчета было получено, что без учета закрутки потока в пазухе момент дисковых потерь составляет 1,2 Н·м, с учетом закрутки – 0,6 Н·м.

**Применение полуэмпирических формул для расчета дисковых потерь мощности.** Для ламинарных течений жидкости, когда пограничные слои смыкаются и распределение окружной скорости в зазоре подчиняется линейному закону (аналог течения Куэтта), задача определения потерь мощности на дисковое трение определяется следующим образом.

Потери мощности на одном диске равны:

$$N_d = \omega \cdot M_d, \quad (4)$$

где  $M_d$  – момент трения одного диска. Этот момент трения можно определить, проинтегрировав выражение для вязкого трения Ньютона по всей боковой поверхности диска. Тогда получим:

$$M_d = \int_{R_1}^{R_2} (\tau \cdot 2 \cdot \pi \cdot r^2) dr, \quad (5)$$

где  $R_1$  – радиус втулки;  $R_2$  – радиус выхода рабочего колеса,  $\tau$  – вязкое касательное напряжение для ньютоновской жидкости, которое вычисляется следующим образом:

$$\tau = \pm \mu \frac{du(y)}{dy}, \quad (6)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость жидкости;  $u(y)$  – распределение скорости жидкости в щели;  $y$  – осевая координата.

Для ламинарного течения в щели  $s$  можно принять закон изменения скорости линейным:

$$u(y) = \omega \cdot r \cdot \left( \frac{s-y}{s} \right). \quad (7)$$

Подставив (7) и (6) в (5), получим момент трения одного диска:

$$M_d = \frac{2\pi}{s} \int_{R_1}^{R_2} (\mu \cdot \omega \cdot (-1/s) \cdot r^3) dr. \quad (8)$$

Полученный результат после интегрирования формулы (8) подставляем в (4). Получаем потери мощности на одном диске:

$$N_d = \omega^2 \cdot \frac{\pi \cdot \mu}{2s} \cdot (R_2^4 - R_1^4). \quad (9)$$

Из формулы (9) следует, что мощность энергетических потерь от дискового трения зависит от величины осевого зазора.

Если принять обозначение:

$$Re_d = \frac{R_2 \cdot \omega}{v}, \quad (10)$$

то формула для расчета потерь мощности на один диск имеет классический вид:

$$N_d = \frac{1}{4} c_m \cdot \omega^3 \cdot \rho \cdot R_2 (R_2^4 - R_1^4), \quad (11)$$

где  $c_m$  – коэффициент момента трения для ламинарного течения (при  $Re_d \leq 10^4$ ):

$$c_m = 2\pi \frac{R_2}{s} \cdot \frac{1}{Re_d}. \quad (12)$$

Для турбулентного режима, когда еще не появляются отдельные пограничные слои на стенках диска и кожуха, в области чисел Рейнольдса  $10^4$ – $10^6$  в работе [5] предлагается степенная зависимость от числа Рейнольдса:

$$c_m = 0,0277 Re_d^{-0,2} \left( \frac{s}{R_2} \right)^{-0,2}. \quad (13)$$

Для оценочных расчетов предлагается формула не учитывающая влияния величины зазора [5]:

$$c_m = 0,0275 Re_d^{-0,2}. \quad (14)$$

На рис. 5 представлено изменение коэффициента момента трения от числа Рейнольдса  $c_m = f(Re_d)$ .

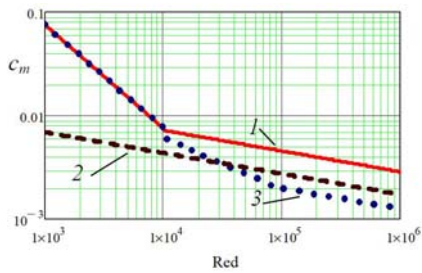


Рис 5. Зависимости  $c_m = f(Re_d)$  :

1 – по формулам (12) и (13); 2 – модифицированная формула Колпакова Л. Г. [10]; 3 – по формуле (14).

Анализируя рис. 5, можно только подтвердить утверждения многих авторов о необходимости тщательно подходить к моделированию течения в зазоре «пазух» – учитывать режимы течения, ПС, перетоки из зон высокого давления, закрутки потока за РК, конструкцию щелей и т.д.

**Анализ реологических характеристик водонефтяной эмульсии.** В большом количестве задач классической механики вязких несжимаемых жидкостей используется линейный закон связи тензора вязких напряжений  $\tau$  с тензором скоростей сдвига  $S_{i,j} = \dot{\gamma}$  (скорость деформации). Однако, многие жидкости, участвующие в технологических процессах, при своем течении проявляют нелинейность вязкости, а также другие свойства, такие как пластичность, упругость.

Авторами в работе [4] проведен анализ промышленных реологических характеристик нефтяной продукции скважины. Результаты, представленные в табл. 1., показывают, что исследуемая ВНЭ при объемной доле содержания воды в нефтяной продукции в диапазоне  $B = 0,3 - 0,83$ , относится к неньютоновским жидкостям – типу Гершеля-Балкли:

$$\tau = \tau_0 + K \cdot \dot{\gamma}^n, \quad (15)$$

где  $\tau_0$  – предел текучести при скорости сдвига  $\dot{\gamma}$  равном нулю;  $K$  – мера консистенции жидкости, Па·с;  $n$  – показатель, который характеризует степень отклонения неньютоновской жидкости от ньютоновской.

Таблица 1 – Обобщенные параметры промышленных данных [12]

$B, \%$	20	30	45	60	70	77	83	95
$K, \text{Па}\cdot\text{с}$	0,02	0,25	1,8	5	9	10	0,6	$10^{-6}$
$n$	1	0,75	0,53	0,5	0,48	0,45	0,7	1
$\tau_0, \text{Па}$	0	0	0	0	3	10	7	0

Получено, что с увеличением объемной доли воды в нефтяной продукции  $B$ , вязкость эмульсии возрастает и достигает максимума при критическом значении  $B_{инв}$ , характерной для данного месторождения. При дальнейшем увеличении  $B$

вязкость эмульсии резко уменьшается. Критическое значение обводненности  $B_{инв}$ , при котором происходит обращение фаз, т.е. эмульсия типа  $B/H$  превращается в эмульсию типа  $H/B$  (см. рис. 6), называется точкой инверсии ВНЭ [4, 12, 13].

Плотность эмульсии можно рассчитать, если известны плотность нефти и воды и их содержание в эмульсии, по следующей формуле:

$$\rho_{см} = \rho_n(1 - B) + \rho_v \cdot B, \quad (16)$$

где  $\rho_v, \rho_n$  – плотности воды и нефти, соответственно;  $B$  – содержание воды в нефти в объемных долях.

**Модель обобщенной ньютоновской жидкости.**

В данной работе при описании гидродинамических процессов неньютоновской жидкости принята модель обобщенной ньютоновской жидкости [14]. Основные уравнения математической модели (ММ) стационарного движения обобщенной ньютоновской жидкости не отличаются от классической ММ ньютоновской жидкости. Для обобщенной ньютоновской модели тензор вязких напряжений  $\tau$  определяется следующим образом:

$$\tau = \mu_{ef} \cdot S_{i,j}, \quad (17)$$

где  $\mu_{ef}$  – эффективная или кажущаяся молекулярная вязкость ВНЭ;  $S_{i,j} = \dot{\gamma}$  – тензор скоростей деформации:

$$S_{i,j} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right).$$

Аппроксимирующее выражение для эффективной вязкости на случай течения жидкости Гершеля-Балкли вводится следующим образом [14]:

$$\mu_{ef} = \frac{\left[ k_v \dot{\gamma}^n + \tau_0 \left( 1 - \exp\left( -\frac{m\dot{\gamma}}{\dot{\Gamma}} \right) \right) \right]}{\dot{\gamma}}, \quad (18)$$

где  $m$  – экспоненциальный множитель (принимает от 500 до 1000),  $\dot{\Gamma}$  – характерная скорость сдвига. Для ступени ЭЦН значение характерной скорости сдвига  $\dot{\Gamma}$  вычисляется по формуле:

$$\dot{\Gamma} = \frac{8U_2}{D_2}, \quad (19)$$

где  $D_2$  – диаметр выхода РК насоса;  $U_2$  – окружная скорость на выходе из рабочего колеса.

На рис. 6 представлены обобщенные результаты обработки экспериментальных данных трех месторождений [4, 12] – зависимости эффективной вязкости от водосодержания  $\mu_{ef} = f(B)$ , где  $B_{инв}$  – значение точки инверсии водонефтяной эмульсии.



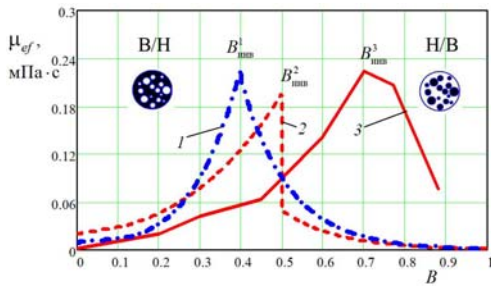


Рис. 6. Зависимость эффективной вязкости от водосодержания  $\mu_{ef} = f(B)$ :  
 1 –  $B_{инв} = 0,4$ ; 2 –  $B_{инв} = 0,5$ ; 3 –  $B_{инв} = 0,7$

В работе [4] авторами дана обобщенная формула расчета эффективной вязкости для реальных пластовых условий на приеме насоса: давления, температуры, содержания газа и воды в нефтяной продукции, а также учитывает основные свойства флюидов в нормальных условиях (плотность, вязкость, коэффициенты растворимости и сжимаемости).

**Модель обобщенного числа Рейнольдса.** Эта модель получила широкое распространение при исследовании вязкопластичных жидкостей в трубах и плоских щелях. Это классические работы Букингема и Рейнера, Хедстрема, А. Х. Мирзаджанзаде и др.

В работе [11] проведены экспериментальные исследования по определению дисковых потерь в зазоре между вращающимся диском и стенкой корпуса центробежного насоса. Экспериментально было установлено, что реологический закон исследуемой жидкости (осадки сточных вод) описывается уравнением Шведова-Бигмана:

$$\tau = \tau_0 + \mu \cdot \dot{\gamma}. \quad (20)$$

Автором работы [11] было предложено и экспериментально подтверждено, что для данного типа вязкопластичной жидкости при расчете потерь дискового трения можно пользоваться общепринятыми формулами для ньютоновских жидкостей с подстановкой в них обобщенного числа Рейнольдса:

$$Re^* = \frac{Re}{1 + \frac{4}{3} \cdot Se}, \quad (21)$$

где  $Se$  – критерий Сен-Венана  $Se = \frac{\tau_0 \cdot S}{u \cdot \mu}$ .

Однако, для жидкости типа Гершеля Балкли моделью обобщенного числа Рейнольдса (21) пользоваться нельзя, т.к. критерий Сен-Венана не учитывает особенности формулы (15).

**Результаты расчета мощности дискового трения для ньютоновской и неньютоновской жидкости.** Для погружных насосов ЭЦН4, ЭЦН5, ЭЦН5А с габаритами  $D_2 < 100$  мм соблюдаются условия рассмотренной выше расчетной схемы при определении дисковых потерь: обод рабочего колеса

имеет цилиндрические поверхности, зазор пазух относительно мал –  $s/R_2 = 0,03 - 0,08$ ; коэффициент быстроходности  $n_s = 60 - 100$ . Потерями на дисковое трение по торцовым поверхностям для данного класса насосов ( $b_2/R = 0,03 - 0,08$ ) можно пренебречь. Поправка, учитывающая протечку в пазухе, в связи относительно малой ее величиной (до 5%), в данной работе не рассматривается.

Как указывалось выше, для учета влияния нелинейности модели вязкой жидкости для обобщенной модели достаточно определить эффективную вязкость по формуле (18). Далее, по расчетной формуле (10), следует пересчитать текущее значение числа Рейнольдса для заданного значения эффективной вязкости. По аналогии с ньютоновской жидкостью рассчитываются соответствующие значения коэффициентов момента трения  $c_m$  и потери мощности на трение. На рис.7 представлена зависимость изменения числа Рейнольдса  $Re_d$  от водосодержания ВНЭ при заданных пластовых условиях (вязкость дегазированной нефти 20 мПа·с, плотность воды 1100 кг/м<sup>3</sup>, объемное содержание газа в продукции 15%, давление на приеме насоса – 4 МПа, давление насыщения газом нефти – 9 МПа). Значение точки инверсии ВНЭ равно  $B_{инв} = 0,5$ .

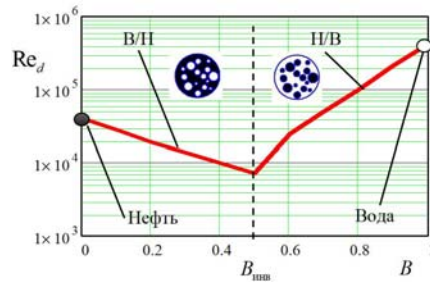


Рис. 7. Зависимость  $Re_d(B)$

Таким образом, для ВНЭ в зоне точки инверсии нефтяной смеси  $B_{инв} = 0,5$  для незначительного значения вязкости пластовой нефти ( $\mu_{пл} = 11$  мПа·с) режим течения в щели изменится на ламинарный ( $Re_d < 10^4$ ), что приведет к увеличению дисковых потерь.

Определим составляющую механического КПД – КПД дискового трения  $\eta_{мех}^d(v)$  при различных значениях вязкости:

$$\eta_{мех}^d(v) = \frac{N_T \cdot \eta_{мех}^d(v_B)}{[N_T + \Delta N_d(v) \cdot \eta_{мех}^{y+п}(v_B) \cdot \eta_{мех}^d(v_B)]} \quad (22)$$

$\eta_{мех}^d(v_B)$  – КПД механический, учитывающий только дисковые потери для воды;  $\eta_{мех}^{y+п}(v_B)$  – КПД механический, учитывающий потери в уплотнениях и подшипниках, принимаем величиной постоянной,  $\eta_{мех}^{y+п}(v_B) = 0,95$ ;  $\Delta N_d(v)$  – изменение потерь мощности дискового трения при изменении вязкости продукции;  $N_T$  – теоретическая мощность.

Ориентировочно для воды на оптимальном режиме работы насоса, по Ломакину, примем:

$$\eta_{\text{мех}}^{\text{д}}(v_{\text{в}}) = \frac{1}{1 + 820/n_s^2} \quad (23)$$

Величину  $\Delta N_{\text{д}}(v)$  – изменение потери мощности при увеличении вязкости (относительно воды), можно определить соотношением:

$$\Delta N_{\text{д}}(v) = N_{\text{д}}(v) - N_{\text{д}}(v_{\text{в}}) \quad (24)$$

Используя значения  $\eta_{\text{мех}}^{\text{д}}(v)$  можно пересчитать механический КПД:

$$\eta_{\text{мех}}(v) = \eta_{\text{мех}}^{\text{д}}(v) \cdot \eta_{\text{мех}}^{\text{вп}}(v_{\text{в}}) = \frac{N_{\text{т}}}{[N_{\text{т}} + N_{\text{мех}}(v)]} \quad (25)$$

На рис. 8 представлены расчетные зависимости изменения потерь мощности  $\Delta N_{\text{д}}(v)$  при увеличении вязкости. Расчет потерь мощности проводился для трех расчетных формул коэффициента трения  $c_m$ : 1 – по формулам (12–13); 2 – модифицированная формула Колпакова Л. Г. [10]; 3 – по формуле (14).

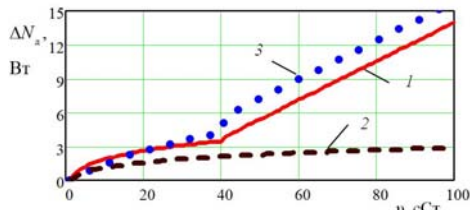


Рис. 8. Зависимости изменение мощности  $\Delta N_{\text{д}}(v)$  при увеличении вязкости по трем расчетным формулам  $c_m = f(\text{Re}_d)$

Зависимости потерь мощности и механического КПД дискового трения от числа Рейнольдса  $N_{\text{д}} = f(\text{Re}_d)$  представлены на рис. 9.

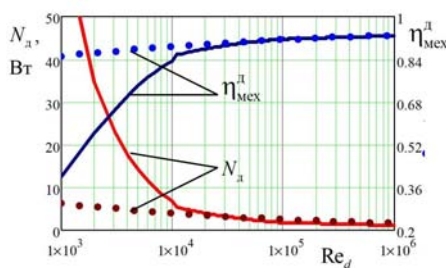


Рис. 9. Зависимости  $N_{\text{д}} = f(\text{Re}_d)$  и  $\eta_{\text{мех}}^{\text{д}} = f(\text{Re}_d)$

Тип линий на рис. 9 соответствует: точками – коэффициент момента трения  $c_m$  зависит только от числа Рейнольдса, формула (14); сплошная – модифицированная формула Колпакова Л. Г. [10].

**Выводы.** В работе проведен анализ теоретических и экспериментальных исследований потерь мощности на дисковое трение рабочих колес центробежного насоса. В работе представлены обобщенные результаты реологических характеристик водонефтяной продукции для трех нефтяных месторождений [4, 12]. Анализ показал, что

водонефтяная продукция при объемном содержании воды в ней от 40 % до 80 %, относится к жидкости типа Гершеля-Балкли с нелинейными свойствами вязкости – формула (15). Для прогнозирования энергетических характеристик центробежных насосов, перекачивающих ВНЭ, предложено использовать обобщенную модель ньютоновской жидкости. Рассмотрена формула (18) для определения эффективной вязкости данной модели жидкости. Установлено, что эффективная вязкость в зоне инверсии  $V_{\text{инв}}$  многократно увеличивается – рис. 5. Учет нелинейности свойств вязкости ВНЭ показал, что потери мощности на дисковое трение в центробежном насосе увеличиваются на 4–5 %. Результаты расчета потерь мощности и механического КПД представлены для ступени насоса типа ЭЦН5–80.

#### Список литературы

1. Михайлов А. К., Малюшенко В. В. *Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование*. Москва: Машиностроение, 1977. 288 с.
2. Васильев В. М. *Совершенствование погружных нефтяных центробежных насосов: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.04.03 «Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, систем кондиционирования и жизнеобеспечения»*. Москва, 1984. 24 с.
3. Агеев Ш. Р., Дружинин Е. Ю., Григорян Е. Е. Балансовые испытания ступеней погружных лопастных насосов для добычи нефти. *Бурение и нефть*. 2016. № 7–8. С. 46–51.
4. Шевченко Н. Г., Шудрик А. Л., Коваль Е. С., Дорошенко А. В. Учет реологических свойств водонефтяной эмульсии на производительность центробежных насосов. *Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Серия: Гидравлические машины та гидроагрегати*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2018. № 17(1293). С. 58–65.
5. Дорфман Л. А. *Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел*. Москва: Физматгиз, 1960. 260 с.
6. Байбииков А. С. К расчету потерь на дисковое трение в турбомашинах. *Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. Сер.: Энергетика*. 1971. № 1. С. 115–119.
7. Алексапольский Д. Я., Малюшенко В. В., Ржебаева Н. К. Определение мощности дискового трения в насосах с низким  $n_s$  с учетом радиального расходного течения и закрутки потока. *Вестник Харьковского политехнического института: сб. науч. тр.* Харьков: Вища школа, 1977. № 11: Гидравлические машины. С. 80–85.
8. Афанасьев А. А., Ковалев А. В. К определению момента сил трения диска, вращающегося в ограниченном пространстве, заполненном вязкой несжимаемой жидкостью. *Вестник ВГУ: сб. науч. тр. Сер.: Физика. Математика*. 2014. № 4 С. 94–101.
9. Ломакин В. О., Чабурко П. С. Влияние закрутки потока на гидравлический КПД насоса. *Инженерный вестник*. 2015. № 10. С. 4. URL: <http://engsi.ru/doc/820781> (дата обращения 02.06.2017).
10. Ржебаева Н. К., Ржебаев Э. Е. *Расчет и конструирование центробежных насосов*. Сумы: СумГУ, 2009. 220 с.
11. Морозов А. В., Бабкин В. Ф. Пересчет характеристик центробежных насосов с воды на суспензии *Изв. Юго-Западного государственного университета. Сер.: Техника и технологии*. 2013. № 4. С. 113–116.
12. Лосев А. П. *Установление структурных и реологических характеристик промышленных водонефтяных эмульсий: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 25.00.17 «Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений»*. Москва, 2011. 24 с.
13. Уразков К. Р., Богомольный Е. И., Сейтпагамбетов Ж. С. *Насосная добыча высоковязкой нефти из наклонных и обводненных скважин*. Москва: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2003. 303 с.
14. Гаврилов А. А. *Вычислительные алгоритмы и комплекс программ для численного моделирования течений неньютоновских жидкостей в кольцевом канале: автореф. дис.*

на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.13.18 «Математическое моделирование, численные методы и комплексы программ». Новосибирск, 2014. 19 с.

#### References (transliterated)

- Mikhaylov A. K., Maluyshenko V. V. *Lopastnye nasosy. Teoriya, raschet i konstruirovaniye* [Vane pumps. Theory, calculation and design]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 1977. 288 p.
- Vasil'ev V. M. *Sovershenstvovanie pogrzhnykh neftyanykh tsebrobeznykh nasosov: avtoref. dys. kand. tekhn. nauk: spets. 05.04.03 "Mashiny i apparaty, protsessy kholodil'noy i kriogennoy tekhniki, sistem konditsionirovaniya i zhizneobespecheniya"* [Improving submersible oil centrifugal pumps. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.04.03 "Machines and devices, processes of refrigeration and cryogenic equipment, air conditioning systems and life support"]. Moscow, 1984. 24 p.
- Ageev Sh. R., Druzhinin E. Yu., Grigoryan E. E. Balansovye ispytaniya stupeney pogrzhnykh lopastnykh nasosov dlya dobychi nefi. [Balance tests of submersible vane pumps for oil extraction]. *Burenie i nefi'*. 2016, no 7–8, pp. 46–51.
- Shevchenko N. G., Shudrik A. L., Koval' E. S., Doroshenko A. V. Uchet reologicheskikh svoystv vodonefyanoy emul'sii na proizvoditel'nost' tsebrobeznykh nasosov [Accounting for the rheological properties of water-oil emulsion on the performance of centrifugal pumps]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 17 (1293), pp. 58–65.
- Dorfman L. A. *Gidrodinamicheskoe soprotivlenie i teplootdacha vrashchayushchikhsya tel* [Hydrodynamic resistance and heat transfer of rotating bodies]. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1960. 260 p.
- Baybikov A. S. K raschetu poter' na diskovoe trenie v turbomashinakh [To the calculation of losses for disc friction in turbomachines]. *Izvestiya vyssh. ucheb. zavedeniy i energ. ob'edineniy SNG. Seriya: Energetika*. 1971, no 1. pp. 115–119.
- Aleksapol'skiy D. Ya., Maluyshenko V. V., Rzhebaeva N. K. Opredeleniye moshchnosti diskovogo treniya v nasosakh s nizkim  $n_s$  s uchedom radial'nogo raskhodnogo techeniya i zakrutki potoka [Determination of disk friction power in pumps with low  $n_s$  taking into account radial flow and swirling flow]. *Vestnik Khar'kovskogo politekhnicheskogo instituta: sb. nauch. tr.* [Bulletin of the Kharkov Polytechnic Institute: a collection of scientific papers]. Kharkov, Vyshha shkola Publ., 1977, no 11: Gidravlicheskie mashiny [Hydraulic machines], pp. 80–85.
- Afanas'ev A. A., Kovalev A. V. K opredeleniyu momenta sil treniya diska, vrashchayushchegosya v ogranichenom prostranstve, zapolnennom vyazkoy neszhimaemoy zhidkost'yu [To the determination of the moment of friction forces of a disk rotating in a confined space filled with a viscous incompressible fluid]. *Vestnik VGU: sb. nauch. tr. Seriya.: Fizika. Matematika* [Bulletin of the VGU: a collection of scientific papers. Series: Physics. Maths]. 2014, no 4, pp. 94–101.
- Lomakin V. O., Chaburko P. S. Vliyanie zakrutki potoka na gidravlicheskiy KPD nasosa [The effect of flow swirl on the hydraulic efficiency of the pump]. *Inzhenernyy vestnik*. 2015, no 10. p. 4. Available at: <http://engsi.ru/doc/820781> (accessed 02.06.2017).
- Rzhebaeva N. K., Rzhebaev E. E. *Raschet i konstruirovaniye tsebrobeznykh nasosov* [Calculation and design of centrifugal pumps]. Sumy, SumGU Publ., 2009. 220 p.
- Morozov A. V., Babkin V. F. Pereschet kharakteristik tsebrobeznykh nasosov s vody na suspenzii [Recalculation of characteristics of centrifugal pumps from water to suspension]. *Izvestiya Yugo-Zapadnogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Tekhnika i tekhnologii*. 2013, no 4, pp. 113–116.
- Losev A. P. *Ustanovlenie strukturnykh i reologicheskikh kharakteristik promyslovykh vodonefyanoykh emul'siy: avtoref. dys. kand. tekhn. nauk: spets. 25.00.17 "Razrabotka i ekspluatatsiya neftyanykh i gazovykh mestorozhdeniy"* [Establishment of structural and rheological characteristics of field water-oil emulsions. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 25.00.17 "Development and operation of oil and gas fields"]. Moscow, 2011. 24 p.
- Urazakov K. R., Bogomol'nyy E. I., Seytpagametov Zh. S. *Nasosnaya dobycha vysokovyazkoy nefi iz naklonnykh i obvodnennykh skvazhin*. [Pumped production of highly viscous oil from inclined and watered wells]. Moscow, OOO Nedra-Biznesstsent Publ., 2003. 303 p.
- Gavrilov A. A. *Vychislitel'nye algoritmy i kompleks programm dlya chislennogo modelirovaniya techeniy nen'yutonovskikh zhidkostey v kol'tsevom kanale: avtoref. dys. kand. tekhn. nauk: spets. 05.13.18 "Matematicheskoe modelirovaniye, chislennyye metody i kompleksy programm"* [Computational algorithms and software package for the numerical modeling of non-Newtonian fluids in a circular channel. Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.13.18 "Mathematical modeling, numerical methods and program complexes"]. Novosibirsk, 2014. 19 p.

Поступила (received) 19.11.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

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

**Дранковський Віктор Едуардович (Дранковский Виктор Эдуардович, Drankovskiy Viktor Eduardovich)** – 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](mailto:drankovskiy50@ukr.net).

**Коваль Олена Сергіївна (Коваль Елена Сергеевна, Koval Olena Serhiyivna)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1858-1336>; e-mail: [elenakoval86@ukr.net](mailto:elenakoval86@ukr.net).

**Косоруков Олександр Володимирович (Косоруков Александр Владимирович, Kosorukov Alexandr Vladimirovich)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2854-2667>; e-mail: [kosorukov.alexandr@gmail.com](mailto:kosorukov.alexandr@gmail.com).

УДК 621.621.646.49

**М. Б. МАРАХОВСКИЙ, А. И. ГАСЮК****МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ. ЧАСТЬ 2.**

Предложена математическая модель сопротивления в безразмерной полиномиальной форме, описывающая поведение коэффициентов отдельных видов потерь в зависимости от режимных параметров гидротурбины и геометрических параметров проточной части. Принята схема разделения потерь энергии по элементам проточной части: потери в подводе (спиральная камера, статор и направляющий аппарат), рабочем колесе, и отсасывающей трубе. Кроме того, потери разделяются по категориям в зависимости от их физической природы. В лопастных системах выделяют профильные потери (это потери энергии, возникающие при безударном обтекании профиля), «ударные» потери (потери на отрыв потока при несовпадении действительного угла натекания потока на профиль и угла безударного обтекания). Выделяют также кромочные потери (потери возникающие за счет обтекания выходной кромки конечной толщины) и концевые потери, возникающие за счет перетекания жидкости на концах профиля из зоны высокого давления в зону низкого давления. В отсасывающей трубе рассчитываются потери трения и потери энергии, от возникающего за рабочим колесом осевого вихря. Каждый вид потерь зависит от набора геометрических и режимных параметров. Такая форма представления модели удобна, как для проведения численного исследования влияния геометрических параметров проточной части, так и проведения оптимизационных расчетов. Модель позволяет исследовать влияние отдельных видов потерь на гидродинамические характеристики проточной части радиально-осевой гидротурбины. Приведенные данные позволяют использовать разработанную модель сопротивления для построения теоретической универсальной характеристики турбины. Полиномиальный вид модели позволяет провести оптимизационные расчеты проточной части аналитическим методом. Полученные данные сопоставлялись с результатами экспериментальных исследований для высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. Результаты позволяют судить о хорошем совпадении расчетных и экспериментальных данных.

**Ключевые слова:** коэффициент потерь, проточная часть, режимные параметры гидротурбины, математическая модель, гидродинамические характеристики, радиально-осевая гидротурбина, модель сопротивления.

**М. Б. МАРАХОВСЬКИЙ, О. І. ГАСЮК****МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ ГІДРОТУРБИНИ. ЧАСТИНА 2.**

Запропонована математична модель опору в безрозмірній поліноміальній формі, що описує поведінку коефіцієнтів окремих видів втрат залежно від режимних параметрів гідротурбіни і геометричних параметрів проточної частини. Прийнята схема розділення втрат енергії по елементах проточної частини: втрати в підводі (спіральна камера, статор і направляючий апарат), робочому колесі, і відсмоктуючій трубі. Крім того втрати розділяються по категоріях залежно від їх фізичної природи. У лопатевих системах виділяють профільні втрати (це втрати енергії, що виникають при безударному обтіканні профілю), «ударні» втрати (втрати на відрив потоку при неспівпаданні дійсного кута натікання потоку на профіль і кута безударного обтікання). Виділяють також кромочні втрати (втрати виникають за рахунок обтікання вихідної кромки кінцевої товщини) і кінцеві втрати, що виникають за рахунок перетікання рідини на кінцях профілю із зони високого тиску в зону низького тиску. У відсмоктуючій трубі розраховуються втрати тертя і втрати енергії, від осьового вихору, що виникає за робочим колесом. Кожен вид втрат залежить від набору геометричних і режимних параметрів. Така форма представлення моделі зручна, як для проведення чисельного дослідження впливу геометричних параметрів проточної частини, так і проведення оптимізаційних розрахунків. Модель дозволяє досліджувати вплив окремих видів втрат на гідродинамічні характеристики проточної частини радіально-осьової гідротурбіни. Приведені дані дозволяють використовувати розроблену модель опору для побудови теоретичної універсальної характеристики турбіни. Поліноміальний вигляд моделі дозволяє провести оптимізаційні розрахунки проточної частини аналітичним методом. Отримані дані зіставлялися з результатами експериментальних досліджень для високонапірної радіально-осьової гідротурбіни. Результати дозволяють судити про хорошу відповідність розрахункових і експериментальних даних.

**Ключові слова:** коефіцієнт втрат, проточна частина, режимні параметри гідротурбіни, математична модель, гідродинамічні характеристики, радіально-осьова гідротурбіна, модель опору.

**М. В. MARAKHOVSKY, A. I. GASYUK****MATHEMATICAL MODEL OF HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE ELEMENTS OF THE FLOWING PART OF THE RADIAL-AXIAL HYDROTURBINE. PART 2.**

The mathematical model of resistance in a dimensionless polynomial form, describing behavior of coefficients of separate types of losses depending on the regime parameters of hydro-turbine and geometrical parameters of running part, is offered. The chart of division of losses of energy is accepted on the elements of running part: losses in a cart (spiral chamber, stator and directing vehicle), driving wheel, and draft tube. In addition, losses are divided on categories depending on their physical nature. In the blade systems distinguish profile losses (it is losses energies a rising up at the unstressed flowing around of profile), "shock" losses (losses on tearing away of stream at the lack of coincidence of actual corner of accumulating of stream on a profile and corner of the unstressed flowing around). Distinguish edge losses (losses arising up due to flowing around of output edge of eventual thickness) and end-capping losses, arising up due to flowing of liquid and profile ends from a zone high-pressure in the zone of LP, also. The losses of friction and loss of energy settle accounts in a draft tube, from arising up after a driving wheel axial whirlwind. Every type of losses depends on the set of geometrical and regime parameters. Such form of presentation of model is comfortable, both for realization of numeral research of influence of geometrical parameters of running part and realizations of optimization calculations. A model allows to investigate influence of separate types of losses on hydrodynamic descriptions of running part of radially-axial hydro-turbine. Cited data allow to use the worked out model of resistance for the construction of theoretical universal description of turbine. The polynomial type of model allows to conduct the optimization calculations of running part an analytical method. The obtained data were compared with the results of experimental researches for a high-pressure radially axial hydroturbine. Results allow to judge about good accordance of calculation and experimental data.

**Key words:** loss factor, flowing part, regime parameters of a hydro turbine, mathematical model, hydrodynamic characteristics, radial-axial hydro turbine, resistance model.



**Введение.** В предыдущей части статьи [1] было показано, что важнейшими гидродинамическими характеристиками проточной части являются коэффициенты теоретического напора  $K_{HT}$  и коэффициенты сопротивлений  $K_h$ .

От этих коэффициентов зависят основные параметры гидротурбины, определяющие энергетические и кавитационные качества: КПД, мощность, коэффициент кавитации и др.

В работах [2–4] получены зависимости коэффициента теоретического напора от геометрических и режимных параметров:

$$K_{HT} = f\left(\frac{\bar{\Gamma} D}{Q}, K_Q, L'_{pk}\right). \quad (1)$$

Построим модели сопротивления элементов проточной части – зависимости коэффициента сопротивления от геометрических и режимных параметров в безразмерной форме:

$$k_h = f\left(\frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q}, K_Q, L'_k\right), \quad (2)$$

**Основная часть.** В соответствии с условным делением проточной части, к подводу относят: спиральную камеру, статор и направляющий аппарат.

Коэффициент потерь в подводе будет равен:

$$K_{hпод} = K_{hск} + K_{hст} + K_{hна}. \quad (3)$$

где  $K_{hск}$  – коэффициент потерь в спиральной камере,

$K_{hст}$  – коэффициент потерь в статоре,

$K_{hна}$  – коэффициент потерь в направляющем аппарате.

В связи со сложной структурой потока в спиральной камере для определения потерь в ней используется гидравлический подход. Коэффициент сопротивления практически остается постоянным при изменении режима турбины. Из-за отсутствия достаточно надежных расчетных методов оценки потерь трения в спирали следует воспользоваться опытными данными.

Потери в спирали могут быть представлены в виде:

$$K_{hсп} = \zeta_{сп} \frac{C_{вх}^2}{2g} \quad (4)$$

где  $C_{вх}$  – средняя скорость во входном сечении спиральной камеры.

Коэффициент  $\zeta_{сп}$  определяется по опытными данным [3]. Для металлических камер с круглым поперечным сечением он может быть принят в диапазоне  $\zeta_{сп}=0,15-0,25$ . Коэффициент сопротивления  $K_{hсп}$  выражается в зависимости от  $\zeta_{сп}$  по формуле:

$$K_{hсп} = \frac{gh_{сп} D^4}{Q^2} = g \left(\frac{h_{сп}}{H}\right) \frac{D^4 H}{Q^2 D^4} = \zeta_{сп} \frac{1}{2F_{вх}'^2} \quad (5)$$

$$F_{вх}' = \frac{F_{вх}}{D^2}, \quad (6)$$

где  $F_{вх}$  – площадь входного сечения спиральной камеры.

Коэффициенты сопротивления в направляющем аппарате и статоре определяются суммированием коэффициентов потерь трения, кромочных, концевых и ударных, полученных в соответствии с вышеизложенной методикой [1, 5] при  $\omega = 0$ .

В целом модель сопротивления подвода будет иметь вид:

$$K_{hпод} = \frac{\zeta_{сп}}{2F_{вх}'^2} + \pi D^4 \left[ \int_0^l \zeta_{тр} (1 + \text{ctg}^2 \beta_2^*) B^3 \cos \delta r_2 dl + \right. \\ \left. + 0,2 \int_0^l \frac{\Delta_{кр} r_2 \cos \delta}{t_2 \sin \beta_2} B^3 dl \right]_{ст} + \\ + \pi D^4 \left[ 2 \int_0^l \frac{t_2 r_2 \cos \delta \zeta_{тр}}{b_2 \sin \beta_2} B^3 dl + \right. \\ \left. + k \int_0^l (\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \beta_{2\delta\delta})^2 \left(\frac{\delta_2 r_2}{\delta_1 r_1}\right)^2 r_2 \cos \delta B^3 dl \right]_{ст} + \\ + \pi D^4 \left[ \int_0^l \zeta_{тр} (1 + \text{ctg}^2 \beta_2^*) B^3 \cos \delta r_2 dl + \right. \\ \left. + 0,2 \int_0^l \frac{\Delta_{кр} r_2 \cos \delta}{t_2 \sin \beta_2} B^3 dl \right]_{на} + \\ + \pi D^4 \left[ 2 \int_0^l \frac{t_2 r_2 \cos \delta \zeta_{тр}}{b_2 \sin \beta_2} B^3 dl + \right. \\ \left. + k \int_0^l (\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \beta_{2\delta\delta})^2 \left(\frac{\delta_2 r_2}{\delta_1 r_1}\right)^2 r_2 \cos \delta B^3 dl \right]_{на}, \quad (7)$$

Рассмотрим модель сопротивлений участка проточной части, включающего рабочее колесо и отвод.

В число учитываемых расчетом потерь для радиально-осевого рабочего колеса вошли следующие их категории: профильные, концевые и кромочные.

Профильные потери в решетке рабочего колеса (без учета отрыва потока) определяются на основе структурной формулы [1]. Здесь явно выделены: кинематическая часть, зависящая только от потока на выходе, густота решетки  $l/t$  и значение интеграла  $I$ , связанное с распределением относительных скоростей по обеим сторонам профиля.

Угол потока в относительном движении на выходе из рабочего колеса рассчитывается в зависимости от режимных параметров по уравнению кинематической связи [6, 2]

Расчетные данные о структуре потока на входной кромке дают возможность оценить ударные потери, связанные с отрывом потока на входе в решетку и

вызванные несоответствием геометрии входной части профиля направлению набегающего потока. Коэффициент ударных потерь вычисляется по формуле [7]. Величина коэффициента смятения удара  $k$ , зависит от толщины входной кромки и тем меньше единицы, чем больше радиус скругления входной кромки. Кроме того, величина  $k$  уменьшается с уменьшением числа лопастей. Для радиально-осевых рабочих колес:  $k = 0,6-0,8$  [8].

Введение в рассмотрение потерь из-за отрыва потока на входных кромках лопастей позволяет учесть так же увеличение профильных потерь за счет пиков скоростей, появляющихся при отклонении набегающего потока от направления безотрывного обтекания. Поэтому при расчете баланса потерь с учетом потерь на отрыв потока следует для всех режимов рассчитывать профильные потери исходя из одного и того же минимального значения  $I$ , соответствующего режиму безотрывного обтекания [9].

Кромочные потери включают сопротивления, вызванные отрывным обтеканием выходной кромки конечной толщины и потери, которые имеют место при выравнивании вязкого потока за решеткой.

Концевые потери, учитываемые расчетом, обусловлены перетеканием жидкости со стороны давления на сторону разряжения. Точный расчет этих потерь весьма сложен, поэтому для расчета коэффициента концевых потерь используется приближенная формула [10].

В результате суммирования коэффициентов сопротивлений в рабочем колесе получаем функциональную зависимость коэффициента потерь рабочего колеса от режимных и геометрических параметров.

$$K = f(K, \operatorname{ctg}\alpha, L), \quad (8)$$

В развернутом виде выражение имеет вид (9).

К потерям энергии непосредственно в отсасывающей трубе относятся внутренние потери, являющиеся потерями в пограничном слое на стенках отсасывающей трубы.

Потери на выходе из отсасывающей трубы, хотя и зависят от геометрических параметров выходного сечения, однако, в большей степени определяются распределением скоростей выходящего из отсасывающей трубы потока, которое зависит в основном от режима работы турбины и геометрии лопастей рабочего колеса.

$$h_{\text{ц}} = \frac{1}{Q} \int \frac{C_{2u}^2}{2g} dQ; \quad (13)$$

Вихревые потери, так же обусловленные режимом работы и геометрией лопастей, практически мало зависят от формы и размеров отсасывающей трубы. Вместе с тем, учитывая место проявления выходных и вихревых потерь, относим их так же к потерям в отсасывающей трубе.

Внутренние и выходные потери в отсасывающих трубах рассмотрены в работах [11], [3], где показано, что в первом приближении, пренебрегая неравномерностью потока на выходе, можно считать эти потери пропорциональными квадрату расхода.

$$\begin{aligned} K_{\text{врк}} = & 2\pi \int_0^l \zeta \left(1 + \operatorname{ctg}^2 \beta_2\right) \left(A' K_Q \omega - B'\right)^3 \cos \delta r_2' dl' + \\ & + 0,4\pi \int_0^l \frac{\Delta_{\text{кр}} r_2' \cos \delta}{t_2' \sin^3 \beta_2} \left(A'(l) K_Q - B'(l) Q\right)^3 dl' + \\ & + 4 \int_0^l \frac{t_2' r_2' \cos \delta \zeta_{\text{тр}}(l)}{b_2 \sin \beta_2} \left(A(l) K_Q - B(l)\right)^3 dl' + \\ & + 2k\pi \int_0^l \left(\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_{2\text{об}}\right)^2 \left(\frac{B_2(l)}{B_1(l)}\right)^2 r_2' \cos \delta \times \\ & \times \left(A'(l) K_Q - B'(l) Q\right)^3 dl' \end{aligned} \quad (9)$$

Для построения математической модели сопротивления отсасывающей трубы используем схему разделения потерь в гидротурбинах [10].

$$h_{\text{от}} = h_p + h_{\text{ц}} + h_{\text{ов}}, \quad (10)$$

где  $h_p$  – сумма потерь внутренних, на выходе и в колене,

$h_{\text{ц}}$  – циркуляционные потери,

$h_{\text{ов}}$  – вихревые потери.

Анализ, проведенный в работе [10] показал, что составляющая потерь  $h$ , обусловленная перераспределением меридиональных скоростей, изменяется с изменением режима работы незначительно по сравнению с циркуляционными потерями и потерями от осевого вихря. В дальнейшем величиной этой составляющей будем пренебрегать.

Осредненная величина суммарных внутренних потерь, на выходе и в колене определяется формулой:

$$h_p = \frac{k}{2Qg} \int C_{m3}^3 dQ, \quad (11)$$

где  $C_{m3}$  – меридиональная составляющая скорости на входе в отсасывающую трубу.

Для коэффициента потерь запишем выражение:

$$K_{\text{врк}} = k\pi \int_0^l r_2' \cos \delta \left(A'(l) K_Q - B'(l) Q\right)^3 dl'. \quad (12)$$

Величина  $k$  может быть принята равной  $k = 0,2 - 0,3$ .

Осредненная величина циркуляционных потерь за рабочим колесом равна:

Проекцию скорости  $C_{2u}$  можно выразить через меридиональную скорость в соответствии с треугольником скоростей:

$$C_{2u} = C_{2m} \operatorname{ctg} \alpha_2, \quad (14)$$

$$C_{2u} = [A(l)\omega - B(l)Q] \operatorname{ctg} \alpha_2 \quad (15)$$

Относительный и абсолютный углы потока связаны по выражению:

$$\operatorname{ctg} \alpha_2 = -\operatorname{ctg} \beta_2 + \frac{\omega r_2}{A(l)\omega - B(l)Q} \quad (16)$$

Тогда коэффициент циркуляционных потерь будет равна:

$$K_h = \pi \int \left( A'(l)K_Q - B'(l) \right)^2 r_2' \cos \delta \times \left( \frac{r_2' K_Q}{A'(l)K_Q - B'(l)} - \operatorname{ctg} \beta_2 \right)^2 dl' \quad (17)$$

Потери от осевого вихря, возникающие в случае, когда закрутка потока на втулке  $(rCu)_{2\text{вТ}} \neq 0$ , могут быть найдены по формуле Топажа [9]:

$$h_{\text{ов}} = \frac{(rCu)_{2\text{вТ}}^2}{2gR_3^2} \quad (18)$$

Считая, что:

$$C_{2\text{вТ}} = C_{2\text{мвТ}} \operatorname{ctg} \alpha_{2\text{вТ}} \quad (19)$$

$$C_{2\text{вТ}} = [A(l_{\text{вТ}})\omega - B(l_{\text{вТ}})Q] \operatorname{ctg} \alpha_{2\text{вТ}} \quad (20)$$

$$\operatorname{ctg} \alpha_{2\text{вТ}} = \operatorname{ctg} \beta_{2\text{вТ}} + \frac{\omega r_{2\text{вТ}}}{A(l_{\text{вТ}})\omega - B(l_{\text{вТ}})Q} \quad (21)$$

Коэффициент потерь от осевого вихря можно приближенно рассчитать по формуле:

$$K_h = \frac{r_{\text{вТ}}^2}{2R_3^2 D^2} \left( A(l_{\text{вТ}})K_Q - B(l_{\text{вТ}})D^3 \right)^2 \times \left[ \frac{r_{\text{вТ}}^2 K_Q}{A(l_{\text{вТ}})K_Q - B(l_{\text{вТ}})D^3} - \operatorname{ctg} \beta_{2\text{вТ}} \right]^2 \quad (22)$$

Модель сопротивлений в целом находится суммированием коэффициентов сопротивлений отдельных видов потерь в соответствии с приведенными формулами. Результаты сравнения расчетных (найденных по этим зависимостям) и экспериментальных данных удовлетворительно согласуются (графики приведены на рис. 1–2.)

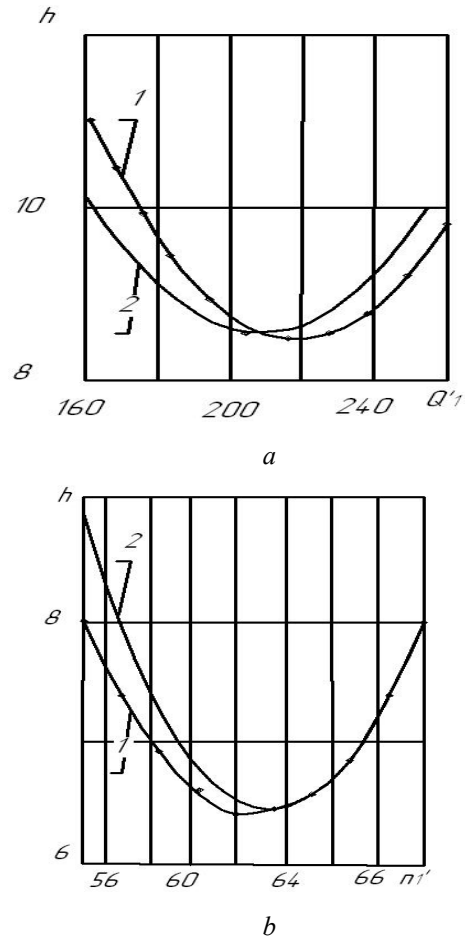


Рис. 1. Сравнение расчетных и экспериментальных данных величин суммарных потерь в проточной части высоконапорной гидротурбины: а)  $n' = \text{const}$ , б)  $Q'1 = \text{const}$ , 1 – расчет, 2 – эксперимент.

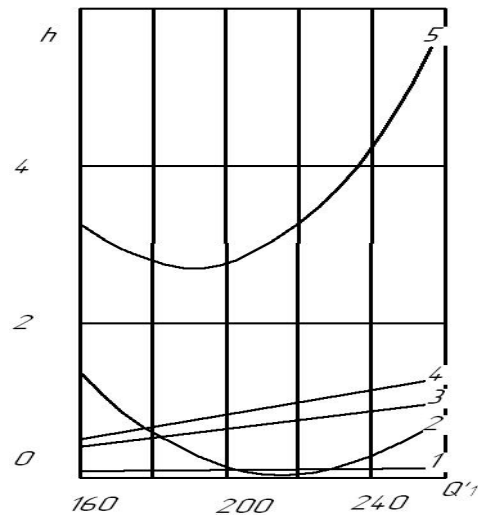


Рис. 2. Распределение потерь по видам при  $n' = \text{const}$ . 1 – ударные потери, 2 – циркуляционные потери, 3 – кромочные потери, 4 – потери трения в рабочем колесе, 5 – суммарные потери в рабочем колесе и отсасывающей трубе.



**Выводы:** 1. Разработана математическая модель сопротивления в безразмерной полиномиальной форме, описывающая поведение коэффициентов отдельных видов потерь в зависимости от режимных параметров гидротурбины и геометрических параметров проточной части.

2. Форма представления модели удобна, как для проведения численного исследования влияния геометрических параметров проточной части, так и проведения оптимизационных расчетов.

#### Список литературы

1. Мараховский М. Б., Гасюк А. И. Математическая модель гидродинамических характеристик элементов проточной части радиально-осевой гидротурбины. Часть 1: *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати*. Харків: НТУ «ХПІ», 2018. № 17 (1293). С. 17–22.
2. Колычев В. А., Дранковский В. Э., Мараховский М. Б. *Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбин*. Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. 216 с.
3. Колычев В. А. *Кинематические характеристики потока в лопастных гидромашин*. Киев: ИСМО, 1995. 272 с.
4. Колычев В. А. Построение математической модели рабочего процесса гидротурбины. *Гидравлические машины*. 1992. Вып. 26. С. 3–19.
5. Виктор Г. В. *Гидродинамическая теория решеток*. Москва: Высшая школа, 1969. 368 с.
6. Климов А. И. Новый способ определения циркуляций потока в гидромашин. *Сб. научн. информ. по гидромашиностроению*. Москва: ВИГМ, 1959. Вып. 3(9). С. 38–41.
7. Самойлович Г. С. *Гидроаэромеханика*. Москва: Машиностроение, 1980. 280 с.
8. Степанов Г. Ю. *Гидродинамика решеток турбомашин*. Москва: Физматгиз, 1962. 512 с.
9. Топаж Г. И. *Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин*. Ленинград: ЛГУ, 1989. 208 с.
10. Этинберг И. Э., Раухман Б. С. *Гидродинамика гидравлических турбин*. Ленинград: Машиностроение, 1978. 280 с.
11. Виктор Г. В. *Классификация гидромашин и баланс энергии*. Москва: Машиностроение, 1979. 284 с.
12. Колычев В. А., Миронов К. А., Тынянова И. И. Расчет и анализ баланса потерь энергии в высоконапорной радиально-осевой гидротурбине. *Східно-Європейський журнал передових технологій*. Харків. 2005. № 1/2 (13). С. 95–106.
1. Marahovskiy M. B., Gasyuk A. I. *Matematicheskaya model gidrodinamicheskikh harakteristik elementov protochnoi chasti radialno-osevoi gidroturbiny Chast 1*. [Mathematical model of hydrodynamic characteristics of elements of flow part of radially axial hydroturbine]. *Visnik Nats. tekhn. un-tu "KhPI": sb. nauch. pr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 17 (1293), pp. 54–57.
2. Kolychev V. A., Drankovskij V. Je., Marahovskij M. B. *Raschet gidrodinamicheskikh harakteristik napravlyayushih aparatov gidroturbin* [Calculation of hydrodynamic characteristics of guiding apparatuses of hydro turbines]. Kharkov, NTU «KhPI» Publ., 2002. 216 p.
3. Kolychev V. A. *Kinematicheskie harakteristiki potoka v lopastnyh gidromashinah* [Flow kinematic characteristics in the blade hydromachines]. Kiev, ISMO Publ., 1995. 272 p.
4. Kolychev V. A. *Postroenie matematicheskoy modeli rabocheho processa gidroturbiny* [Building of mathematical model of hydro turbine working process]. *Gidravlicheskie mashiny*. 1992. issue 26. pp. 3–19.
5. Viktorov G. V. *Gidrodinamicheskaya teoriya reshetok* [Hydrodynamic theory of grids]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1969. 368 p.
6. Klimov A. I. *Novyi sposob opredeleniya cirkulyacii potoka v gidromashinah* [New way of defining the flow circulation in gidromachines]. *Sb. nauchn. inform. po gidromashinostroeniyu*. Moscow, VIGM Publ., 1959. issue3 (9). pp. 38–41.
7. Samojlovich G. S. *Gidroaeromehanika* [Fluid mechanics]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980. 280 p.
8. Stepanov G. Ju. *Gidrodinamika reshetok turbomashin* [Hydromechanics of grids of turbomachines]. Moscow, Fizmatgiz Publ., 1962. 512 p.
9. Topazh G. I. *Raschet integral'nyh gidravlicheskikh pokazatelej gidromashin* [Calculation of integral hydraulic indicators of hydromachines]. Leningrad, LGU Publ., 1989. 208 p.
10. Etinger I. E., Rauhman B. S. *Gidrodinamika gidravlicheskikh turbin* [Hydrodynamics of hydraulic turbines]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1978. 280 p.
11. Viktorov G. V. *Klasifikatsiya gidromashin i balans energii* [Classification of hydro machines and energy balance]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979. 284 p.
12. Kolychev V. A., Mironov K. A., Tyinyanova I. I. *Raschet i analiz balansa poter energii v vyokonapornoi radialno-osevoy gidroturbine* [Calculation and analysis of energy loss balance in the high-pressure radial axial turbine]. *Shidno-evropeyskiy zhurnal peredovih tehnologiy*. Kharkiv, 2005, No 1/2 (13). pp. 95–106.

#### References (transliterated)

Поступила (received) 29.10.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Мараховський Михайло Борисович (Marahovskiy Mikhail Borisovich, Marakhovsky Mikhail Borisovich)** – 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/0000-0001-7445-9277>; e-mail: [marakhovsky@ecopolitech.com](mailto:marakhovsky@ecopolitech.com).

**Гасюк Олександр Іванович (Gasyuk Aleksandr Ivanovich, Gasiyk Alexander Ivanovich)** – 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/0000-0001-6347-8501>; e-mail: [Galexfo@gmail.com](mailto:Galexfo@gmail.com).

УДК 622.245.7

**Д. В. РИМЧУК, В. В. ПОНОМАРЕНКО****ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ ВОДОПІЩАНОЇ СУМІШІ У ГІДРОПІСКОСТРУМІННОМУ ПЕРФОРАТОРІ**

Гідропіскоструминна перфорація знаходить все більш широке застосування при освоєнні, ремонті та інтенсифікації нафтових та газових свердловин. У статті представлено принципи роботи та переваги роботи методу гідропіскоструминної перфорації. Багато вчених займаються важливим питанням підвищення ефективності гідропіскоструминних технологій в нафтогазовій промисловості. Авторами запропоновано використання чисельного експерименту для дослідження та вдосконалення робочого процесу гідропіскоструминного перфоратора. За допомогою відкритої інтегрованої платформи *OpenFOAM*, котра досить добре зарекомендувала себе при розрахунку багатозфазних сумішей, проведено чисельне дослідження просторової в'язкої течії водопіщаної суміші в гідропіскоструминному перфораторі. В роботі представлено результати тривимірного розрахунку течії за допомогою двопараметричної моделі турбулентності Мерцера  $k-\omega SST$  та моделі, котра описує рух водопіщаної суміші. Проведено аналіз структури потоку і втрат енергії в ньому. Подальше порівняння чисельних й експериментальних даних дає змогу стверджувати про правильність вибору моделі течії та її використання в майбутніх дослідженнях при вдосконаленні чи модифікації окремих елементів гідропіскоструминних перфораторів. Визначено основні перспективні напрямки дослідження робочого процесу гідропіскоструминного перфоратора при його роботі на трьохфазних рідинах та при різній установці кута насадки.

**Ключові слова:** гідропіскоструминний перфоратор, проточна частина, просторова течія, водопіщана суміш, втрати енергії, модель турбулентності.

**Д. В. РИМЧУК, В. В. ПОНОМАРЕНКО****ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ВОДОПЕСЧАНОЙ СМЕСИ В ГИДРОПЕСКОСТРУЙНОМ ПЕРФОРАТОРЕ**

Гидропескоструйная перфорация находит все более широкое применение при освоении, ремонте и интенсификации нефтяных и газовых скважин. В статье представлено принципы работы и преимущества работы метода гидропескоструйной перфорации. Многие ученые занимаются важным вопросом повышения эффективности гидропескоструйных технологий в нефтегазовой промышленности. Авторами предложено использование численного эксперимента для исследования и совершенствования рабочего процесса гидропескоструйного перфоратора. С помощью открытой интегрированной платформы *OpenFOAM*, которая достаточно хорошо зарекомендовала себя при расчете многофазных смесей, проведения численного исследования пространственной вязкого течения водопесчаной смеси в гидропескоструйном перфораторе. В работе представлены результаты трехмерного расчета течения с помощью двухпараметрической модели турбулентности Мерцера  $k-\omega SST$  и модели, которая описывает движение водопесчаной смеси. Проведен анализ структуры потока и потерь энергии и нем. Дальнейшее сравнение многочисленных и экспериментальных данных позволяет утверждать о правильности выбора модели течения и ее использования в будущих исследованиях при совершенствовании или модификации отдельных элементов гидропескоструйных перфораторов. Определены основные перспективные направления исследования рабочего процесса гидропескоструйного перфоратора при его работе на трехфазных жидкостях и при разной установке угла насадки.

**Ключевые слова:** гидропескоструйный перфоратор, проточная часть, пространственное течение, водопесчаная смесь, потери энергии, модель турбулентности.

**D. V. RYMCHUK, V. V. PONOMARENKO****INVESTIGATION OF THE FLOW OF A WATER-SAND MIXTURE IN A HYDRO-SANDBLAST PERFORATOR**

Hydro-sandblast perforation is becoming increasingly widespread in the development, repair and intensification of oil and gas wells. The article describes the principles of work and advantages of the method of hydropercussion impulse perforation. Many scientists are involved with the important issue of increasing the efficiency of hydro-electric blasting technology in the oil and gas industry. The authors suggested using a numerical experiment to investigate and improve the working process of a hydropercussion impeller. With the help of the open integrated platform *OpenFOAM*, which proved itself quite well in the calculation of multiphase mixtures, a numerical study of the spatial viscous flow of a flood mix in a hydro-electric blast punch was conducted. The paper presents the results of a three-dimensional flow calculation using the two-parameter Meretz turbulence model  $k-\omega SST$  and a model describing the motion of the water-flowing mixture. An analysis of the structure of flow and energy losses and it is carried out. Further comparison of numerical and experimental data makes it possible to assert about the correctness of the choice of a flow model and its use in future research in the improvement or modification of individual elements of hydro-electric blasting punches. The basic prospective directions of the study of the working process of the hydro-sandblast hole during its work on three-phase liquids and with different mounting of the attachment angle are determined.

**Keywords:** hydro-sandblast perforator, flow section, spatial flow, water sand mixture, energy losses, turbulence model.

**Вступ.** Метод гідропіскоструминної перфорації (ГПП) досліджують та застосовують з 1960-х років. Суть цього методу полягає в створенні отворів або прорізів в обсадній колоні і каналів або щілин (горизонтальних, вертикальних та похилих) в цементному камені і породі пласта за допомогою нагнітання під високим тиском рідини з абразивним матеріалом (кварцевим піском) у насосно-компресорні труби, знизу яких кріпиться перфоратор з насадками.

На виході з насадок утворюється струмінь рідини з піском, який рухається з великою швидкістю і за рахунок кінетичної енергії руйнує експлуатаційну колону, цементне кільце за нею та пласт-колектор, без інших порушень цілісності обсадних труб і цементного каменю за колоною, утворюючи в пласті тупиковий канал.

**Огляд літературних джерел.** Механізм ГПП перфорації свердловини детально розглянуто в

© Д. В. Римчук, В. В. Пономаренко 2018

*Bulletin of National Technical University "KhPI".**Series: Hydraulic machines and hydrounits, № 46 (1322) 2018*

роботах [1, 2, 3].

Отвори, щілини, канали, утворені при перфорації є елементами конструкції свердловини і визначають її гідродинамічну досконалість за якістю розкриття пластів. Перфорація характеризується щільністю, довжиною та якістю проперфорованих каналів. Під час перфорування утворюються канали в експлуатаційній колоні, цементному кільці і, частково, у породі, через які пластові флюїди проникають у свердловину.

Щільність отворів при ГПП і профіль каналу, що створюється, визначають в залежності від геолого-експлуатаційної характеристики продуктивних пластів. Монолітні, однорідні за проникністю продуктивні пласти розкривають точковими каналами. При цьому щільність складає 2–4 отвори на 1 м товщі. В перешарованих колекторах перфорують кожен із продуктивних пропластків [1].

Щільні, абразивостійкі, слабо проникні колектори (типу пісчаник, вапняк, доломіт) ефективно розкривати вертикальними щілинами. Максимальних охват пласта розкриттям забезпечують щілини, розташовані в шахматному порядку.

Перфораційні канали можуть бути горизонтальними, похилими чи у формі щілин. Канали, утворені в породах міцністю на стискування 20–150 МПа, мають довжину 100–400 мм і поверхню фільтрації 200–500 см<sup>2</sup>. Оскільки поверхня фільтрації таких каналів у десятки разів більша за поверхню каналів, які утворюються при кумулятивній перфорації, то ГПП доцільно використовувати при вторинному розкритті тріщинуватих колекторів.

ГПП характеризується найбільшою технологічною ефективністю і найвищою досконалістю свердловини за характером розкриття пласта порівняно з іншими видами перфорації. Перевага ГПП над іншими способами перфорації (кульової, торпедної, кумулятивної) полягає в:

- можливості регулювати довжину і кут нахилу перфораційного отвору;
- цементне кільце не руйнується і зберігає свою міцність;
- краї утворених отворів в колоні рівні та гладкі;
- прилади, які використовуються при ГПП прості та надійні в роботі; їх можна використовувати в свердловинах практично любого діаметра;
- після ГПП можна проводити будь-які методи інтенсифікації не піднімаючи інструменту на поверхню;
- довжина перфораційних каналів значно більша ніж при інших видах перфорації і може досягати до 500–700 мм при площі фільтрації каналів більшій у 20–30 разів;
- при ГПП не ущільнюється порода в кінці перфораційного каналу.

Цей метод дозволяє проводити різання горизонтальних та вертикальних щілин в колоні і пласті, що важливо при проведенні направленою гідравлічного розриву пласта і особливо при частому

перешаруванні тонких пропластків в продуктивному пласті.

Глибина і швидкість утворення каналів в цементі залежать від енергії струменя, абразивостійкості породи, що розкривається, діаметра створюваних отворів в обсадній колоні і каверн в цементному камені і породі пласта. Відомо, що чим більший перепад тиску, котрий створюється при прокачуванні робочої рідини через насадку, тим вища швидкість і кінетична енергія струменя на виході.

Тому для отримання глибоких каналів в продуктивному пласті доцільно створювати максимально можливий перепад тиску в насадці, а, отже, і максимально можливий тиск закачування рідини насосними агрегатами [2].

**Мета досліджень.** Чисельне моделювання потоку водопіщаної суміші в гідропіскоструминному перфораторі, прогнозування та аналіз характеристик режимів роботи є актуальним завданням, рішення якої дозволить підвищити надійність і ефективність та вдосконалити комплекс обладнання для проведення гідропіскоструминної перфорації.

**Постановка задачі.** Розглядається течія водопіщаної суміші в частині секції гідропіскоструминного перфоратора. Робоча рідина – вода та дрібнозернистий пісок. Досліджувана область представлена на рис. 1.

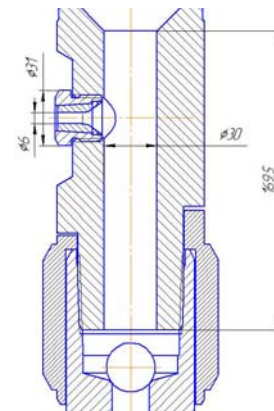


Рис. 1. Досліджувана область перфоратора

Чисельне моделювання проводиться з допомогою відкритої інтегрованої платформи *OpenFOAM* [4, 5] за такими ключовими етапами: створення твердотільної моделі, що імітує розрахункову область проточної частини перфоратора; побудова розрахункової сітки; задання математичної моделі і граничних умов; виконання розрахунку; візуалізація та аналіз результатів розрахунку. Одним з найважливіших параметрів, який враховується при постановці завдання, є вибір моделі турбулентності.

Фізичні властивості середовища в процесі розрахунку не змінюються. Вплив температури не враховується. Для виконання чисельного експерименту за допомогою сучасних програмних продуктів, необхідно обґрунтувати вибір математичної моделі, розрахункової сітки, параметрів турбулентності, граничних умов, а також вирішувача

для розрахунків багатофазних течій в програмному комплексі *OpenFOAM*.

**Математична модель течії водопіщаної суміші у гідропіскоструминному перфораторі.** В програмному комплексі *OpenFOAM* моделювання водопіщаної суміші в гідропіскоструминному перфораторі виконано на основі чисельного інтегрування рівнянь нерозривності та Нав'є-Стокса, осереднених по Рейнольдсу [6]:

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

Для врахування турбулентних ефектів застосовується диференціальна двопараметрична модель турбулентності *SST* Ментера [7].

Модель Ментера записується шляхом суперпозиції моделей  $k$ - $\epsilon$  та  $k$ - $\omega$ , заснованої на тому, що моделі типу  $k$ - $\epsilon$  краще описують властивості вільних зсувних течій, в моделі  $k$ - $\omega$  мають перевагу при моделюванні пристінних течій. Плавний перехід від  $k$ - $\omega$  моделі в пристінній області до  $k$ - $\epsilon$  моделі віддалік від твердих стінок забезпечується введенням вагової емпіричної функції  $F_1$ .

Друга важлива деталь моделі полягає у зміні стандартного зв'язку між  $k$ ,  $\omega$  та турбулентною в'язкістю. Модифікація цього зв'язку полягає у введенні переходу до формули Бредшоу в пристінній області. Згідно пропозиції Бредшоу напруження здвигу в приграничному шарі пропорційне енергії турбулентних пульсацій.

*Рівняння SST моделі.*

Транспортні рівняння:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} &= \\ &= P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \\ \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} &= \frac{\gamma}{\nu_t} P - \beta \rho \omega^2 + \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \end{aligned}$$

*Визначення змінних.*

В члені генерації турбулентної енергії введено обмежувач:

$$P = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j},$$

$$\text{де } \tau_{ij} = \mu_t \left( 2S_{ij} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij},$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right).$$

Вираз для вихрової в'язкості з урахування гіпотези Бредшоу:

$$\mu_t = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, \Omega F_2)}.$$

Вагова функція та її аргумент:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4),$$

$$\text{де } \arg_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500\nu}{d^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} d^2} \right],$$

де додатна частина перехресних дифузійних членів в рівнянні переносу  $\omega$ :

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right).$$

Функція переключення  $F_2$  визначається подібно  $F_1$ .

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2),$$

$$\text{де } \arg_2 = \max \left( 2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500\nu}{d^2 \omega} \right).$$

Константи в рівняннях переносу записуються шляхом суперпозиції констант для моделі  $k$ - $\omega$ , моделі (*Wilcox*) та констант стандартної  $k$ - $\epsilon$  моделі.

Константи:

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2,$$

$$\phi = \{\sigma_k, \sigma_\omega, \gamma, \beta\}.$$

Набір констант для пристінного шару *SST* моделі:

$$\sigma_{k1} = 0,85, \quad \sigma_{\omega 1} = 0,5, \quad \beta_1 = 0,075, \quad \gamma = \frac{\beta_1}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega 1} k^2}{\sqrt{\beta^*}}.$$

Набір констант для вільних здвигових шарів:

$$\sigma_{k2} = 1,0, \quad \sigma_{\omega 2} = 0,856, \quad \beta_2 = 0,0828,$$

$$\gamma = \frac{\beta_2}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega 2} k^2}{\sqrt{\beta^*}}.$$

Інші константи, що використовуються в моделі:

$$\beta^* = 0,09, \quad k = 0,41, \quad a_1 = 0,31.$$

Для розрахунку потоку рідини і траєкторій руху твердих частинок двофазної течії рідина-мехчастинок в гідропіскоструминному перфораторі була використана дискретна модель (*Discrete Phase Model, DPM*). Дана модель дозволяє описувати суцільну (несучу) фазу і дискретну. При цьому дискретна фаза описується в лагранжевій постановці, а суцільна - в ейлеровій. Дисперсна і суцільна фази пов'язані між собою через джерельні члени в рівняннях: джерела маси або концентрації компонентів для врахування масообміну; джерела імпульсу для врахування сил

міжфазної взаємодії. Основні рівняння даної моделі описані в [8].

Дискретизація досліджуваної області виконана за допомогою неструктурованою сітки з тетрагональними комірками. Число комірок для області з однією насадкою 1,4 млн (рис. 2).

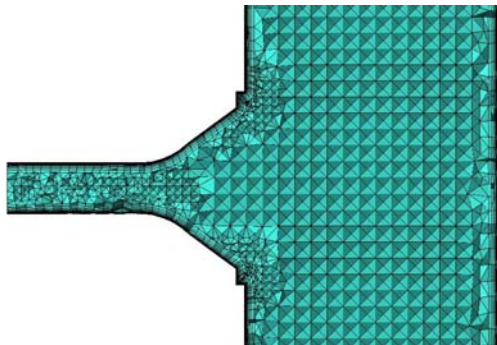


Рис. 2. Розрахункова сітка в області насадки

Граничні умови, котрі задавались при чисельному моделюванні:

- на вході в розрахункову область – вектор швидкості потоку суміші, який відповідає режимній витраті;
- на стінці – умова прилипання (швидкість дорівнює нулю);
- на виході з насадки – статичний тиск, котрий дорівнює 0.

В роботі проведено чисельне дослідження 9 режимів роботи гідропіскоструминного перфоратора з однією насадкою діаметром 6 мм при випробуваннях (табл. 1).

Таблиця 1 – Залежність витрати водопіщаної суміші від перепаду тиску на насадці діаметром 6 мм

$Q$ , л/с	$\Delta P$ , МПа
0	0
2,5	5
3,6	10
4,3	15
5	20
5,6	25
6,1	30
6,65	35
7,1	40

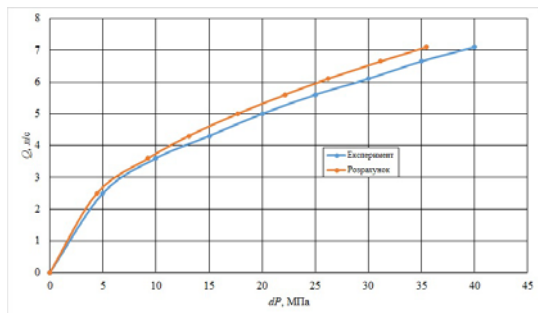


Рис. 3. Порівняння експериментальних даних та результатів чисельного експерименту (перепад тиску на насадці)

Результати тривимірного розрахунку течії водопіщаної течії у гідропіскоструминному перфораторі (рис. 3) та адекватна збіжність з експериментальними даними [9] говорять про правильність вибору розрахункової області, якість розрахункової сітки, моделі турбулентності та моделі течії двофазної рідини.

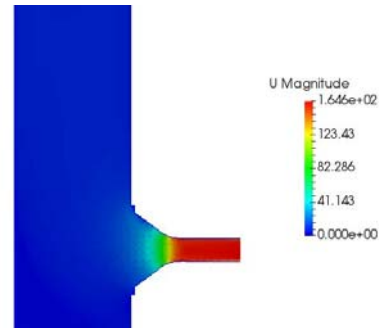


Рис. 4. Розподіл поля швидкостей по середній площині проточної частини гідропіскоструминного перфоратора через насадку

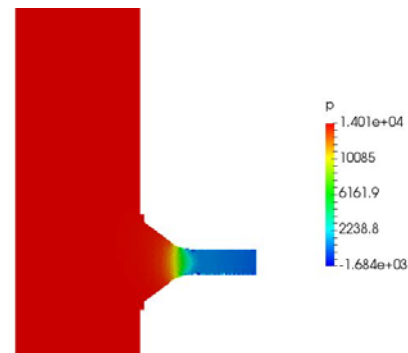


Рис. 5. Розподіл поля статичного по середній площині проточної частини гідропіскоструминного перфоратора через насадку

Візуалізація течії у проточній частині гідропіскоструминного перфоратора (рис. 4, рис. 5) показує значне зростання швидкості водопіщаної суміші у насадці з різким зменшенням тиску в ній. Це пояснюється значними гідравлічними втратами, а саме одночасними місцевими опорами – різким звуженням каналу та різким поворотом на  $90^\circ$ .

Подальшим актуальним напрямом даних досліджень являється зміна кута установки насадки. Таким чином з'являється можливість зменшити гідравлічні втрати тиску в зоні повороту з порожнини при переході рідини в насадку.

Також в даний час розглядаються питання про використання трьохфазних сумішей, котрі складаються з води, піску та азоту. Результатом роботи гідропіскоструминного перфоратора стане підвищення ефективності за рахунок зменшення гідравлічних втрат шляхом зменшення сумарної густини водоазотопіщаної суміші. Але дане рішення не доцільно застосовувати при перфорації колон на великих глибинах (3500 – 5000 м).

**Висновки.** Виконано чисельне дослідження течії водопіщаної суміші в гідропіскоструминному перфораторі. Дані чисельного експерименту досить

якісно узгоджуються з експериментальними даними [9] про що свідчить абсолютна похибка (не більше 8–10 %).

Дана збіжність експериментальних та розрахункових даних дає змогу стверджувати про доцільність подальших досліджень.

Перспективним напрямом являється визначення оптимального кута насадки гідропіскоструминного перфоратора, при якому зберігається максимальна ефективність його роботи, а саме перфорування колон, та зменшуються гідравлічні втрати тиску рідини, а також використання мультіфазних рідин (вода-пісок-азот) з метою зменшення сумарної густини суміші.

#### Список літератури

1. Римчук Д. В. Удосконалення гідропіскоструминних технологій та інструменту для капітального ремонту свердловин. *Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ": сб. науч. тр. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати*. Харків: НТУ «ХП». 2016. № 41 (1213). С. 88–92.
2. Катеринчук П. О., Римчук Д. В., Цибулько С. В., Шудрик О. Л. *Освоєння, інтенсифікація та ремонт свердловин*. Харків: Пром-Арт, 2018. 608 с.
3. Иванов С. И. *Интенсификация притока нефти и газа к скважинам*. Москва: Недра-Бизнесцентр, 2006. 565 с.
4. Shudryk A. L. Using open software application packages for simulation of viscous incompressible fluid. *Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ": сб. науч. тр. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати*. Харків: НТУ «ХП». 2016. No 20 (1192). pp. 90–93.
5. Семин Д. А., Роговой А. С., Левашов А. М. Верификация расчетов течений в вихрекамерных устройствах. *Вісник НТУУ «КПІ». Сер.: Машинобудування*. Київ: НТУУ «КПІ». 2016. № 2 (77). С. 71–78.
6. Durmagambetov A. A. Navier-Stokes Equations-Millennium Prize Problems. *Natural Science. Scientific Research an Academic Publisher*. 2015. vol. 7, No. 2, pp. 88–99.
7. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA J.* 1994. T. 32, № 8. pp. 1598–1605.
8. Литвиненко К. В. *Прогнозирование технического состояния УЭЦН в условиях интенсивного выноса мехпримесей: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.02.13. «Машины и агрегаты»*. Уфа, 2016. 24 с.
9. *Інструкція по проведенню гідропіскоструминної перфорації. СТП 320.30019775.003-2004: 2004*. Київ: ДК Укргазвидобування, 2004. 52 с.

#### References (transliterated)

1. Rymchuk D. V. Udoskonalennya gidropiskostrumynnykh tekhnologiy ta instrumentu dlya kapital'nogo remontu sverdlolvyn [Improvement of hydrosand blasting technologies and tools for major repairs of wells]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2016. No. 41(1213), pp. 88–92.
2. Katerynchuk P. O., Rymchuk D. V., Tsybulko S. V., Shudryk O. L. *Osvoyennia, intensyfikatsiya ta remont sverdlolvyn* [Development, intensification and repair of wells]. Kharkiv, Prom-Art Publ., 2018. 608 p.
3. Ivanov C. I. *Intensifikatsiya pritoka nefii s gaza k skvazhinam* [Intensification of oil and gas inflow to wells.]. Moscow, Nedra-Biznestsentr Publ., 2006. 565 p.
4. Shudryk O. L. Using open software application packages for simulation of viscous incompressible fluid. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2016. No 20 (1192). pp. 90–93.
5. Semin D. A., Rogovoy A. S., Levashov A. M. Verifikatsiya raschetov techeniy v vikhrekamernykh ustroystvakh [Verification of flow in the vortex chamber devices]. *Visnyk NTUU "KPI" Seriya: Mashynobedevannia* [Bulletin of the NTUU "KPI": a collection of scientific papers. Series: Mechanical engineering]. Kiev, NTUU "KPI" Publ., 2016. No 2(77). pp. 71–78.
6. Durmagambetov A. A. Navier-Stokes Equations-Millennium Prize Problems. *Natural Science. Scientific Research an Academic Publisher*. 2015. vol. 7, No. 2, pp. 88–99.
7. Menter F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA J.* 1994. vol. 32, No. 8, pp. 1598–1605.
8. Litvinenko K. V. *Prognozirovaniye tekhnicheskogo sostoyaniya UETsN v usloviyakh intensivnogo vynosa mekhprimesyey: avtoref. dys. kand. tekhn. nauk: spets.05.02.13 «Machines ta agregatis»* [Prediction of the technical condition of the ESP in the conditions of intensive removal of mechanical impurities Abstract of a thesis candidate eng. sci. diss. (Ph. D.) 05.02.13 «Machines and units»]. Ufa, 2016. 24 p.
9. *Instruktsiya po provedenniu gidropiskostrumynnoyi oerforatsiyi STP 320.30019775.003-2004: 2004* [Instruction according to the perforation of the permeable perforation. STP 320.30019775.003-2004]. Kiev, DK Ukrgazvydobovannia Publ., 2004. p. 52.

Поступила (received) 15.09.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Римчук Данило Васильович (Рымчук Данило Васильевич, Rymchuk Danylo Vasyliovych)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Видобуток нафти, газу та конденсату»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1750-9140>; e-mail: vita.vynnyk@gmail.com.

**Пономаренко Віта Василівна (Пономаренко Вита Васильевна, Ponomarenko Vita Vasylivna)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Видобуток нафти, газу та конденсату»; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0760-4195>; e-mail: vita.vynnyk@gmail.com.

ПРИКЛАДНІ  
ДОСЛІДЖЕННЯ

APPLIED  
RESEARCH



УДК 621.311

*С. В. ШВЕЦ, О. Г. ГРИБ, Т. С. ДОНЕЦКАЯ, А. П. МАРИНЕНКО, И. Т. КАРПАЛЮК***РАСЧЕТ МОЩНОСТИ И ПОТЕРЬ В ТРЕХФАЗНОЙ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СЕТИ**

В последние годы значительное внимание уделяется повышению эффективности генерации, передачи и потребления электрической энергии. Проблема влияния высших гармоник является одной из важных частей общей проблемы электромагнитной совместимости приемников электроэнергии с питающей электрической сетью. Актуальными остаются вопросы дальнейшего совершенствования существующих алгоритмов расчета и анализа потерь электрической энергии. Целью статьи является обоснование математического аппарата выделения энергетических составляющих полной мощности, которую можно передать потребителю при заданном характере напряжения и уровне потерь на активном сопротивлении проводов в линиях электропередач в трехфазной электрической сети, а также определение структуры и значений потерь при заданном характере напряжения и уровне потребляемой мощности с помощью коэффициента потерь. В основе решения указанной задачи лежит поиск экстремумов мгновенной и средней мощности, а также потерь на активном сопротивлении проводов линий электропередач в трехфазной электрической сети. Решение данной задачи формирует требования к идеальному потребителю в трехпроводной электрической сети независимо от симметрии и гармонического состава питающего напряжения. Сформулированы и решены задачи поиска экстремумов мощности в зависимости от характера тока при заданной форме напряжения и абсолютного экстремума функции мощности от соотношения гармонических составляющих. Получены соотношения для коэффициентов мощности и потерь на активном сопротивлении проводов в линиях электропередач в трехфазной электрической сети. Соотношения позволяют рассчитывать как мгновенные, так и интегральные оценки качества электропотребления, учитывающие такие свойства потребителя как симметрия, линейность, наличие реактивности. Решение данных задач позволяет сделать выводы о том, что идеальным потребителем в трехпроводной электрической сети независимо от симметрии и гармонического состава питающего напряжения является симметричный треугольник активных сопротивлений.

**Ключевые слова:** мгновенная мощность, качество электрической энергии, несинусоидальные режимы, высшие гармоники, электропотребление, электрические сети.

*С. В. ШВЕЦЬ, О. Г. ГРИБ, Т. С. ДОНЕЦЬКА, А. П. МАРИНЕНКО, І. Т. КАРПАЛЮК***РОЗРАХУНОК ПОТУЖНОСТІ І ВТРАТ В ТРИФАЗНІЙ ЕЛЕКТРИЧНІЙ МЕРЕЖІ**

В останні роки значна увага приділяється підвищенню ефективності генерації, передачі і споживанню електричної енергії. Проблема впливу вищих гармонік є однією з важливих частин загальної проблеми електромагнітної сумісності приймачів електроенергії з живильною електричною мережею. Актуальними залишаються питання подальшого вдосконалення існуючих алгоритмів розрахунку і аналізу втрат електричної енергії. Метою статті є обґрунтування математичного апарату виділення енергетичних складових повної потужності, яку можна передати споживачеві при заданому характері напруги і рівні втрат на активному опорі проводів в лініях електропередач в трифазній електричній мережі, а також визначення структури і значень втрат при заданому характері напруги і рівні споживаної потужності за допомогою коефіцієнта втрат. В основі вирішення зазначеної задачі лежить пошук екстремумів миттєвої і середньої потужності, а також втрат на активному опорі проводів ліній електропередач в трифазній електричній мережі. Рішення даної задачі формує вимоги до ідеального споживача у трьохпроводній електричній мережі незалежно від симетрії і гармонійного складу напруги живлення. Сформульовано та вирішено задачу пошуку екстремумів потужності в залежності від характеру струму при заданій формі напруги і абсолютного екстремуму функції потужності в залежності від співвідношення гармонійних складових. Отримано співвідношення для коефіцієнтів потужності і втрат на активному опорі проводів в лініях електропередач в трифазній електричній мережі. Співвідношення дозволяють розраховувати як миттєві, так і інтегральні оцінки якості електроспоживання, враховують такі властивості споживача як симетрія, лінійність, наявність реактивності. Рішення даних задач дозволяє зробити висновки про те, що ідеальним споживачем у трьохпроводній електричній мережі незалежно від симетрії і гармонійного складу напруги живлення є симетричний трикутник активних опорів.

**Ключові слова:** миттєва потужність, якість електричної енергії, несинусоїдальні режими, вищі гармоніки, електроспоживання, електричні мережі.

*S. V. SHVETS, O. G. GRYB, T. S. DONETSKAYA, A. P. MARINENKO, I. T. KARPALYUK***CALCULATION OF POWER AND LOSSES IN A THREE-PHASE ELECTRIC NETWORK**

In recent years, considerable attention has been paid to improving the efficiency of generation, transmission and consumption of electric energy. The problem of the influence of higher harmonics is one of the important parts of the general problem of electromagnetic compatibility of electricity receivers with the power supply network. The issues of further improvement of the existing algorithms for calculating and analyzing electric energy losses remain relevant. The purpose of the article is to substantiate the mathematical apparatus for extracting the energy components of total power, which can be transferred to the consumer for a given voltage pattern and loss level on the active resistance of wires in power lines in a three-phase electrical network, as well as determining the structure and loss values for a given voltage pattern and power consumption using loss factor. The solution to this problem is based on the search for extremums of instantaneous and average power, as well as losses on the active resistance of wires of power lines in a three-phase electric network. The solution of this problem forms the requirements for the ideal consumer in a three-wire electrical network, regardless of the symmetry and harmonic composition of the supply voltage. The problems of search for power extremes are formulated and solved depending on the nature of the current for a given voltage form and the absolute extremum of the power function depending on the ratio of the harmonic components. Ratios for power factors and losses on active resistance of wires in power lines in a three-phase electric network are obtained. The ratios make it possible to calculate both instantaneous and integral assessments of the quality of power consumption, taking into account consumer properties such as symmetry, linearity, and the presence of reactivity. Solving these problems allows us to draw conclusions that the ideal consumer in a three-wire electrical network, regardless of the symmetry and harmonic composition of the supply voltage, is a symmetrical triangle of active resistances.

**Keywords:** instantaneous power, quality of electrical energy, non-sinusoidal modes, higher harmonics, power consumption, electrical networks.

© С. В. Швец, О. Г. Гриб, Т. С. Донецкая, А. П. Мариненко, И. Т. Карпалюк, 2018

**Введение.** Последние годы значительное внимание уделяется повышению эффективности генерации, передачи и потребления электрической энергии. На эффективность использования

электрической энергии влияет большое количество факторов конструктивного, технологического и эксплуатационного характера. Одной из важнейших составляющих комплекса энергосберегающих мероприятий является снижение потерь электрической энергии в электрических сетях [1, 2].

В круг вопросов этой комплексной проблемы входят такие составляющие, как снижение технологических потерь электроэнергии, повышение качества и надежности функционирования электрических сетей и систем, анализ и коррекция действующих в настоящее время нормативов [3].

Процесс передачи и распределения электроэнергии эффективен, если выполняется не только минимум относительных потерь, но и обеспечиваются нормальные (договорные) требования по пропускной способности, качеству и надежности электроснабжения.

В настоящее время более 70 % электроэнергии поступает в сеть в преобразованном виде (в металлургии – более 90 %), поэтому наблюдаются возрастание уровней электромагнитных потерь, их отрицательное влияние на системы управления, контроля и сигнализации и ухудшение электромагнитной обстановки на объектах электроэнергетики [4]. Для нормализации качества электроэнергии также необходима минимизация кондуктивных помех, в первую очередь высших гармоник, несимметрии и колебаний напряжения.

Низкий уровень качества электрической энергии приводит к значительному снижению энергетической эффективности электрических сетей за счет увеличения потерь активной и реактивной мощностей, технологического расхода электроэнергии на ее транспорт, к снижению срока службы электрооборудования, увеличению капитальных вложений в электрические сети, нарушению условий нормального функционирования энергетической системы [4 – 6].

**Анализ последних исследований и литературы.** В настоящее время из всех показателей качества электроэнергии существенное влияние на систему учета электропотребления оказывают высшие гармоники, которые создают дополнительные погрешности в каждой точке учета электропотребления в электрических сетях [7, 8].

Высокий уровень потерь в электрических сетях связан с низким уровнем компенсации реактивной мощности, физическим и моральным износом сети, недостаточным использованием средств оптимизации режимов работы и регулирования напряжения и нерешенности проблем качества электрической энергии [9].

Несинусоидальный ток создает несинусоидальные падения напряжения в сопротивлениях питающей сети. Падения напряжения, обусловленные этими

токами, вызывают искажение кривой напряжения питания, что может повлечь за собой нарушения работы других приемников, создавая опасность возникновения перегрузки цепей и резонанса в цепях, содержащих емкости.

Проблема влияния высших гармоник является одной из важных частей общей проблемы электромагнитной совместимости приемников электроэнергии с питающей электрической сетью [10].

Также актуальными остаются вопросы дальнейшего совершенствования существующих алгоритмов расчета и анализа потерь электрической энергии, разработки многокритериальных подходов к оптимизации систем передачи и распределения электроэнергии с целью повышения надежности и эффективности их функционирования [11, 12].

Существующий математический аппарат не позволяет корректно оценивать весь спектр возможных искажений и их комбинаций [5, 6, 9].

Таким образом, целесообразна разработка математического аппарата выделения энергетических составляющих полной мощности, позволяющего получить оценку влияния того или иного потребителя на качество электрической энергии независимо от режима работы электрической сети.

**Цель статьи.** Обоснование математического аппарата выделения энергетических составляющих полной мощности, которую можно передать потребителю при заданном характере напряжения и уровне потерь на активном сопротивлении проводов в линиях электропередач в трехфазной электрической сети, а также определение структуры и значений потерь при заданном характере напряжения и уровне потребляемой мощности с помощью коэффициента потерь.

**Постановка проблемы.** В сложившихся условиях эксплуатации электрических сетей возникает необходимость в создании математического аппарата выделения энергетических составляющих полной мощности для учета таких свойств потребителя как симметрия, линейность, наличие реактивности. Данные выражения должны быть использованы для расчета как мгновенных, так и интегральных оценок качества электропотребления в трехфазной трехпроводной и четырехпроводной сетях.

В основе решения указанной задачи лежит поиск экстремумов мгновенной и средней мощности, а также потерь на активном сопротивлении проводов линий электропередач в отдельной фазе электрической сети. Решение данной задачи формирует требования к идеальному потребителю в трехпроводной электрической сети независимо от симметрии и гармонического состава питающего напряжения.

**Материалы исследований.** Рассмотрим трехфазную сеть. На величину потерь влияет не только форма тока, но и распределение токов по фазам. Определим, какую же максимальную мгновенную мощность можно передать при том же

уровне мгновенных потерь. Мгновенная мощность потерь может быть описана как:

$$p_{L3} = p_{LA} + p_{LB} + p_{LC} = r_A i_A^2 + r_B i_B^2 + r_C i_C^2. \quad (1)$$

Для упрощения примем, что:

$$r_A = r_B = r_C = r, \quad (2)$$

а также потребуем, чтобы

$$i_A + i_B + i_C = 0. \quad (3)$$

Обозначим сумму квадратов токов:

$$p_{L3} = r(i_A^2 + i_B^2 + i_C^2) = r I_{S3}, \quad (4)$$

$$I_{S3} = i_A^2 + i_B^2 + i_C^2 = 3i_{RMS3}^2, \quad (5)$$

где  $i_{RMS3} = \sqrt{\frac{I_{S3}}{3}}$  – мгновенное среднеквадратическое значение трехфазного тока.

Мгновенная мощность, передаваемая в нагрузку равна:

$$p_3 = p_A + p_B + p_C = u_A i_A + u_B i_B + u_C i_C. \quad (6)$$

Из (3) получим:

$$i_A = -i_B - i_C, \quad (7)$$

подставив в (5) получим:

$$(-i_B - i_C)^2 + i_B^2 + i_C^2 = I_{S3}, \quad (8)$$

откуда:

$$i_B = -\frac{i_C}{2} \pm \frac{\sqrt{-3i_C^2 + 2I_{S3}}}{2}, \quad (9)$$

подставив в (7), получим:

$$i_A = -\frac{i_C}{2} \mp \frac{\sqrt{-3i_C^2 + 2I_{S3}}}{2}, \quad (10)$$

подставив в выражение (6), имеем:

$$p_3 = u_A \left( -\frac{i_C}{2} \mp \frac{\sqrt{-3i_C^2 + 2I_{S3}}}{2} \right) + u_B \left( -\frac{i_C}{2} \pm \frac{\sqrt{-3i_C^2 + 2I_{S3}}}{2} \right) + u_C i_C. \quad (11)$$

Для нахождения точки экстремума следует решить уравнение, продифференцировав и приравняв производную к нулю:

$$\frac{\partial p_3}{\partial i_C} = u_A \left( -\frac{1}{2} \pm \frac{3}{2\sqrt{-3i_C^2 + 2I_{S3}}} i_C \right) + u_B \left( -\frac{1}{2} \mp \frac{3}{2\sqrt{-3i_C^2 + 2I_{S3}}} i_C \right) + u_C = 0. \quad (12)$$

Решение уравнения имеет вид:

$$i_C = \mp \sqrt{\frac{I_{S3}}{3U_{S3L}}} (u_A + u_B - 2u_C). \quad (13)$$

Тогда

$$U_{S3L} = 2(u_A^2 + u_B^2 + u_C^2 - u_A u_B - u_A u_C - u_B u_C). \quad (14)$$

Выражение (14) перепишем в виде:

$$U_{S3L} = 2(u_A^2 + u_B^2 + u_C^2 - u_A u_B - u_A u_C - u_B u_C) = (u_A^2 - 2u_A u_B + u_B^2) + (u_B^2 - 2u_B u_C + u_C^2) + (u_C^2 - 2u_C u_A + u_A^2) = (u_A - u_B)^2 + (u_B - u_C)^2 + (u_C - u_A)^2 = u_{AB}^2 + u_{BC}^2 + u_{CA}^2 = 3u_{RMS3L}^2, \quad (15)$$

где  $u_{RMS3L} = \sqrt{\frac{U_{S3L}}{3}}$  – мгновенное среднеквадратическое значение линейного напряжения трехфазной сети.

Подставив (15) в (9) и (10) получим:

$$i_B = \mp \sqrt{\frac{I_{S3}}{3U_{S3L}}} (u_A + u_C - 2u_B). \quad (16)$$

Соотношение (16) представим в виде:

$$i_A = \mp \sqrt{\frac{I_{S3}}{3U_{S3L}}} (u_B + u_C - 2u_A). \quad (17)$$

Далее, подставив (13) в (11) получим итоговое выражение для экстремумов мощности:

$$p_{3(1,2)} = \pm \frac{1}{2\sqrt{3}} \sqrt{I_{S3} U_{S3L}} = \pm \frac{\sqrt{3}}{2} i_{RMS3} u_{RMS3L}. \quad (18)$$

где решение 1 соответствует максимуму, а решение 2 – минимуму мощности.

Тогда:

$$p_{3MAX} = \frac{1}{2\sqrt{3}} \sqrt{I_{S3} U_{S3L}} = \frac{\sqrt{3}}{2} i_{RMS3} u_{RMS3L} \quad (19)$$

Перепишем (13) в виде:

$$\begin{aligned}
 i_C &= -\sqrt{\frac{I_{S3}}{3U_{S3L}}}(u_A + u_B - 2u_C) = \\
 &= -\frac{1}{\sqrt{3}} \frac{i_{RMS3}}{u_{RMS3L}} [(u_B - u_C) - (u_C - u_A)] = \\
 &= -\frac{1}{\sqrt{3}} \frac{i_{RMS3}}{u_{RMS3L}} (u_{BC} - u_{CA}) = \\
 &= -\left( \frac{i_{RMS3}}{\sqrt{3}u_{RMS3L}} u_{BC} - \frac{i_{RMS3}}{\sqrt{3}u_{RMS3L}} u_{CA} \right) = \\
 &= -(i_{BC} - i_{CA}).
 \end{aligned} \tag{20}$$

Обозначив

$$R_{LMAXP} = \sqrt{3} \frac{u_{RMS3L}}{i_{RMS3}}, \tag{21}$$

получим:

$$i_{BC} = \frac{i_{RMS3}}{u_{RMS3L}} u_{BC} = \frac{u_{BC}}{R_{LMAXP}}; \tag{22}$$

$$i_{CA} = \frac{i_{RMS3}}{u_{RMS3L}} u_{CA} = \frac{u_{CA}}{R_{LMAXP}}; \tag{23}$$

$$i_B = (i_{BC} - i_{AB}), \tag{24}$$

$$i_{AB} = \frac{i_{RMS3}}{u_{RMS3L}} u_{AB} = \frac{u_{AB}}{R_{LMAXP}}; \tag{25}$$

$$i_A = (i_{AB} - i_{CA}). \tag{26}$$

Таким образом, мгновенный коэффициент мощности трехфазной сети при условии отсутствия тока нулевой последовательности:

$$PF_i = \frac{p_3}{P_{3MAX}} = \frac{1}{\sqrt{3}} \frac{p_3}{i_{RMS3} u_{RMS3L}} \leq 1. \tag{27}$$

Далее определим минимум мгновенных потерь активной мощности в трехпроводной электрической сети. Для этого необходимо решить обратную задачу – нахождение минимальных потерь, при том же значении мгновенной мощности.

Подставив (7) в (6) получим:

$$\begin{aligned}
 p_3 &= p_A + p_B + p_C = \\
 &= u_A(-i_B - i_C) + u_B i_B + u_C i_C,
 \end{aligned} \tag{28}$$

откуда

$$i_B = -\frac{u_A i_C - u_C i_C + p_3}{u_A - u_B}. \tag{29}$$

Подставив выражение (29) в (7) получим:

$$i_A = \frac{u_A i_C - u_C i_C + p_3}{u_A - u_B} - i_C. \tag{30}$$

Произведя подстановку (30) в выражение (5) получим:

$$\begin{aligned}
 I_{S3} &= \left( \frac{u_A i_C - u_C i_C + p_3}{u_A - u_B} - i_C \right)^2 + \\
 &+ \left( -\frac{u_A i_C - u_C i_C + p_3}{u_A - u_B} \right)^2 + i_C^2.
 \end{aligned} \tag{31}$$

Продифференцируем выражение (31) и приравняем производную к нулю. Получим:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial I_{S3}}{\partial i_C} &= 2 \left( \frac{u_A i_C - u_C i_C + p_3}{u_A - u_B} - i_C \right) \left( \frac{u_A - u_C}{u_A - u_B} - 1 \right) + \\
 &+ 2 \left( -\frac{u_A i_C - u_C i_C + p_3}{u_A - u_B} \right)^2 (u_A - u_C) + 2i_C = 0.
 \end{aligned} \tag{32}$$

Решение уравнения (32) состоит в следующем:

$$i_C = \frac{2u_C - u_A - u_B}{U_{S3L}} p_3, \tag{33}$$

подставив его в (29) получим:

$$i_B = \frac{2u_B - u_A - u_C}{U_{S3L}} p_3, \tag{34}$$

и, соответственно, из формулы (30) имеем:

$$i_A = \frac{2u_A - u_B - u_C}{U_{S3L}} p_3. \tag{35}$$

Таким образом, минимальный уровень потерь возникает при:

$$\begin{aligned}
 I_{S3MIN} &= \frac{p_3^2}{U_{S3L}^2} \times \\
 &\times \left( (2u_A - u_B - u_C)^2 + (2u_B - u_A - u_C)^2 + \right. \\
 &\left. + (2u_C - u_A - u_B)^2 \right) = \\
 &= \frac{p_3^2}{U_{S3L}^2} (3U_{S3L}) = 3 \frac{p_3^2}{U_{S3L}} = \frac{p_3^2}{u_{RMS3L}^2},
 \end{aligned} \tag{36}$$

и равен:

$$p_{L3MIN} = r I_{S3MIN} = r \frac{p_3^2}{u_{RMS3L}^2}. \tag{37}$$

Перепишем выражение для фазного тока в виде:

$$i_C = \frac{2u_C - u_A - u_B}{U_{S3L}} P_3 = \frac{P_3}{3u_{RMS3L}^2} \times ((u_C - u_A) - (u_B - u_C)) = \frac{P_3}{3u_{RMS3L}^2} (u_{CA} - u_{BC}) = i_{CA} - i_{BC}. \quad (38)$$

Данное выражение показывает, что идеальный потребитель представляет собой симметричный треугольник, сопротивление плеч которого равно:

$$R_{L\text{MIN}} = 3 \frac{u_{RMS3L}^2}{P_3}. \quad (39)$$

Коэффициент потерь равен:

$$LF_i = \frac{P_{L3}}{P_{L3\text{MIN}}} = \frac{rI_{S3}}{rI_{S3\text{MIN}}} = \frac{3u_{RMS3L}^2 i_{RMS3}^2}{P_3^2} \geq 1. \quad (40)$$

Аналогично рассмотренному выше однофазному случаю [13], можно записать выражения для мощности, передаваемой по трехфазной цепи представив напряжения и токи в виде суммы гармоник. Очевидно, что выражения будут в целом повторять полученные и результат будет сходным. Таким образом, интегральные оценки качества потребления могут быть получены исходя из характера “идеального” потребителя. Для трехфазной трехпроводной цепи таким потребителем является симметричный треугольник из постоянных активных сопротивлений.

Тогда интегральный коэффициент мощности для трехфазной сети:

$$PF_3 = \frac{P_3}{P_{3\text{MAX}}} = \frac{1}{\sqrt{3}} \frac{P_3}{I_{RMS3} U_{RMS3L}}, \quad (41)$$

где

$$P = \frac{1}{T} \int_0^T p_3(t) dt = \frac{1}{T} \int_0^T (u_A(t)i_A(t) + u_B(t)i_B(t) + u_C(t)i_C(t)); \quad (42)$$

$$I_{RMS3} = \sqrt{\frac{1}{3T} \int_0^T (i_A^2(t) + i_B^2(t) + i_C^2(t)) dt}; \quad (43)$$

$$U_{RMS3L} = \sqrt{\frac{1}{3T} \int_0^T (u_{AB}^2(t) + u_{BC}^2(t) + u_{CA}^2(t)) dt}. \quad (44)$$

А коэффициент потерь представляет собой выражение (45):

$$LF_3 = \frac{1}{PF_3^2} = \frac{3I_{RMS3}^2 U_{RMS3L}^2}{P_3^2}. \quad (45)$$

Такие коэффициенты учитывают все возможные факторы “неидеальности” потребителя, включающие несимметрию, реактивность, нелинейность и нестационарность.

**Результаты исследований.** Далее были проведены исследования процессов энергопотребления в трехфазных сетях при различных характерах питающего напряжения и нагрузки. Для проверки корректности работы модели первым был рассмотрен идеальный случай, когда напряжение и нагрузка симметричны, напряжения синусоидальны, а нагрузка представляет собой симметричный треугольник активных сопротивлений. На рис. 1 и 2 показаны кривые исходных фазных напряжений и токов.

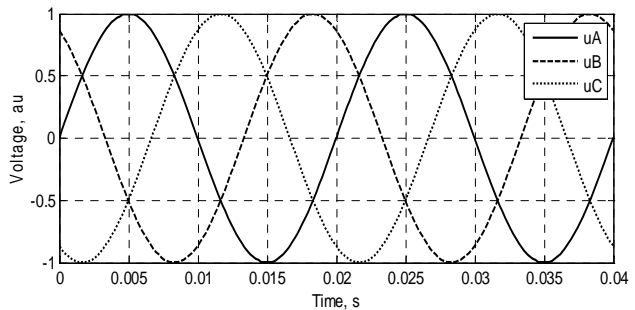


Рис. 1. Кривые фазных напряжений

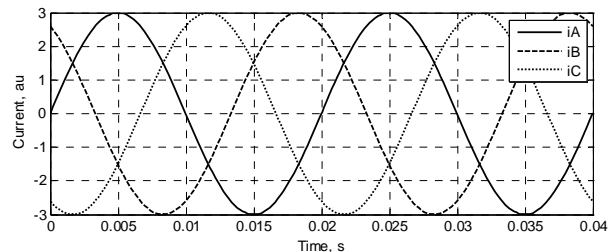


Рис. 2. Кривые фазных токов

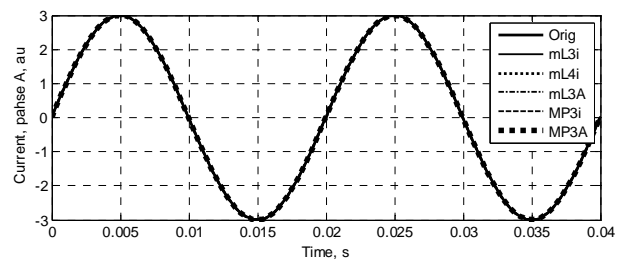


Рис. 3. Кривые тока фазы А согласно рассмотренным критериям

На рис. 3–5 показаны кривые тока фазы А, мощности и потерь, полученных согласно рассмотренных критериев. Как видно из рисунков, в данном случае все кривые совпадают, а все полученные значения коэффициентов мощности и потерь равны 1. Это подтверждает правильность и реализуемость моделей и сделанные ранее выводы о

том, что экстремумы функций мощности и потерь имеют место в случае, когда нагрузка представляет собой симметричный треугольник активных сопротивлений.

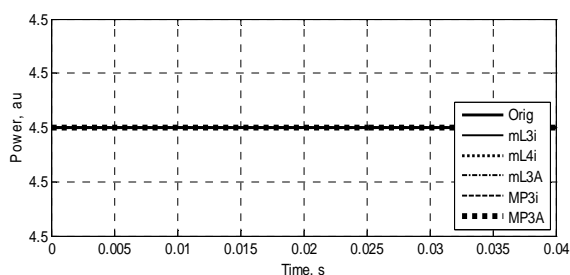


Рис. 4. Кривые мгновенной мощности

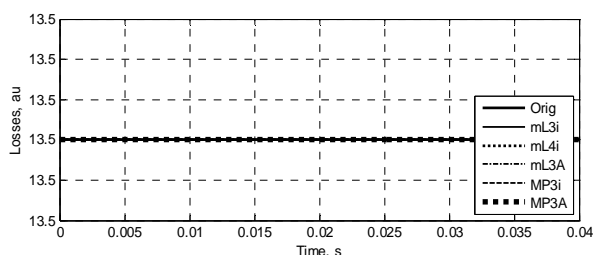


Рис. 5. Кривые мгновенных потерь

**Выводы.** Получены соотношения для выполнения оценки качества электропотребления в трехфазной трехпроводной и четырехпроводной сетях. Для этого были решены задачи поиска экстремумов мгновенной и средней мощности, а также потерь на активном сопротивлении проводов линий электропередач. Решение данных задач позволяет сделать выводы о том, что идеальным потребителем в трехпроводной электрической сети независимо от симметрии и гармонического состава питаемого напряжения является симметричный треугольник активных сопротивлений. Соотношения позволяют рассчитывать как мгновенные, так и интегральные оценки качества электропотребления, учитывающие такие свойства потребителя как симметрия, линейность, наличие реактивности.

#### Список литературы

1. Горелов С. В., Хомутов С. О., Поляков И. А., Денчик Ю. М. Автоматизация расчётов режимов потоков активной мощности в электроэнергетических системах / ред. Горелова В. П., Сальникова В. Г. Новосибирск: Изд-во Сиб. гос. ун-та водн. трансп., 2016. 120 с.
2. Сокол Е. И., Гриб О. Г., Жаркин А. Ф. Качество электрической энергии. Т. 2. Контроль качества электрической энергии. Харьков: ПП «Граф-Икс», 2014. 244 с.
3. Пантелеев В. И., Поддубных Л. Ф. Многоцелевая оптимизация и автоматизированное проектирование управления качеством электроснабжения в электроэнергетических системах: монография. Красноярск: Сибирский федеральный университет, 2009. 194 с.
4. Жежеленко И. В. Основные направления повышения эффективности производства, передачи и распределения

электрической энергии. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. Сер.: Энергетика. 2018. Т. 61, № 1. С. 28–35.

5. Сиротин Ю. А. Компенсация и учет реактивной мощности в электротехнических системах с несимметричными режимами. Харьков: НТУ «ХПИ», 2014. 336 с.
6. Shvets S. V., Sokol Y. I., Gryb O. G., [et al.] Network-centric technologies for control of three-phase network operation modes *Electrical engineering & electromechanics*. 2017. no. 3. pp. 67–71.
7. Степанов В. М., Базыль И. М. Влияние высших гармоник в системах электроснабжения предприятия на потери электрической энергии. Изв. ТулГУ. Сер.: Технические науки. 2013. вып. 12, Ч. 2. С. 27–31.
8. Куско А., Томпсон М. Сети электроснабжения. Методы и средства обеспечения качества энергии. Москва: Додэка-XXI. 2010. 336 с.
9. Shvets S. V., Sokol Y. I., Gryb O. G., [et al.] The development of the theory of instantaneous power of three-phase network in terms of network centrism. *Electrical engineering & electromechanics*. 2017. no. 4. pp. 61–65.
10. Сиротин Ю. А. Сбалансированная и разбалансированная составляющая тока в трехфазной несимметричной системе. *Вісник Приазовського державного ТУ: сб. науч. тр. Сер.: Технические науки*. 2008. вип. 18, Ч. 2. С. 81–87.
11. Бартоломей П. И., Тащилин В. А. Информационное обеспечение задач электроэнергетики: учеб. пособие. 2-е изд. Москва: ФЛИНТА, 2017. 108 с.
12. Бунтеев Ю. Е., Кузнецов В. А., Радковский А. К. Измерение реактивной энергии в электрических сетях при наличии высших гармоник. *Записки Горного института*. 2012. Т. 196. С. 231–235.
13. Гриб О. Г., Швец С. В., Донецкая Т. С., Бортников А. В. Определение экстремумов мощности и потерь в отдельной фазе электрической сети. *Вестник Нац. техн. ун-та "ХПИ": сб. науч. тр. Серия: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків: НТУ «ХПИ»*. 2018. № 17(1293). С. 82–87.

#### References (transliterated)

1. Gorelov S. V., Homutov S. O., Poljakov I. A., Denchik Ju. M. *Avtomatizacija raschjotov rezhimov peretokov aktivnoj moshhnosti v jelektrojenergeticheskix sistemah* [Automation of calculations of active power flow modes in electric power systems]. Novosibirsk, Izd-vo Sib. gos. un-ta vodn. transp. Publ., 2016. 120 p.
2. Sokol E. I., Grib O. G., Zharkin A. F. *Kachestvo jelektricheskoy jenerгии. T. 2. Kontrol' kachestva jelektricheskoy jenerгии* [The quality of electrical energy. Vol. 2. Quality control of electrical energy]. Kharkov, PP «Graf-Iks» Publ., 2014. 244 p.
3. Panteleev V. I., Poddubnyh L. F. *Mnogocелевая optimizacija i avtomatizirovanoe proektirovanie upravlenija kachestvom jelektrosnabzhenija v jelektrojenergeticheskix sistemah: monografija* [Multi-purpose optimization and computer-aided design of power quality management in electric power systems: monograph]. Krasnojarsk, Sibirskij federal'nyj universitet Publ., 2009. 194 p.
4. Zhezhelenko I. V. Osnovnye napravlenija povyszenija jeffektivnosti proizvodstva, peredachi i raspredelenija jelektricheskoy jenerгии [The main directions of increasing the efficiency of production, transmission and distribution of electric energy]. *Izvestiya vyssh. ucheb. zavedenij i jenerg. obedinenij SNG. Seriya: Jenergetika*. 2018, vol. 61, no. 1, pp. 28–35.
5. Sirotn Ju. A. *Kompensacija i uchet reaktivnoj moshhnosti v jelektrotehnicheskix sistemah s nesimmetrichnymi rezhimami* [Compensation and accounting of reactive power in electrical systems with asymmetric modes]. Kharkov, NTU"KhPI" Publ., 2014. 336 p.
6. Shvets S. V., Sokol Y. I., Gryb O. G., [et al.] Network-centric technologies for control of three-phase network operation modes *Electrical engineering & electromechanics*. 2017, no. 3, pp. 67–71.
7. Stepanov V. M., Bazyl' I. M. Vlijanie vysshih garmonik v sistemah jelektrosnabzhenija predprijatija na poteri jelektricheskoy jenerгии. [Influence of higher harmonics in the enterprise's power supply systems on electric power losses]. *Izvestija TulGU. Seriya: Tehnicheskie nauki*. 2013, vol. 12, no. 2, pp. 27–31.
8. Kusko A., Tompson M. *Seti jelektrosnabzhenija. Metody i sredstva obespechenija kachestva jenerгии* [Power supply networks. Methods

- and means of ensuring the quality of energy]. Moscow, Dodjeka-XXI Publ., 2010. 336 p.
9. Shvets S. V., Sokol Y. I., Gryb O. G., [et al.] The development of the theory of instantaneous power of three-phase network in terms of network centrism. *Electrical engineering & electromechanics*. 2017, no. 4, pp. 61–65.
  10. Sirotin Ju. A. Sbalansirovannaja i razbalansirovannaja sostavlajushhaja toka v trehfaznoj nesimmetrichnoj sisteme [Balanced and unbalanced current component in three-phase asymmetric system]. *Visnyk Pryazov'skogo derzhavnogo tehničnogo universytetu. sb. nauch. tr. Seriya: Tekhnicheskiye nauki*. [Bulletin of the Priazov State Technical University]. Publ., 2008, no. 18, part 2, pp. 81–87.
  11. Bartolomej P. I., Tashhilin V. A. *Informacionnoe obespechenie zadach jelektroenergetiki: ucheb. posobie* [Information support of tasks of electric power industry: studies allowance] Moscow, FLINTA Publ., 2017. 108 p.
  12. Bunteev Ju. E., Kuznecov V. A., Radkovskij A. K. Izmerenie reaktivnoj jenerгии v jelektricheskijh setjah pri nalichii vysshijh garmonik [Measurement of reactive energy in electrical networks in the presence of higher harmonics] *Zapiski Gornogo instituta*. 2012, vol. 196, pp. 231–235.
  13. Grib O. G., Shvec S. V., Doneckaja T. S., Bortnikov A. V. Opredelenie jekstremumov moshhnosti i poter' v otdel'noj faze jelektricheskijh seti [Determination of power extremes and losses in a separate phase of the electrical network]. *Vestnik Nats. tekhn. un-ta "KhPI": sb. nauch. tr. Seriya: Gidravlichni mashini ta gidroagregati*. [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Hydraulic machines and hydraulic units] Kharkov, NTU"KhPI" Publ., 2018, no. 17(1293), pp. 82–87.

*Поступила (received) 29.10.2018*

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Швец Сергій Вікторович (Швец Сергей Викторович, Shvets Sergey Viktorovich)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3716-141X>; e-mail: [se55sh32@gmail.com](mailto:se55sh32@gmail.com)

**Гриб Олег Герасимович (Гриб Олег Герасимович, Gryb Oleg Gerasimovych)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4758-8350>; e-mail: [oleg47gryb@gmail.com](mailto:oleg47gryb@gmail.com)

**Донецька Тетяна Сергіївна (Донецкая Татьяна Сергеевна, Donetskaya Tatyana Sergeevna)** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0925-1001>; e-mail: [iierusalimovat@gmail.com](mailto:iierusalimovat@gmail.com)

**Мариненко Анатолій Петрович (Мариненко Анатолий Петрович, Marinenko Anatoly Petrovich)** – голова правління громадської організації «Ентузіаст»; м. Енергодар, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0739-1676>; e-mail: [anatolijmarinenko110@gmail.com](mailto:anatolijmarinenko110@gmail.com)

**Карпалюк Ігор Тимофійович (Карпалюк Игорь Тимофеевич, Karpalyuk Igor Timofeevich)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5634-6807>; e-mail: [humpway@gmail.com](mailto:humpway@gmail.com)



УДК 621.314.5

**В. А. МАКАРОВ****АНАЛИЗ ПОТЕРЬ В АВТОНОМНОМ ИНВЕРТОРЕ НАПРЯЖЕНИЯ С LC-ФИЛЬТРОМ И СИНУСОИДАЛЬНОЙ ШИМ ПРИ РАБОТЕ НА НЕЛИНЕЙНУЮ НАГРУЗКУ**

Сейчас значительное внимание уделяется повышению качества электрической энергии. Проблема влияния высших гармоник одна из важных частей проблемы электромагнитной совместимости потребителей электроэнергии с питающей электрической сетью. Актуальными остаются вопросы анализа потерь в автономных инверторах напряжения при работе их на нелинейную нагрузку. Целью статьи является определение потерь в ключах инвертора напряжения с синусоидальной ШИМ при работе на нелинейную нагрузку. Ток коммутируемый ключами инвертора отличается от синусоидального. Определены составляющие этого тока, который состоит из тока нагрузки и тока протекающего в конденсатор, который раскладывается на ток первой гармоники и ток высших гармоник. Найдено действующее значение тока через ключ инвертора. Произведен расчет потерь в силовых ключах автономного инвертора напряжения, определен действующий ток, протекающий в ключе, получено выражение для определения мощности потерь на включение и статических потерь в ключах автономного инвертора напряжения с LC-фильтром и синусоидальной ШИМ. В результате анализа определен диапазон частот ШИМ при котором достигается минимум потерь. Даны рекомендации по выбору частоты синусоидальной ШИМ автономного инвертора напряжения при работе на нелинейную нагрузку.

**Ключевые слова:** мощность потерь, качество электрической энергии, электромагнитная совместимость, нелинейная нагрузка, ШИМ, автономный инвертор напряжения.

**В. О. МАКАРОВ****АНАЛІЗ ВТРАТ В АВТОНОМНОМУ ІНВЕРТОРІ НАПРУГИ С LC-ФІЛЬТРОМ І СИНУСОЇДАЛЬНОЮ ШІМ ПРИ РОБОТІ НА НЕЛІНІЙНЕ НАВАНТАЖЕННЯ**

Зараз значна увага приділяється підвищенню якості електричної енергії. Проблема впливу вищих гармонік одна з важливих частин проблеми електромагнітної сумісності споживачів електроенергії з живильної електричної мережею. Актуальними залишаються питання аналізу втрат в автономних інверторах напруги при роботі їх на нелінійне навантаження. Метою статті є визначення втрат в ключах інвертора напруги з синусоїдальної ШІМ при роботі на нелінійне навантаження. Струм комутований ключами інвертора відрізняється від синусоїдального. Визначено складові цього струму, який складається із струму навантаження і струму що протікає в конденсатор, який розкладається на струм першої гармоніки і струм вищих гармонік. Знайдено діюче значення струму через ключ інвертора. Зроблено розрахунок втрат в силових ключах автономного інвертора напруги, визначений діючий струм, що протікає в ключі, отримано вираз для визначення потужності втрат на включення і статичних втрат в ключах автономного інвертора напруги з LC-фільтром і синусоїдальної ШІМ. В результаті аналізу визначено діапазон частот ШІМ при якому досягається мінімум втрат. Дано рекомендації по вибору частоти синусоїдальної ШІМ автономного інвертора напруги при роботі на нелінійне навантаження.

**Ключові слова:** потужність втрат, якість електричної енергії, електромагнітна сумісність, нелінійне навантаження, ШІМ, автономний інвертор напруги.

**V. O. MAKAROV****LOSS ANALYSIS IN SELF-COMMUTATED INVERTER WITH LC-FILTER AND SINUSOIDAL PWM DURING NONLINEAR LOAD LOADING**

Now considerable attention is paid to improving the quality of electrical energy. The problem of the influence of higher harmonics is one of the important parts of the problem of electromagnetic compatibility of electricity consumers with the power supply network. The problems of analyzing losses in self-commutated inverter when they are operated for non-linear loads remain topical. The purpose of the article is to determine the losses in the voltage inverter keys with sinusoidal PWM when operating on a nonlinear load. Current switched by inverter keys is different from sinusoidal. The components of this current, which consists of the load current and the current flowing into the capacitor, which is decomposed into the first harmonic current and the current of higher harmonics, are determined. Found the effective value of the current through the inverter key. The losses in the power switches of the self-commutated inverter are calculated, the effective current flowing in the key is determined, an expression is obtained to determine the power losses for switching on and static losses in the keys of the self-commutated inverter with LC filter and sinusoidal PWM. As a result of the analysis, the PWM frequency range was determined at which the minimum loss is achieved. Recommendations are given on the choice of the frequency of a sinusoidal PWM self-commutated inverter when operating on a nonlinear load.

**Keywords:** power loss, electric power quality, electromagnetic compatibility, non-linear load, PWM, self-commutated inverter.

**Введение.** Жесткие требования, которые ограничения на содержание высших гармоник предъявляются к качеству и надежности сетей напряжения питания при работе на линейную и электропитания ответственных потребителей, вводят нелинейную нагрузку. Внедрение электронных

© В. А. Макаров, 2018

приборов в промышленности привело к увеличению количества потребителей электрической энергии, которые обеспечивают безопасность и жизнедеятельность человека, работу телекоммуникационных систем, непрерывность технологических процессов, хранение информации, и нуждаются в бесперебойном питании. Наиболее жесткие требования к качеству электрической энергии, электромагнитной совместимости с источником питания и нагрузкой предъявляются в системах питания медицинской и телекоммуникационной аппаратуры [1-5]. Для рассмотренных систем характерно использование электронных блоков питания (нелинейная нагрузка).

**Цель статьи.** Произвести расчет потерь в силовых ключах АИН, определить действующий ток, протекающий в ключе, получить выражение для определения мощности потерь на включение и статических потерь в ключах автономного инвертора напряжения (АИН) с LC-фильтром и синусоидальной ШИМ.

**Постановка проблемы.** Потери в ключах АИН состоят из статических и динамических. Для определения динамических потерь необходимо определить действующий ток, протекающий через ключ. Если речь идет о АИН с LC-фильтром и синусоидальной ШИМ работающем на нелинейную нагрузку, то определение этого тока является достаточно сложной задачей. Так же необходимо учитывать влияние частоты ШИМ на динамические потери в ключах.

**Материалы исследований.**

Основным фактором, снижающим ЭМС нагрузки и источника питания, является несинусоидальность потребляемого тока, что, как правило, связано с использованием выпрямителей с активно-емкостной нагрузкой. Основные зависимости, описывающие подобные системы, известны [6-11], но при проектировании источников синусоидального напряжения (рис. 1) целесообразно иметь более подробную информацию об электромагнитных процессах в преобразователе, что позволит учесть его взаимодействие с выходным фильтром источника, влияние повышенной токовой нагрузки на силовые ключи полупроводникового преобразователя, дать оценку уровня электромагнитных помех. В общем случае нагрузка источника является нелинейной.

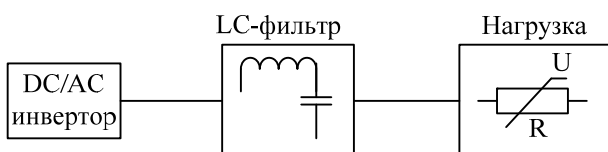


Рис. 1. Выходная цепь источника синусоидального напряжения

При работе на выпрямитель инвертор в совокупности с нагрузкой представляют собой систему с изменяемыми параметрами (рис. 2).

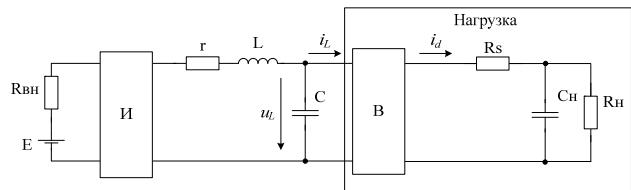


Рис. 2. Структурная схема преобразователя и нелинейной нагрузки

Для оценки потерь в АИН, необходимо проанализировать электромагнитные процессы протекающие в силовых ключах схемы.

Потери в силовых ключах состоят из статических потерь  $P_{st}$ , которые связаны с протеканием тока через транзистор и вызванным им падением напряжения на нем и динамических (коммутационных) потерь, связанных с переключением прибора, которые состоят из потерь на включение  $P_{on}$  и выключение  $P_{off}$

$$P_{vt} = P_{st} + P_{on} + P_{off} \tag{1}$$

Потери на выключение будут незначительными, т.к. они зависят от параметров транзистора, а именно емкости Миллера и всегда можно подобрать ток драйвера таким, чтобы эти потери по сравнению с остальными составляющими были не существенными, и для оценки суммарных потерь ими можно пренебречь [14].

Потери на включение определяются особенностями работы схемы. При формировании выходного синусоидального напряжения, полученного при помощи однополярной ШИМ в схеме, возникают сквозные токи, связанные с перетеканием тока из диода одного транзистора в транзистор, который открывается, при этом выделяется некоторое количество тепла. Коммутируемое напряжение на интервале коммутации, можно считать неизменным и оно будет равно напряжению источника питания  $U_d$ . Энергия потерь в транзисторе при включении будет определяться из выражения [14]:

$$E_{on} = U_d \left( Q_{rr} + I_K \sqrt{\frac{2Q_{rr}}{di/dt}} + \frac{I_K^2}{2 di/dt} \right), \tag{2}$$

где  $I_K$  - коммутируемый ток;  $Q_{rr}$  - заряд обратного восстановления диода;  $di/dt$  - скорость нарастания тока в транзисторе.

Из (2) видно, что для оценки потерь необходимо знать величины  $Q_{rr}$  и  $di/dt$ . Известно [12-14], что для диодов величина  $Q_{rr}$  примерно пропорциональна величине коммутируемого тока  $Q_{rr} = kI_K$ , где  $k$  - соответствующий постоянный коэффициент. Тогда выражение (2) будет выглядеть так:

$$E_{on} = U_d \left( kI_k + I_k \sqrt{\frac{2kI_k}{di/dt}} + \frac{I_k^2}{2di/dt} \right) \quad (3)$$

Если величина коммутируемого тока изменяется на периоде основной гармоники, то зная энергию потерь  $E_{on}$ , можно определить среднюю мощность потерь в транзисторе при включении, если усреднить значение энергии на периоде основной гармоники:

$$P_{on} = \frac{f_n}{2\pi} \int_0^{2\pi} E_{on}(\theta) d\theta \quad (4)$$

Потери в полупроводниковых приборах для типовых применений исследованы достаточно детально [12-14]. Для вычисления мощности потерь включения в АИН с синусоидальной ШИМ, можно воспользоваться следующим выражением [14]:

$$P_{on}(\theta) = U_d f_n \left( kI_L \sin \theta + I_L \sin \theta \sqrt{\frac{2kI_L \sin \theta}{di/dt}} + \frac{I_L^2 \sin^2 \theta}{2di/dt} \right), \quad (5)$$

где  $I_L$  - ток нагрузки во время коммутации (в данном случае амплитудное значение).

Средняя величина потерь включения на периоде первой гармоники будет определяться как:

$$P_{onAV} = \frac{U_d f_n}{\pi} \left( kI_L \int_0^\pi \sin \theta d\theta + I_L \sqrt{\frac{kI_L}{di/dt}} \int_0^\pi \sin^{3/2} \theta d\theta + \frac{I_L^2}{2di/dt} \int_0^\pi \sin^2 \theta d\theta \right) = \frac{U_d f_n I_L}{\pi} \left( 2k + 2,47 \sqrt{\frac{kI_L}{di/dt}} + 0,785 \frac{I_L}{di/dt} \right) \quad (6)$$

Уравнение (6) корректно в том случае, когда коммутируемый ток изменяется по синусоидальному закону. В реальной схеме (рис. 2) ток, коммутируемый силовым ключом, будет определяться током  $i_V$  протекающим в дросселе фильтра  $L$ . Этот ток, можно разбить на составляющие: ток нагрузки  $i_L$  и ток  $i_C$  протекающий через конденсатор фильтра, который в свою очередь состоит из первой гармоники тока  $i_{C1}$  протекающего в LC контуре и тока высших гармоник  $i_{Cn}$ . На рис. 3 приведены осциллограммы этих токов. Для анализа этого тока нужно рассмотреть процессы, происходящие в схеме в момент переключения силового ключа. Так на интервале проводимости ток дросселя определяется разностью напряжений источника питания  $U_d$  и напряжением на конденсаторе фильтра  $U_c$ . На рис. 4 приведена эквивалентная схема, поясняющая этот процесс.

Если пренебречь потерями в выходном фильтре инвертора, пульсации тока в дросселе определяются как

$$di_V = \frac{U_d dt}{L} = \frac{(U_d - U_c)}{L} dt = \frac{(U_d - U_d \sin \omega_0 t)}{L} dt \quad (7)$$

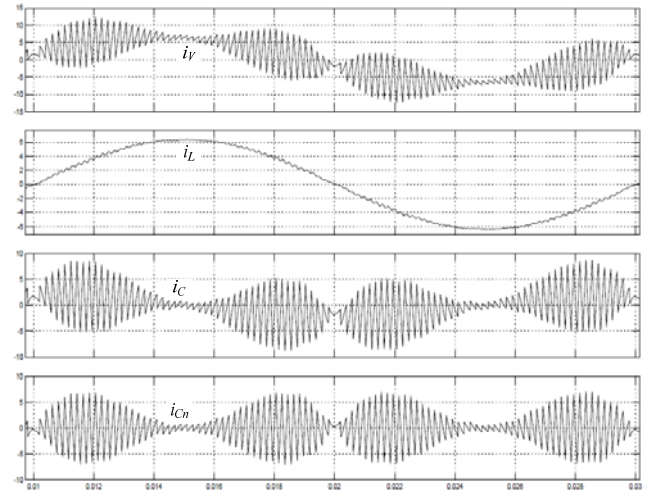


Рис. 3. Осциллограммы токов

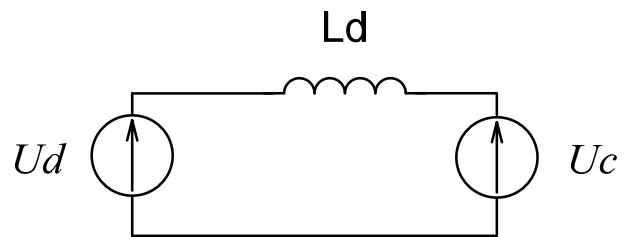


Рис. 4 Эквивалентная схема при замкнутом ключе АИН

Очевидно, что величина пульсаций тока будет зависеть от длительности импульса  $\Delta t$  и величины индуктивности дросселя  $L$ . Длительность импульса в свою очередь определяется в соответствии с параметрами ШИМ  $f_n = 1/T_n$  в определенный момент времени, как  $\Delta t = T_n \sin \omega_0 t$ . Поэтому если перейти к конечным приращениям, величина пульсаций тока дросселя (7) определяется, как

$$\Delta i_V(t) = \frac{U_d T_n}{L} (1 - \sin \omega_0 t) \sin \omega_0 t = \frac{U_d}{L f_n} (1 - \sin \omega_0 t) \sin \omega_0 t \quad (8)$$

Таким образом, ток в дросселе можно разложить на составляющие: ток нагрузки  $i_L$ , ток, протекающий в конденсаторе, который равен в первом приближении  $\Delta i_V(t) = i_{Cn}(t)$ , огибающая тока показана на рис. 5, и первой гармоники тока протекающего в конденсатор, амплитуда

которого определяется из параметров колебательного LC контура:

$$I_{Cm1} = \frac{U_d}{\omega_0 L + 1/\omega_0 C} \quad (9)$$

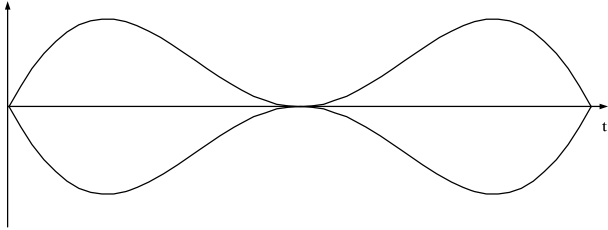


Рис. 5. Огибающая тока  $i_{cn}$

Ток дросселя для текущего угла коммутации может быть представлен в виде

$$i_v(\theta) = i_L(\theta) + (i_{cn}(\theta) + i_{c1}(\theta)) = I_{Lm} \sin \omega_0 \theta + \left( \frac{U_d}{Lf_n} (1 - \sin \omega_0 \theta) \sin \omega_0 \theta + I_{Cm1} \sin(\omega_0 \theta + \pi/2) \right) \quad (10)$$

Найдем действующее значение тока дросселя, для этого определим действующий ток составляющей тока  $i_{cn}$  конденсатора. Ток имеет треугольную форму, модулированную по амплитуде огибающей рис. 5. Так как действующее значение тока треугольной формы с постоянной амплитудой  $A$  будет  $\frac{A}{\sqrt{3}}$  [15], то:

$$I_{Cn} = \frac{U_d}{Lf_n} \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^\pi \left( \frac{1}{\sqrt{3}} (1 - \sin \omega_0 \theta) \sin \omega_0 \theta \right)^2 d\theta} = \frac{U_d}{Lf_n} \cdot \left( \frac{2 - \sqrt{3}}{2\sqrt{6}} \right) \quad (11)$$

Действующий ток второй составляющей тока конденсатора  $i_{c1}$ :

$$I_{C1} = \frac{U_d}{\omega_0 L + 1/\omega_0 C} \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^\pi (\sin(\theta + \pi/2))^2 dt} = \frac{U_d}{\omega_0 L + 1/\omega_0 C} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} \quad (12)$$

Таким образом, действующий ток конденсатора равен:

$$I_c = \sqrt{I_{Cn}^2 + I_{C1}^2} \quad (13)$$

Действующий ток нагрузки определяется как  $I_L = \frac{S}{U_d \sqrt{2}}$ , где  $S$  – номинальная мощность нагрузки.

Действующий ток дросселя определяется, как

$$I_v = \sqrt{I_L^2 + I_{cn}^2 + I_{c1}^2} \quad (14)$$

Действующий ток дросселя сильно зависит от индуктивности  $L$  и частоты ШИМ  $f_n$ . На рис. 6 показана зависимость относительного тока  $I^* = \frac{I_v}{I_L}$  от частоты ШИМ  $f_n$  при значении индуктивности  $L = 1,2$  мГн, а на рис. 7 зависимость  $I^*$  от индуктивности  $L$  при  $f_n = 5$  кГц для мощности нагрузки равной 1кВт. Из рис. 6 видно, что при неизменном значении индуктивности на величину действующего тока дросселя существенно влияет частота ШИМ, до того момента пока за время импульса изменение энергии в индуктивности будет минимальным, это видно из выражения (11). Подобный эффект вызывает и изменение величины индуктивности дросселя  $L$  (рис. 7) – чем эта величина больше, тем пульсации тока меньше.

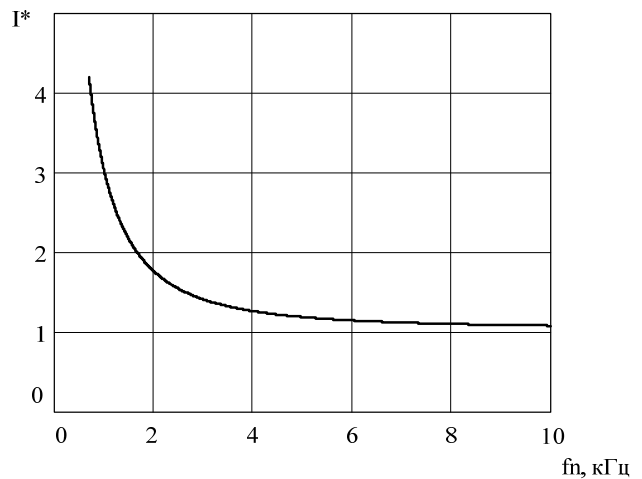


Рис. 6. Зависимость тока от частоты ШИМ

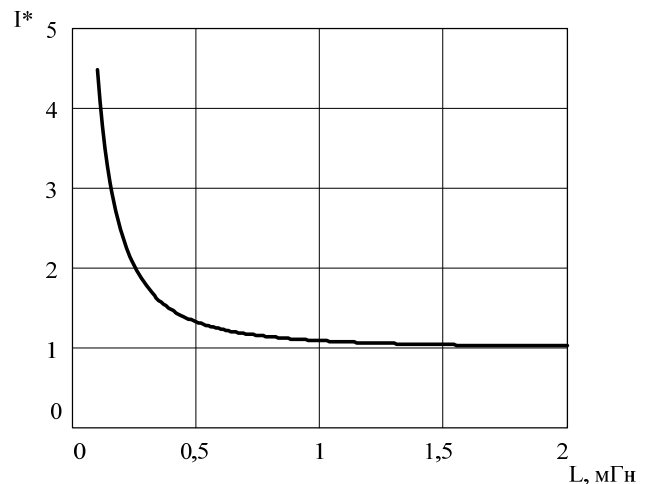


Рис. 7. Зависимость тока от индуктивности дросселя

Для определения средней мощности потерь на включение (6), необходимо определить среднее значение тока дросселя, т.е. надо вычислить интеграл

$$I_{dAV} = \frac{1}{\pi\sqrt{2}} \int_0^{\pi} i_V(\theta) d\theta.$$

Аналитически решение этого интеграла является сложной задачей, поэтому он был решен численно в пакете Mathcad. Для оценки мощности потерь на включение построена зависимость мощности потерь от частоты ШИМ  $P_{onAV}(f_n)$  для типового транзистора типа IRF740 (рис. 8).

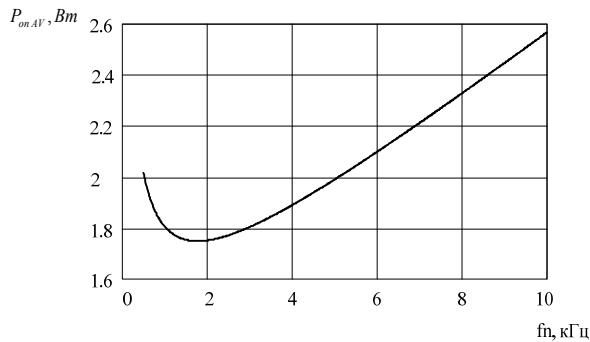


Рис. 8. Зависимость средней мощности включения от частоты ШИМ

В соответствии с (10) потери на включение делятся на составляющую, которая зависит от первой гармоники тока дросселя и прямо пропорциональна частоте ШИМ и составляющую, определяемую пульсациями тока в дросселе. Как видно из рис. 8 результирующие потери на включение имеют минимум, определяемый снижением пульсаций тока в дросселе, как видно из рис. 6. При дальнейшем росте частоты, пульсации тока дросселя практически не зависят от частоты ШИМ, а составляющая потерь на включение, зависящая от первой гармоники тока дросселя, растет пропорционально частоте ШИМ.

Для определения статических потерь в транзисторе воспользуемся выражением [14]:  $P_{stAV} = I_{VT RMS}^2 \cdot R_{DS(on)}$ , где

$$I_{VT RMS} = \frac{I_V}{2} \quad - \quad \text{действующий ток транзистора,}$$

$R_{DS(on)}$  - сопротивление канала транзистора в открытом состоянии.

$$\text{Полная мощность потерь равна: } P_{AV} = P_{onAV} + P_{stAV}.$$

На рис. 9 показан график зависимости мощности потерь от частоты ШИМ. Как видно из рисунка – наблюдается минимум мощности потерь, следовательно, можно выделить диапазон частот, в котором мощность потерь минимальна. Так для мощности нагрузки 1 кВт такой диапазон будет находиться в пределах от 7 до 10 кГц.

Анализируя зависимость рис. 9 видно, что на частоте ШИМ в районе 8 кГц наблюдается минимум суммарной мощности потерь. При уменьшении частоты относительно 8 кГц потери будут расти быстрее, чем при ее увеличении, т.к. будет сказываться составляющая, зависящая от пульсаций тока на дросселе.

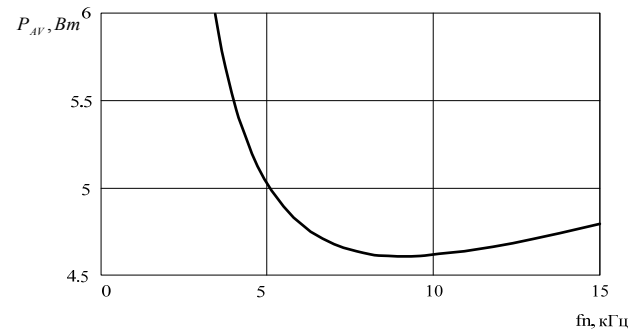


Рис. 9. Зависимость средней мощности потерь от частоты ШИМ

К примеру, при уменьшении частоты ШИМ в два раза с 8 до 4 кГц потери увеличатся на 20%, а при увеличении частоты в два раза, потери увеличатся всего на 4%. Следовательно, для выбора частоты ШИМ рекомендуется увеличивать частоту ШИМ или оставлять ту при которой наблюдается минимум суммарных потерь в транзисторе. При выборе частоты ШИМ так же необходимо учитывать каким образом формируются временные интервалы, т.е. влияние дискретности вычислений, а также необходимо учитывать характер нагрузки [16,17].

#### Список литературы

1. Ali Emadi, Abdolhosein Nasiri, Stoyan B. Bekiarov. *Uninterruptible power supplies and active filters*. Chicago: CRC Press, Illinois Institute of Technology Electrical and Computer Engineering Department, IL, 2005. 272p.
2. Воробьев А.Ю. *Электроснабжение компьютерных и телекоммуникационных систем*. Москва: Эко-Трендз, 2002. 280 с.
3. Замаруев В.В., Ивахно В.В., Макаров В.А. *Источник бесперебойного питания с неидеальным буферным накопителем энергии*. Технічна електродинаміка. Київ: ІЕД НАН України. Тематичний випуск: Силова електроніка та енергоефективність. 2003. Ч.4. с.11-15
4. Домнин И.Ф., Замаруев В.В., Ивахно В.В., Прокопенко В.Ю. *Источник бесперебойного питания систем диагностики телефонной станции*. Технічна електродинаміка. Київ: ІЕД НАН України. Тематичний випуск: Силова електроніка та енергоефективність. 2003. Ч.4. с.7-10.
5. Кузькин В.И., Мелешкин В.Н., Попова Н.В. [и др.] *Однофазный агрегат бесперебойного питания мощностью 3 кВА*. Электротехника. 2004. №10. с. 14–18.
6. Руденко В.С., Сенько В.И., Чиженко И.М. *Преобразовательная техника* [2-е изд.]. Київ: Вища школа, 1983. 431 с.
7. Гончаров Ю.П., Будьоний О.В., Морозов В.Г. та ін. *Перетворювальна техніка*. Ч2 / ред. Руденка В.С. Харків: Фоліо, 2000. 360 с.
8. Гончаров Ю.П., Ермуратский В.В., Заика Э.И., Штейнберг А.Ю. *Автономные инверторы*. / Под ред. Чалого Г.В. Кишинев: Штиинца, 1974. 336 с.
9. Бедфорд Б., Хофт Р. *Теория автономных инверторов*. / перевод с англ. ред. И.В. Антика. Москва: «Энергия», 1969. 280 с.
10. Макаров В.А., Ластовка А.П. *Работа инвертора напряжения с LC-фильтром на нелинейную нагрузку*. Технічна електродинаміка. Київ: ІЕД НАНУ. 2010. Тематичний вип., Ч.2., с. 243-246.
11. Слепов Н.Н., Дроздов Б.В. *Широтно-импульсная модуляция*. Москва: Энергия, 1978. 190 с.

12. Muhammad H. Rashid. *Power electronics handbook*. Academic Press, Pensacola, Florida, 2001. 895p.
13. Robert W. Erickson, Dragan Maksimovic. *Fundamentals of Power Electronics*. Second Edition. University of Colorado Boulder, Colorado, 2004. 900p.
14. Силовые полупроводниковые приборы. Каталог фирмы International Rectifier. / пер. с англ. под ред. В.В. Токарева. Москва: IR Group, 1995. 353 с.
15. Бронштейн И.Н., Семедьяев К.А. *Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов*. Москва: Наука, 1980. 976с.
16. Макаров В.А., Замаруев В.В., Ивахно В.В., Ластовка А.П. *К вопросу выбора частоты синусоидальной ШИМ источника резервного питания при его работе на линейную и нелинейную нагрузку*. Технічна електродинаміка. Київ: ІЕД НАНУ. 2009. Тематичний вип., Ч.5., с. 43-46.
17. Макаров В.А., Ластовка А.П. *Формирование точек коммутации синусоидальной ШИМ микропроцессорными средствами*. Технічна електродинаміка. Київ: ІЕД НАНУ. 2012. Ч. 1, Тематичний вип. с. 81–86
6. Rudenko V.S. Sen'ko V.I., Chizhenko I.M. *Preobrazovatel'naya tekhnika* [Converter equipment]. Kiev, Vishcha shkola, 1983. 431 p.
7. Goncharov Yu.P., Bud'onij O.V., Morozov V.G. *Peretvoryuval'naya tekhnika* [Converter equipment]. Harkiv: Folio, 2000, 360 p.
8. Goncharov Yu.P., Ermuratskiy V.V., Zaika E.I., Shtejnberg A.Yu. *Avtonomnye invertory* [Self-commutated inverters]. Kishinev: SHTinca, 1974. 336 p.
9. Bedford B., Hoft R. *Teoriya avtonomnykh invertorov* [The theory of self-commutated inverters]. Moscow: «Energiya», 1969. 280 p.
10. Makarov V.A., Lastovka A.P. *Rabota invertora napryazheniya s LC-filtrom na nelinejnyu nagruzku* [Voltage inverter operation with LC-filter for non-linear load]. *Tekhnichna elektrodinamika*. Kyiv: IED NANU. 2010. Tematichnij vip., Part 2., pp. 243-246.
11. Slepov N.N., Drozdov B.V. *Shirotno-impul'snaya modulyaciya* [Pulse-width modulation]. Moscow: Ehnergiya, 1978. 190 p.
12. Muhammad H. Rashid. *Power electronics handbook*. Academic Press, Pensacola, Florida, 2001. 895 p.
13. Robert W. Erickson, Dragan Maksimovic. *Fundamentals of Power Electronics*. Second Edition. University of Colorado Boulder, Colorado, 2004. 900 p.
14. Power semiconductor devices. Company directory International Rectifier (Russ. ed.: V.V. Tokareva, *Silovye poluprovodnikovye pribory*. Moscow, IR Group, 1995. 353 p.)
15. Bronshtejn I.N., Semendyaev K.A. *Spravochnik po matematike dlya inzhenerov i uchashchihsvya vuzov* [Handbook of mathematics for engineers and students]. Moscow: Nauka, 1980. 976p.
16. Makarov V.A., Zamaruev V.V., Ivahno V.V., Lastovka A.P. *K voprosu vybora chastoty sinusoidal'noj SHIM istochnika rezervnogo pitaniya pri ego rabote na linejnyu i nelinejnyu nagruzku* [On the choice of the frequency of a sinusoidal PWM backup power source when it is working on a linear and non-linear load]. *Tekhnichna elektrodinamika*. Kyiv: IED NANU. 2009. Tematichnij vip., Part.5., pp. 43-46.
17. Makarov V.A., Lastovka A.P. *Formirovanie toček kommutacii sinusoidal'noj SHIM mikroprocessornymi sredstvami* [Formation of switching points of sinusoidal PWM microprocessor means]. *Tekhnichna elektrodinamika*. Kyiv: IED NANU. 2012. Part. 1, Tematichnij vip., pp. 81–86

### References (transliterated)

1. Ali Emadi, Abdolhosein Nasiri, Stoyan B. Bekiarov. *Uninterruptible power supplies and active filters*. Chicago: CRC Press, Illinois Institute of Technology Electrical and Computer Engineering Department, IL, 2005. 272p.
2. Vorob'yev A.Yu. *Elektrosnabzheniye komp'yuternykh i telekommunikatsionnykh sistem*. [Power supply of computer and telecommunication systems] Moscow: Eko-Trendz, 2002. 280 s.
3. Zamaruev V.V., Ivakhno V.V., Makarov V.A. *Istochnik bespereboynogo pitaniya s neideal'nym bufernym nakopitelem energii*. [Uninterruptible power supply with non-ideal buffer energy storage]. *Tekhnichna elektrodinamika*. Kiev: IED NAS of Ukraine. Topical Issue: Sylowa Elektronika and Energy Efficiency, 2003, Part 4, p.11-15
4. Domnin I.F., Zamaruev, V.V., Ivakhno, V.V., Prokopenko, V.Yu. *Istochnik bespereboynogo pitaniya sistem diagnostiki telefonnoy stantsii*. [Uninterruptible power supply system for telephone station diagnostic systems]. *Tekhnichna elektrodinamika*. Kiev: IED NAS of Ukraine. Topical Issue: Sylowa Elektronika and Energy Efficiency. 2003, Part 4, pp.7-10.
5. Kuz'kin V.I., Meleshkin V.N., Popova N.V. [i dr.] *Odnofaznyy agregat bespereboynogo pitaniya moshchnost'yu 3 kVA* [Single-phase 3 kVA uninterruptible power supply unit] *Elektrotekhnika*. 2004, No 10, pp. 14–18.

Поступила (received) 29.11.2018

### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Макаров Вадим Олександрович (Макаров Вадим Александрович, Makarov Vadym Oleksandrovych)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Промислова і біомедична електроніка»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1079-6113>; e-mail: Vadimm@ukr.net

УДК 621.22

*Г. А. АВРУНИН, И. И. МОРОЗ***АНАЛИЗ ПРИМЕНЕНИЯ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ В ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДАХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

Рассмотрены современные классификации рабочих жидкостей для объемных гидроприводов мобильных строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин, в том числе допускаемых для эксплуатации: гидравлических, моторных, турбинных и трансмиссионных масел, и синтетических жидкостей. Приведены характеристики современных рабочих жидкостей на минеральной основе, синтетических, биоразлагающихся и негорючих на водяной основе. Рассмотрены примеры использования в качестве рабочей жидкости чистой воды для гидроаппаратов, кривошипно-шатунных насосов и высокомоментных радиальнопоршневых гидромоторов. Указаны требования, предъявляемые производителями объемных гидроприводов к рабочим жидкостям по вязкостно-температурным и трибологическим характеристикам. Показаны ограничения, накладываемые производителями аксиальнопоршневых гидромашин и высокомоментных радиальнопоршневых гидромоторов однократного и многократного действия, на выходные характеристики по частоте вращения и давлению при эксплуатации на водосодержащих рабочих жидкостях. Рассмотрена совместимость материалов прецизионных пар гидромашин и гидроаппаратов и уплотнений с применяемыми рабочими жидкостями. Приведена информация об опыте эксплуатации гидроприводов мобильных машин на различных рабочих жидкостях и рекомендации по их унификации. Статья может быть полезной для специалистов, занимающихся разработкой насосов, гидромоторов и гидроаппаратов, а также комплектных объемных гидроприводов мобильных коммунальных, строительных, дорожных машин и тракторов, а также студентов и аспирантов высших учебных заведений.

**Ключевые слова:** объемный гидропривод, насосы и гидромоторы аксиально и радиальнопоршневого типов, рабочая жидкость, классификация, вязкостно-температурные свойства, трибологические характеристики, опыт эксплуатации, унификация рабочих жидкостей, негорючие рабочие жидкости.

*Г. А. АВРУНИН, I. I. MOROZ***АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ РОБОЧИХ РІДИН В ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДАХ МОБІЛЬНИХ МАШИН**

Розглянуті сучасні класифікації робочих рідин для об'ємних гідравлічних приводів мобільних будівельних, дорожніх та підйомно-транспортних машин, у тому числі, що допускаються для експлуатації: гідравлічних, моторних, турбінних і трансмісійних олив, і синтетичних рідин. Приведені характеристики сучасних робочих рідин на мінеральній основі, синтетичних, та таких, що біорозкладаються, і негорючих на водяній основі. Розглянуті приклади використання як робочої рідини чистої води для гідроапаратів, кривошипно-шатунних насосів та високомоментних радіальнопоршневих гідромоторів. Вказані вимоги, що пред'являються виробниками об'ємних гідравлічних приводів до робочих рідин за в'язкістю-температурними і трибологічними характеристиками. Показані обмеження, що накладаються виробниками аксіальнопоршневих гідравлічних машин і високомоментних гідромоторів одноциклової та багатоперіодичної дії на вихідні характеристики за частотою обертання і тиску при експлуатації на робочих рідинах, що водомістять. Розглянута сумісність матеріалів прецизійних пар гідравлічних машин і гідроапаратів і ущільнень із вживаними робочими рідинами. Приведена інформація про досвід експлуатації гідравлічних приводів мобільних машин на різних робочих рідинах, а також рекомендації з їх уніфікації. Стаття може бути корисною для фахівців, які займаються розробкою насосів, гідромоторів і гідроапаратів та комплектних об'ємних гідроприводів мобільних коммунальних, будівельних, дорожніх машин і тракторів, а також студентів та аспірантів вищих навчальних закладів.

**Ключові слова:** об'ємний гідропривід, насоси і гідромотори аксіального та радіальнопоршневого типів, робоча рідина, класифікація, в'язкістю-температурні властивості, трибологічні характеристики, досвід експлуатації, уніфікація робочих рідин, негорючі робочі рідини.

*G. AVRUNIN, I. MOROZ***AN ANALYSIS OF APPLICATION OF WORKING LIQUIDS IS IN BY HYDRAULIC FLUID POWER OF MOBILE MACHINES**

Classifications of modern working liquids are considered for by hydraulic fluid power of mobile building, travelling and lifting-transport machines, including assumed for exploitation of hydraulic, motor, turbine and transmission oils, and synthetic liquids. Descriptions over of modern working liquids are brought on mineral basis, synthetic, biodecomposing and noncombustible on aquatic basis. The requirements produced by the producers of by hydraulic fluid power to the working liquids on viscosity-temperature and tribology descriptions are indicated. The examples of using are considered as a working liquid of clean water for hydraulic apparatuses, crank type piston rod pumps and high torque hydraulic radial piston motors one and many stroke action. The limitations laid on by the producers of are shown, on output descriptions on frequency of rotation and pressure during exploitation on anhydrous workers liquids. Considered compatibility materials of exact pairs of pairs of hydraulic machines and hydraulic valves and compressions with the applied workers by liquids. Information over is brought about experience of exploitation of hydraulic fluid power of mobile machines on different workers liquids and recommendations on their unitization. The article can be useful to the specialists, occupying development of pumps, hydraulic motors and hydraulic valves, and also for complete by hydraulic fluid power mobile communal, building, travelling machines and tractors and also students and graduate students of higher educational establishments.

**Keywords:** hydraulic fluid power, hydraulic pumps and motors axial and radial piston type, working liquid, classification, viscosity-temperature properties, tribology descriptions, experience of exploitation, unitization of working liquids, noncombustible working liquids.

**Введение.** Рабочей жидкостью (РЖ) согласно ДСТУ 3455.1 называют жидкость, предназначенную для применения в объемных гидроприводах (ОГП). К основным свойствам РЖ относятся плотность, вязкость, сжимаемость, стабильность и др.

Классификация РЖ в систематизированном виде приведена на рис. 1.

Создание ОГП для современной мобильной техники (строительно-дорожных, сельскохозяйственных, подъемно-транспортных и специальных машин)



сопровождается непрерывным увеличением скоростных, удельных, контактных и температурных нагрузок, в связи с чем РЖ должна обладать эксплуатационными характеристиками, удовлетворяющими ряду функциональных требований: рабочего тела; смазывания контртел высоконагруженных узлов трения качения и скольжения гидромашин и гидроаппаратов; удаления механических загрязнений из зазоров, вызванных износом контртел, путем переноса к фильтроэлементам гидросистемы и обеспечивая при этом высокий уровень фильтруемости; отвода тепла от узлов трения гидроустройств; защиты от коррозии. Поддержание оптимального теплового режима с помощью РЖ является также одной из важнейших задач, решаемых для обеспечения надежной работы ОГП и достижения максимального КПД.

Выбор РЖ проводят прежде всего исходя из удовлетворения трибологическим (смазочным) и вязкостно-температурным характеристикам гидромашин проектируемого ОГП. Обычно трудности возникают при назначении сорта РЖ при разработке конструкции гидромашин, отличающейся более высокими техническими параметрами по сравнению с аналогами по частоте вращения, давлению и экстремальным значениям температур.

**Основная часть.** Целью статьи является ознакомление специалистов по объемным гидроприводам с современными достижениями в области рабочих жидкостей для мобильных машин.

Ведущие мировые производители ОГП для мобильных машин рекомендуют следующие РЖ на нефтяной основе:

- 1) гидравлические классов HLP и HVLP согласно DIN 51524, части 2 и 3;
- 2) моторные по стандартам API-SF или CD, MIL-L 2104C и MIL-L 46152B;
- 3) трансмиссионные масла, включая для автоматических коробок передач класса ATF;
- 4) высококачественные турбинные масла и другие РЖ, которые, как и все сезонные моторные

масла достаточно хорошо подходят для эксплуатации в сложных температурных условиях работы мобильных гидросистем.

При выборе сорта РЖ необходимо придерживаться рекомендаций производителей гидромашин и других гидроустройств, которые часто представлены в виде ссылок на национальные или международные стандарты – классификаторы РЖ. В странах СНГ имеются два стандарта, согласно которым классифицируются РЖ для ОГП. Так ГОСТ 17479.3 устанавливает обозначения гидравлических масел, применяемых в ОГП летательных аппаратов, подвижной наземной, судовой техники и других механизмов, эксплуатируемых на открытом воздухе. Маркировка включает обозначение «МГ» (масло гидравлическое), класс вязкости и группу по эксплуатационным свойствам, например, МГ–15–В (15 – класс вязкости, В – группа масла по эксплуатационным свойствам).

Классы вязкости масел по ГОСТ 17479.3 совпадают с международным стандартом ISO (ИСО) 3448 в диапазоне от 5 до 150 класса. Стандартом предусмотрены 4 группы масел с различными эксплуатационными свойствами, которые полностью соответствуют классификации по международному стандарту ISO 6074/4-1982(E).

Классификация гидравлических масел по ГОСТ 28549.5 соответствует стандарту ISO 6743/4-82, включая минеральные масла, водосодержащие и безводные синтетические РЖ. Пример обозначения РЖ по ГОСТ 28549.5: полное ИСО-L-HV 32; сокращенное L-HV 32 (L – класс РЖ, H – гидравлические системы, причем буквы L и H всегда присутствуют в обозначении, V – категория РЖ в зависимости от свойств и области применения, 32 – класс вязкости по ГОСТ 17479.3/ИСО 3448). В табл. 2 приведены классы вязкости РЖ по международному стандарту ISO 3448 и ГОСТ 17479.3. При применении в ОГП моторных масел следует учитывать соответствие их классов по вязкости (SAE) гидравлическим (Табл. 1).

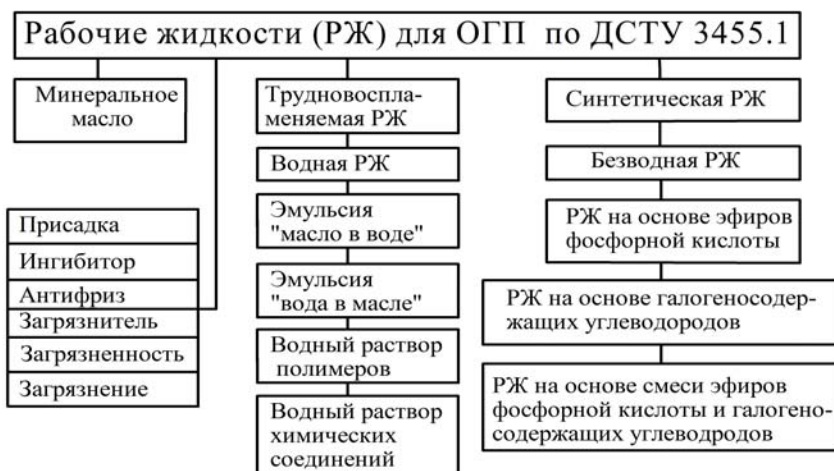


Рис. 1. Классификация РЖ для ОГП

Таблица 1 – Физические свойства масел

ISO VG:	22(HLP)	32(HLP)	46(HVLP)	68(HVLP/HLP)	100 (HLP)
SAE:	5 W	10 W	10 W 30	10 W 30/20; W 20	W 30

При оптимальном значении кинематической вязкости РЖ достигается максимальный КПД ОГП, при экстремальных значениях вязкости, как правило, вводятся ограничения по продолжительности работы и максимальным значениям частоты вращения и давления гидромашин во избежание возникновения режимов смешанного трения и повреждения поверхностей контртел (поршневых групп, распределительного узла, подшипников качения и скольжения).

Подготовка ОГП к эксплуатации при низких температурах окружающего воздуха связана с таким важным фактором, как поддержание минимального перепада температур между гидроустройствами и РЖ во избежание заклинивания прецизионных пар скольжения (поршневых и золотниковых) и подшипников качения. Обычно этот перепад температур не должен превышать 20...35 °С.

Вязкостно-температурные свойства РЖ характеризуются индексом вязкости (ИВ), расчет которого регламентирован ГОСТ 25371. Чем больше значение ИВ, тем более пологой является вязкостно-температурная характеристика РЖ.

Значения индекса вязкости для применяемых в ОГП РЖ:

- ИВ = 90...100 – стационарных машин, работающих в помещении;
- ИВ = 120...200 – работающих на открытом воздухе, в том числе мобильных машин;
- ИВ = 200...360 – эксплуатирующихся в условиях предельных низких температур окружающего воздуха.

Таблица 2 – Классы вязкости РЖ по ISO 3448 и ГОСТ 17479.3 (\*)

Класс вязкост и по ISO VG	Коэффициент кинемат. вязкости при 40 °С, мм <sup>2</sup> /с	Класс вязкост и по ISO VG	Коэффициент кинемат. вязкости при 40 °С, мм <sup>2</sup> /с
2	1,98 – 2,42	68*	61,2 – 74,8
3	2,88 – 3,52	100*	90 – 110
5*	4,14 – 5,06	150*	135 – 165
7*	6,12 – 7,48	220	198 – 242
10*	9,00 – 11,00	320	288 – 352
15*	13,50 – 16,50	460	414 – 506
22*	19,80 – 24,20	680	612 – 748
32*	28,80 – 35,20	1000	900 – 1100
46*	41,40 – 50,60	1500	1350 – 1650

В целом для ОГП минимальное значение вязкости составляет 5...15 сСт, оптимальное 12...60 сСт и максимальное не более 1600...2000 сСт. Следует подчеркнуть, что, хотя в последние годы на западноевропейском рынке появились гидромашин и

гидрооборудование, адаптированные к работе на повышенных температурах РЖ до 100...135 °С, эти достижения являются уникальными и получены в результате большого объема исследований в области новых конструкторских решений и материалов, и не снижают важности проблем, связанных с износом, снижением КПД и долговечностью ОГП и РЖ.

За рубежом для оценки трибологических характеристик трансмиссионных и гидравлических масел широко применяются стенды, имитирующие работу зубчатых зацеплений в объеме теста FZG A/8.3/90 по стандарту DIN 51 534, часть 2. В состав стенда входят испытательные зубчатые колеса, составляющие звено замкнутой силовой цепи, и нагружаемые в результате упругого деформирования от закручивания одного из ее элементов. Испытания проводят при ступенчатом повышении нагрузки (регламентируется 12 ступеней нагружения), начальной температуре РЖ 90 °С и скорости вращения в 8,3 м/с. После окончания работы на каждой ступени нагружения осматривают рабочие поверхности зубьев, отмечают изменение вида рабочих поверхностей колес и производят их взвешивание. Критерием оценки свойств РЖ принято резкое уменьшение массы испытательных зубчатых колес или разрушение (задиры) более 20 % рабочей поверхности их зубьев.

Для отечественных масел (гидравлических, моторных и трансмиссионных) используется методика оценки трибологических характеристик на четырехшариковой машине трения (ЧШМ) по ГОСТ 9490 (определяются индекс задира, нагрузка сваривания и диаметр пятна износа). Трибологические характеристики, полученные по разным методикам, могут приблизительно сравниваться между собой: ступени 11 и 12 нагружения по тесту FZG эквивалентны значениям пятна износа 0,35 и 0,5 мм при нагрузке 200 и 400 Н, соответственно, 11-я ступень нагружения эквивалентна индексу задира более 336 при испытаниях на ЧШМ. При работе на высоких давлениях пары трения гидромашин работают с большими контактными нагрузками и для снижения износа в гидравлические масла вводят антифрикционные и антизадиры присадки. Поэтому при подборе РЖ для ОГП рекомендуется оценка их трибологических характеристик по тесту FZG на соответствие рабочим давлениям при эксплуатации (Табл. 3)

В настоящее время рынок РЖ в Украине представлен ведущими мировыми фирмами «British Petroleum», «Mobil», «Shell», «Petrofer», «Castrol», «Aral», «Optimol», «Tribol», «Molub-Alloy» и отечественными ОАО «Азмол» (г. Бердянск) и «Кременчугский НПЗ».

Таблица 3 – Требования фирмы «PARKER» к противоизносным свойствам РЖ ОГП

Уровень давлений / сорт РЖ по DIN 51524	Давление, МПа	Число ступеней нагружения (тест FZG)
0	8...12,5	$\geq 5$
1 – HL	12,5...20	5...6
2 – HL	20...25	7...9
3 – HLP	25...32	$\geq 10$
-	Более 32	$\geq 12$

Повышенный интерес с точки зрения использования в гидромеханических трансмиссиях и двухпоточных коробках перемены передач (сочетающих ОГП и планетарную коробку передач) представляют РЖ серии ATF для автоматических коробок передач. Эти РЖ имеют длительный срок службы и практически без замены могут эксплуатироваться в автоматической трансмиссии транспортного средства. Исторически сложилось так, что требования к маслам ATF устанавливаются ведущими автомобилестроительными фирмами «General Motors» и «Ford». В СНГ выпускаются два сорта РЖ для автоматических коробок передач типа «А» и «МГТ», соответствующие требованиям фирмы «General Motors». Например, ОАО «Гидросила» рекомендует масло «А» для применения в ОГП типа ГСТ с ограничением по температуре окружающего воздуха «минус» 12 °С. Для РЖ класса ATF производители не приводят трибологических характеристик, что затрудняет их сравнение с другими сортами, рекомендуемыми для ОГП. Исключением являются характеристики синтетической РЖ «AMSOIL ATF», имеющей ИВ = 182 (значения вязкости при 40 и 100 °С составляют 36 и 7 сСт, соответственно, свойства текучести сохраняются до «минус» 56 °С) и значение пятна износа на 4-х шариковой машине трения равно 0,4 мм при нагрузке 400 Н, частоте вращения 1200 мин<sup>-1</sup> и продолжительности в 1 час согласно стандарту, ASTM D 41728В.

В ОГП мобильных машин накоплен опыт использования следующих РЖ [1...3]:

1) масло гидравлическое ВМГЗ для эксплуатации при температуре от «минус» 40 до 60 °С;

2) масло гидравлическое МГЕ-46В для эксплуатации при температуре от «минус» 5 до 70 °С или масло индустриальное И-30А в качестве заменителя МГЕ-46В;

3) масло трансмиссионное ТАД-17и на минеральной основе, содержащее серо-фосфоросодержащую противоизносную присадку, относится к группе ТМ-5 по ГОСТ 1479.2 (GL-5 по стандарту API) и допускает работу механизмов с ударными нагрузками и при высоких контактных напряжениях [1];

4) масла «Mobil» DTE 19M (гидравлическое) и серии ATF 200 (суффикс «А» [173], Ив = 149) использовались для аксиальнопоршневых гидромашин фирм «REXROTH BOSCH GROUP» и

«SAUER-SUNDST-RAND». Сорт РЖ подбирался для эксплуатации ОГП [4]: DTE 19M при температуре 80...115 °С; ATF 200 – при 60...80 °С;

5) синтетическое масло ГП №1 разработки ОАО «АЗМОЛ», исследованное на стенде с объемными гидромашинами [2];

6) гидравлическое масло МГЕ-10А испытано в ОГП специальных инженерных машин.

Современной тенденцией является унификации РЖ для трансмиссий, двигателей и ОГП тракторов. Так концерн ADDINOL LUBE OIL GmbH производит трансмиссионно-гидравлические минеральные масла серии UTTO для тракторов (Universal Tractor Transmission Oil), являясь одновременно продуктом серии TOU (Tractor Oil Universal). Масла UTTO соответствуют по классификации моторным SAE 10W30, 10W40, 15W40 и 20W40 (UTTO Extra 20W-40 с температурой застывания «минус» 39 °С), трансмиссионным GL-4 (API) и гидравлическим HLP-D и HVLP (DIN 51524 2/3). Например, масло UTTO 10W30 соответствует гидравлическому классу HVLP 46 (H – масло гидравлическое, V – с улучшенными вязкостно-температурными свойствами, L – с антиокислительной присадкой, P – с противоизносной присадкой, 46 – коэффициент кинематической вязкости 41,4...50,6 сСт при температуре 40 °С). Применение универсальных всесезонных масел позволяет упростить проблемы их утилизации и исключить возможные ошибки персонала, связанные с использованием масла не по назначению, что может привести к снижению ресурса и надежности агрегатов (например, при заправке двигателя трансмиссионным маслом).

Одним из современных направлений в части обеспечения экологической безопасности ОГП является применение биологически разлагающихся РЖ (БИО-РЖ), которые существенно ближе по своим характеристикам к минеральному маслу, однако практически не загрязняют окружающую среду. Биологический распад по нормам СЕС-L-33-T82 (21 день) для растительных масел составляет 70–98 %, для полиалкиленгликолей 35–95 %, для синтетических эфиров 5–95 %, а для минеральных масел не более 15–30 %. Поскольку гликоли являются водорастворимыми веществами, то они могут загрязнять грунтовые воды и, поэтому малопригодны. Таким образом, оптимальным является использование растительных масел (например, рапсового) и хорошо разлагающихся синтетических эфиров, причем присадки также должны обладать свойствами

Таблица 4 – Сравнение характеристик минерального масла, синтетических и растительных эфиров (по данным [5])

Наименование показателя	Сорт рабочей жидкости		
	масло HLP, %	синтетический эфир, %	растительный эфир (с присадками), %
Индекс вязкости, ИВ	100	193	200
Смазывающие свойства	100	130	30
Коррозионная стойкость	100	100	100
Работоспособность при низких температурах	100	100	70
Термостабильность	100	110	70
Окисляемость	100	100	35
Водостойкость	100	22	8

биологического разложения. Биологически разлагающиеся РЖ на основе органических эфиров относят к классу HEES. В табл. 4 приведены сравнительные характеристики различных РЖ. Существенные преимущества эфиров проявляются по трибологическим и вязкостно-температурным характеристикам. В то же время низкая водостойкость эфиров является негативным для ОГП свойством, так как при попадании воды эфиры распадаются на спирты и органические кислоты, являющиеся агрессивными к материалам гидрооборудования. Интенсивные исследования по совершенствованию синтетических эфиров и растительных масел дают основание полагать о перспективности данного направления.

Сроки замены РЖ не регламентированы едиными нормативными документами и обычно указаны в качестве рекомендуемых в эксплуатационной документации изготовителя ОГП. Для тяжелых условий эксплуатации и при низком качестве РЖ срок ее эксплуатации до полной замены находится в пределах 500...2000 ч, а при идеальных условиях эксплуатации может достигать 20 тыс. ч.

Создание ОГП, удовлетворяющих требованиям по пожаробезопасности при эксплуатации технологического оборудования и ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций, решается путем его перевода на негорючие РЖ и применение искрозащищенных гидроустройств. При этом следует отметить, что достаточно широко используемые в горном оборудовании и горячих цехах РЖ на водной основе имеют недостаточные смазочные свойства, низкую вязкость, коррозионную активность, склонность к кавитации и существенную зависимость вязкости от давления.

Огнестойкие РЖ классифицируются по ГОСТ 28549.5-90/ИСО 6743/4-82:

- HFAE – эмульсия масел в воде (обычно более 80 % воды);
- HFAS – водные растворы химических соединений (обычно более 80 % воды);
- HFB – эмульсии воды в масле;
- HFC – водные растворы полимеров (обычно менее 80% воды);
- HFDR – безводные синтетические жидкости на основе сложных эфиров фосфорной кислоты;

• HFDS – безводные синтетические жидкости на основе галогеносодержащих углеводородов;

• HFDT – безводные синтетические жидкости, представляющие собой смесь жидкостей HFDR и HFDS;

• HFDU – безводные синтетические жидкости на основе других соединений.

Жидкости типа HFDS и HFDT следует выбирать осторожно, учитывая возможную опасность для окружающей среды и здоровья человека.

Работа ОГП на негорючих РЖ, содержащих воду (типа HFA, HFB и HFC) требует существенного снижения технических параметров гидромашин. Применение безводных синтетических РЖ типа HFD не оказывает столь существенного влияния на выходные параметры гидромашин как для водосодержащих.

В табл. 5 и 6 приведены рекомендации зарубежных фирм, касающиеся назначения режимов работы гидромашин по давлению, частоте вращения и температуре РЖ, кроме того, фирма «RIVA CALZONI» (Италия) вводит также ограничения по выходной мощности гидромоторов в 25; 60 и 30 % при использовании жидкостей HFA, HFB и HFC, соответственно.

В табл. 7 приведены сравнительные характеристики минерального масла и негорючих РЖ по данным фирмы «Mobil Oil» [6]. Следует отметить, что качественные показатели конкретных РЖ могут существенно различаться у разных изготовителей. Для РЖ типа HFD должна быть исключена возможность загрязнения другими жидкостями. При использовании РЖ типа HFC следует применять бумажные фильтроэлементы с защитной пропиткой бакелитовым лаком [7]. В связи с повышенной плотностью РЖ необходимо улучшить условия всасывания насосов во избежание кавитации. В табл. 8 приведены сведения о совместимости негорючих РЖ с различными материалами [6].

Для использования в ОГП в качестве огнестойких РЖ фирма «Mobil Oil» рекомендует:

- HFC – Hydrofluid HFC 46 и Hydrofluid LT;
- HFD – Hydrofluid HFDU 68 и Mobil Pyrotec HFD 46;

• HFA – Solvak 1535 – эмульсия на основе воды с содержанием минерального масла в объеме до 5 %. Эта эмульсия молочного цвета обладает высокой кинематической вязкостью (31 мм<sup>2</sup>/с при 4 °С) по сравнению с обычными водомасляными эмульсиями, вязкость которых не превышает 3 мм<sup>2</sup>/с.

Фирма «Shell» рекомендует для ОГП огнестойкие РЖ:

• Shell «Dromus B» типа ISO HFAB – 5 % водная эмульсия с кинематической вязкостью 90 мм<sup>2</sup>/с при 20 оС;

• ISO HFB – эмульсии типа «вода в масле» с содержанием около 42 % воды Shell Irus Fluid BLT 66 и Shell Irus Fluid BLT 100;

• ISO HFC – водногликолевая РЖ (40 % воды) Shell Irus Fluid C;

• ISO L-HFDU – безводные синтетические РЖ на основе сложных эфиров Shell Irus Fluid C, Shell Irus Fluid DU 46 и Shell Irus Fluid DU 68.

Таблица 5 – Относительные значения давления и частоты вращения гидромашин при работе на негорючих РЖ

Серия гидромашин, рабочий объем, фирма	Характеристики гидромашин по отношению к минеральному маслу, %:							
	HFA		HFB		HFC		HFD, HFE	
	<i>p</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>n</i>
АПМ, серия 51 (60...250 см <sup>3</sup> ) «SAUER-DANFOSS»	40	65	65	70	60	65	85...100	85...100
АПМ, А2FM (10...1000 см <sup>3</sup> ) «M. REXROTH»	40	74	46	80	57	80	91	100
АПН, А4VSO (40...500 см <sup>3</sup> ) «M. REXROTH»	40	75	46	80	70	80	91	80
АПН, А4VG (28...250 см <sup>3</sup> ) «M. REXROTH»	35	63	40	67	50	67	80	83
РПГОД, серия Staffa HMB (188...11600 см <sup>3</sup> ) «Kawasaki»	40	40	40	100	67	50	100	100
РПГОД, серия SMA (2200...10500 см <sup>3</sup> ) «ROTARY POWER»	66	50	75	60	50	50	100	100
РПГОД, серии MR/E/D/DE (32...23000 см <sup>3</sup> ) «RIVA CALZONI»	50	50	80	80	60	50	100	100
РПМОД, серия GM (40...3000 см <sup>3</sup> ) «SAI»	40	50	40	50	40	50	100	100

Примечания: 1. *p* – номинальное давление, *n* – максимальная частота вращения; 2. АПМ и АПН – аксиальнопоршневые гидромоторы и насосы, соответственно, РПГОД – радиальнопоршневой гидромотор однократного действия (эксцентриковый); 3. Для гидромашин фирмы «M. REXROTH» характеристики соответствуют рабочему объему 250 см<sup>3</sup>; 4. А4VSO и А4VG – регулируемые насосы с наклонным диском для гидросистем с незамкнутой и замкнутой цепью циркуляции РЖ, соответственно, А2FM – гидромотор с наклонным блоком цилиндров и постоянным рабочим объемом; гидромоторы серии 51 – с наклонным блоком и регулируемым рабочим объемом; 5. HFE – Synthetic ester (синтетический эфир).

Таблица 6 – Температурные ограничения при работе ОГП на огнестойких РЖ

Тип гидромашин	Температура РЖ, °С:				
	масло минер.	HFA	HFB	HFC	HFD
АПМ и АПН, «SAUER-DANFOSS»	-40...+115	50	60	60	82
АПМ и АПН, M.REXROTH»	-40...+115	5...50	5...50	-10...+50	0...90
РПГОД, Staffa HMB «Kawasaki»	-20...+80	10...54	10...54	10...54	–
РПГОД, «SAI»	-20...+80	10...54	10...54	10...54	-20...+80
РПГОД, «RIVA CALZONI»	-30...+80	50	60	60	80

Таблица 7 – Сравнительные характеристики минерального масла и огнестойких РЖ по данным фирмы «Mobil Oil» [6]

Параметр, размерность	Сорт РЖ:				
	масло минер.	HFC	HFD	HFA	HFB
1. Сопротивление огню	-	+++	++	+++	+++
2. Вязкость кинематическая	++	+++	+	++	++
3. Совместим. с уплотнениями	++	+++	+	++	++
4. Смазывающие свойства	+++	++	+++	+++	+++
5. Температурный диапазон, °С	65	50	65	50	50
6. Теплопроводность относительно минерального масла	1	2,5	0,9	4	5
7. Уд. теплосмк, ккал/кг.град	0,44	0,79	0,3	1	0,8
8. Относительная стоимость	1	3	6	0,5	0,5

Примечание: (–) плохая характеристика; (+) достаточная; (++) хорошая; (+++) отличная.

Таблица 8 – Совместимость негорючих РЖ с различными материалами (по данным фирмы «Mobil Oil» [6])

Материалы	Сорт РЖ:		
	HFC	HFD	HFB
1. Уплотнительные материалы:			
1.1. Тефлон; Витон; силиконовая резина	+	+	+
1.2. Неопрен; Буна N	+	-	+
1.3. Бутиловая и этилен-пропиленовая резина	+	+	-
2. Металлы:			
2.1. Черные; латунь; медь	+	+	+
2.2. Цинк; алюминий неанодированный	-	+	+
2.3. Алюминий анодированный	+	+	+
3. Покрытия:			
3.1. Кадмий	-	+	+
3.2. Хром; медь; никель	+	+	+
3.3. Цинк	-	+	+
4. Краски:			
4.1. Общего назначения			
4.2. Эпокси- и фенольные	+	+	+

Три типа огнестойких РЖ рекомендует фирма «PETROFER» (ФРГ) [8]:

- HFD (фосфатный эфир с присадками) – Ultra-Safe 1120;
- HFC (раствор полигликоль-вода) – Ultra-Safe 620;
- HFDU (биоразлагаемая РЖ) – Envulubric HE 46.

Следует отметить, что РЖ Envulubric HE 46 обладает высокими противоизносными характеристиками на уровне минеральных масел, полученными при трех видах лабораторных испытаний:

- VKA-Test 1 ч/400 Н (определение износа диаметра полусферы) – 0,36 мм;
- тест Vickers 140/250 (определение износа пластин и статора пластинчатого насоса – 7 мг;
- редукторный метод FZG A/8.3/90, определяющий степень износа зубьев – > 12 ступеней нагружения.

Представляет интерес информация о накопленном опыте использования негорючих РЖ в народном хозяйстве [6;7]:

- Hydrofluid LT на ОАО «Днепроспецсталь» (г. Запорожье) и др. металлургических предприятиях СНГ;
- Hydrofluid HFC 46 и Hydrofluid HFDU 68 – на ОАО «Донецкий металлургический завод»;
- «Промгидрол HFC» в ОГП машин для литья под давлением мод. 711A07(08) и др. на предприятиях СНГ.
- «Промгидрол HFC» в ОГП машин для литья под давлением мод. 711A07(08) и др. на предприятиях СНГ.

Безусловный интерес вызывают достижения фирмы «Hauhinko» (ФРГ), производящей полный ассортимент гидрооборудования, необходимого для комплектации ОГП и использующего в качестве РЖ

чистую воду, в основе которых лежат исключительные технологические возможности, обеспечившие изготовление прецизионных пар из керамики. В составе нагнетательного оборудования фирмы имеются насосы со следующими характеристиками: кривошипно-шатунные 3-х поршневые серии ЕНР-3К на давление до 80 МПа, подачей до 700 л/мин и мощностью до 200 кВт; радиальнопоршневые эксцентриковые серии РКР с неподвижным блоком цилиндров и кривошипно-шатунной кинематической схемой, аналогичной высокомоментным радиальнопоршневым гидромоторам однократного действия. Насосы предназначены для работы при давлении до 32 МПа и подаче до 240 л/мин. Фирма «Hauhinko» выпускает также гидрораспределители, в том числе с пропорциональным электрическим управлением, и предохранительные клапаны на давление до 70 МПа и расход до 30000 л/мин. В 1989 г. фирмами «Dusterloh» и «Hauhinko» проведена совместная разработка радиальнопоршневого гидромотора однократного действия типа WR125Z с использованием в качестве РЖ чистой воды. Гидромотор с рабочим объемом 125 см<sup>3</sup> работает при частоте вращения до 500 мин<sup>-1</sup> и максимальном давлении 21 МПа. Создание гидромоторов для работы на чистой воде может быть отнесено к одному из самых перспективных и в то же время наиболее сложных направлений совершенствования ОГП из-за необходимости решения комплекса проблем, связанных с подбором новых материалов и покрытий, разработкой методов расчета узлов трения и обеспечением коррозионной защиты.

**Выводы.** Рассмотренный широкий ассортимент рабочих жидкостей позволяет разработчику гидропривода принять оптимально-

стоимостное решение при ее выборе с учетом требований по вязкостно-температурным и трибологическим характеристикам, и решить задачи, связанные с безопасностью эксплуатации мобильных машин в условиях пожаро- и взрывоопасных производств и при чрезвычайных ситуациях.

#### Список литературы

1. Аврунин Г. А., Истратов А. В., Мартынов Ю. Ф. [и др.] Исследование характеристик масла ТАД-17и при испытаниях в объемном гидроприводе. *Промислова гідраліка і пневматика*. 2005. № 2(8). С. 20–24.
2. Аврунин Г. А., Вакулєнко В. В., Волченко Ю. И., Квитка В. Б. О выборе рабочей жидкости для объемных гидроприводов мобильных машин. *Інтегровані технології та енергозбереження. Щокв. науково-практ. журнал*. Харків: НТУ «ХПІ». 2006. № 2. С. 94–101.
3. MOBIL. Каталог автомобильных и промышленных масел. MOBIL. 2003. 21 с.
4. Аврунин Г. А., Кириченко И. Г., Самородов В. Б. *Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин* / ред. Аврунин Г. А. Харьков: ХНАДУ, 2012. 467 с.
5. Свешников В. К., Потапов В. А. Состояние и тенденции развития гидрооборудования. *Приводная техника*. 1997. № 4. С. 3–8.
6. Бодня А. И. Негорючие (трудновоспламеняемые) жидкости для промышленных гидравлических систем. Представительство фирмы Mobil Oil в Украине. Презентация в ЗАО «НИИГидропривод». Харьков, 1998. 9 с.
7. Рябошапка В. М., Зарецкая Л. В., Ливада Г. Ф. [и др.] *Проектирование и эксплуатация гидроприводов литейных машин, работающих на трудновоспламеняемой рабочей жидкости «Промгидрол»*. Методические рекомендации. Москва: ВНИИТЭМП-ВНИИГидропривод. 86 с.
8. ULTRA-SAFE. Пожаробезопасные гидравлические жидкости. PETROFER INDUSTRIAL OILS AND CHEMICALS. 1999. 32 с.

#### References (transliterated)

1. Avrunin G. A., Istratov A. V., Martynov Y. F., [et al.]. Issledovanie kharakteristik masla TAD-17i pri ispytaniyakh v obemnom gidroprivode [The research of TAD-17i oil characteristics while its testing in a volumetric hydraulic drive]. *Promyslova gidravlika i pnevmatika*. 2005. No 2 (8). pp. 20–24.
2. Avrunin G. A., Vakulenko V. V., Volchenko U. I., Kvitka V. B. O vybere rabochei zhidkosti dlya obemnykh gidroprivodov mobilnykh mashin [About choosing of working fluid for volume hydraulic drives of mobile machines]. *Integrovani tehnologii ta energoberezhennya Cshokv. nauko-prakt. Zhurnal*. Kharkiv: NTU «KhPI» Publ., 2006. No 2. pp. 94–101.
3. MOBIL. Katalog avtomobilnykh i industrialnykh masel [The catalogue of automobile and industrial oils]. MOBIL Publ., 2003. p. 21.
4. Avrunin G. A., Kirichenko I. G., Samorodov V. B. *Gidravlicheskie oborudovaniya stroitelnykh i dorozhnykh mashin* [Hydraulic equipment of building and road machines]. Kharkov. KHNADU Publ., 2012. p. 467
5. Sveshnikov V. K., Potapov V. A. Sostoyaniye i tendentsii razvitiya gidrooborudovaniya [The state and trends of hydraulic equipment development]. *Privodnaya tehnika*. 1997. No 4. pp. 3–8.
6. Bodnya A. I. Negoruchie (trudnovosplamenyayemye) zhidkosti dlya industrialnykh gidravlicheskiykh sistem [Non-flammable (flame-retardant) liquids for industrial hydraulic systems]. Predstavitelstvo firmy Mobil Oil v Ukraine. Prezentatsiya v ZAO NIIGidroprivod. Kharkov, 1998. p. 9.
7. Ryaboshapka V. M., Zaretskaya L. V., Livada G. F., [et al.]. *Proektirovaniye i ekspluatatsiya gidroprivodov liteinykh mashin, rabotayushchikh na trudnovosplamenyayemoy rabochei zhidkosti Promgidrol* [The design and exploitation of hydraulic drives of casting machines working on Promgidrol flame-retardant liquid]. Moscow. VNIITEMR-VNII gidroprivod Publ., p. 86.
8. ULTRA-SAFE. Pozharobezopasnyye gidravlicheskiye zhidkosti [Fireproof hydraulic liquids]. PETROFER INDUSTRIAL OILS AND CHEMICALS. 1999. p. 32.

Поступила / received 01.12.2018

#### Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Аврунін Григорій Аврамович (Avrunin Grigoriy Avramovich, Avrunin Grigory)** – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет (ХНАДУ), доцент кафедри «Метрології та безпеки життєдіяльності»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>; e-mail: [griavrunin@ukr.net](mailto:griavrunin@ukr.net).

**Мороз Ірина Іванівна (Moroz Irina Ivanovna, Moroz Irene)** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет (ХНАДУ), старший викладач кафедри «Вищої математики»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5950-2089>; e-mail: [irinamoroz25.01@ukr.net](mailto:irinamoroz25.01@ukr.net).



## ЗМІСТ

<b>Фундаментальні дослідження</b> .....	3
<i>М. Cherkashenko</i> Synthesis of discrete drives control systems .....	4
<i>Шубенко О. Л., Сарапін В. П., Сарапіна М. В., Куліш В. М.</i> Энергозбереження на газових компресорних станціях за рахунок корисного використання енергії надлишкового тиску паливного газу.....	10
<i>Потетенко О. В., Яковлева Л. К., Самба Битори Т. Д. Б.</i> Совершенствование рабочего процесса новых типов гидротурбин .....	17
<i>Mironov K. A., Oleksenko Yu. Yu., Mironov V. K.</i> Study of the spatial flow in the flow part of the high-pressure francis turbine .....	25
<i>Коржов І. М.</i> Аналіз моделей функції когерентності спектральної нестационарності випадкових сигналів .....	30
<i>Резвая К. С., Крупа Е. С., Тыньянова И. И., Недовесов В. А., Кухтенков Ю. М.</i> Использование программного комплекса CFD для определения гидродинамических характеристик проточных частей гидравлических машин .....	35
<i>Шевченко Н. Г., Дранковский В. Э., Коваль Е. С., Косоруков А. В.</i> К вопросу определения потерь мощности на дисковое трение для ньютоновской и неньютоновской жидкости погружных насосов .....	41
<i>Мараховский М. Б., Гасюк А. И.</i> Математическая модель гидродинамических характеристик элементов проточной части радиально-осевой гидротурбины. Часть 2. ....	49
<i>Римчук Д. В., Пономаренко В. В.</i> Дослідження течії водопіщаної суміші у гідропікоструминному перфораторі.....	54
<b>Прикладні дослідження</b> .....	59
<i>Швец С. В., Гриб О. Г., Донецкая Т. С., Мариненко А. П., Карпалюк И. Т.</i> Расчет мощности и потерь в трехфазной электрической сети .....	60
<i>Макаров В. А.</i> Анализ потерь в автономном инверторе напряжения с LC-фильтром и синусоидальной ШИМ при работе на нелинейную нагрузку. ....	67
<i>Аврунин Г. А., Мороз И. И.</i> Анализ применения рабочих жидкостей в объемных гидроприводах мобильных машин .....	73

## CONTENTS

<b>Fundamentals</b> .....	3
<i>M. Cherkashenko</i> Synthesis of discrete drives control systems .....	4
<i>Shubenko O. L., Sarapin V. P., Sarapina M. V., Kulish V. M.</i> Energy saving at gas compressor station by efficient use of fuel gas overpressure energy .....	10
<i>Potetenko O. V., Yakovleva L. K., Samba Bitory T. D. B.</i> Improving of working process of new types of hydroturbines .....	17
<i>Mironov K. A., Oleksenko Yu. Yu., Mironov V. K.</i> Study of the spatial flow in the flow part of the high-pressure francis turbine .....	25
<i>Korzhov I. M.</i> Analysis of models of coherence of spectral non-stationality of random signals .....	30
<i>Rezvaya K. S., Krupa E. S., Tynyanova I. I., Nedovesov V. A., Kukhtenkov Yu. M.</i> Using the cfd software complex to determine the hydrodynamic characteristics of the water passage of hydraulic machines .....	35
<i>Shevchenko N. G., Drankovskiy V., Koval O. S., Kosorukov O. V.</i> To the question of determination of losses of power on disk friction for newtonian and non-newtonian liquid of submersible pumps .....	41
<i>Marakhovsky M. B., Gasiyk A. I.</i> Mathematical model of hydrodynamic characteristics of the elements of the flowing part of the radial-axial hydroturbine. Part 2. ....	49
<i>Rymchuk D. V., Ponomarenko V. V.</i> Investigation of the flow of a water-sand mixture in a hydro-sandblast perforator .....	54
<b>Applied research</b> .....	59
<i>Shvets S. V., Gryb O. G.,</i> Donetskaya T. S., Marinenko A. P. Karpalyuk I. T. Calculation of power and losses in a three-phase electric network .....	60
<i>Makarov V. A.</i> Loss analysis in autonomous voltage inverter with LC-filter and sinusoidal PWM during nonlinear load loading. ....	67
<i>Avrunin G., Moroz I.</i> An analysis of application of working liquids is in by hydraulic fluid power of mobile machines .....	73

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ».**  
**СЕРІЯ: ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ГІДРОАГРЕГАТИ**

**Збірник наукових праць**

№ 46 (1322) 2018

Науковий редактор: Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна  
Технічні редактори: Фатєєва Н. М., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна  
Резва К. С., асистент НТУ «ХПІ», Україна

Відповідальний за випуск Шайда В. П., канд. техн. наук, доцент

**АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ:** 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ»  
Кафедра «Гідравлічні машини»  
Тел.: (057) 707-66-46. Тел./факс: (057) 707-63-49; e-mail: gmntukhpi@gmail.com

Обл.-вид. № 28-18

Підпис. до друку 30.11.2018 р. Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Папір офсетний 80г/м<sup>2</sup>.  
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 6,5. Обл.-вид. арк. 6,7.  
Наклад 300. Зам. № . Ціна договірна.

---

Видавничий центр НТУ «ХПІ». Свідоцтво про державну реєстрацію суб'єкта  
видавничої справи ДК №5478 від 21.08.2017 р.  
61002, Харків, вул. Кирпичова, 2.

---

Друкарня «ФО-П Дуюнова Т. В.»  
Свідоцтво про державну реєстрацію № 2475418720 від 19.11.2014 р.  
61023, м. Харків, вул. Весніна, 12.  
тел. (057) 717-28-80, e-mail: promart\_order@ukr.net

---

The department «Hydraulic  
machines» named  
after academician  
G.F. Proskura 104 years