



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

*Bulletin of the
National Technical University "KhPI"*

Hydraulic machines and hydraulic units

1'2024

Світлій пам'яті професора,
доктора технічних наук,
лауреата Державної премії України
Олега Герасимовича Гриба
присвячується

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**

№ 1'2024

No. 1'2024

Збірник наукових праць

Collection of scientific papers

Видання засноване у 1961 р.

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2024

Kharkiv
NTU "KhPI", 2024

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати = Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків: НТУ «ХПІ», 2024. – № 1. – 101 с. – ISSN 2411-3441 (print), ISSN 2523-4471 (online).

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

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

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

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

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації КВ № 24094-13934P від 08.08.2019 р. Ідентифікатор медіа R30-01540, згідно з рішенням Національної ради України з питань телебачення і радіомовлення від 16.10.2023, № 1075.

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

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

Мова статей – українська, англійська

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

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

Засновник

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Founder

National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

Редакційна колегія:

Головний редактор:

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

Editorial staff:

Editor-in-chief:

Cherkashenko M., Dr. Sc., Professor

Члени редколегії:

Мацевитий Ю. М., д-р техн. наук, професор,

академік НАН України

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

Русанов А. В., д-р техн. наук, професор,

академік НАН України

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

Шубенко О. Л., д-р техн. наук, професор,

чл.-кор. НАН України

Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor

Peter Lampart, Dr. Sc., Professor

Romuald Rządkowski, Dr. Sc., Professor.

Jaroslav Stryczek, Dr. Sc., Professor

Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Editorial staff members:

Matsevity Yu., Dr. Sc., Professor, academician of

NAS of Ukraine

Mygushchenko R., Dr. Sc., Professor

Rusanov A., Dr. Sc., Professor, academician of NAS

of Ukraine

Solodov V., Dr. Sc., Professor

Shubenko O., Dr. Sc., Professor,

Corresponding Member of NAS of Ukraine

Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor

Peter Lampart, Dr. Sc., Professor

Romuald Rządkowski, Dr. Sc., Professor

Jaroslav Stryczek, Dr. Sc., Professor

Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 8 від 01.11.2024 р.



26 січня 2024 року пішов з життя доктор технічних наук, професор, лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки **Гриб Олег Герасимович**.

Вчитель із великої літери, відомий в Україні та за її межами вчений та фахівець в галузі електроенергетики, Олег Герасимович присвятив усе своє життя науці та викладанню, пройшовши усі сходинки педагогічного та наукового зростання від аспіранта до завідувача кафедри.

Він закінчив Український заочний політехнічний інститут (УЗПІ) (1973 р.), і працював в УЗПІ на посадах асистента, старшого викладача, доцента кафедри електричних станцій та електропостачання (1980–1992 рр.), професором, завідувачем кафедри електропостачання міст Харківської національної академії міського господарства (1992–2010 рр.). Завідувач кафедри автоматизації та кібербезпеки енергосистем НТУ «ХПІ» у 2010–2021 роках.

Основний науковий напрям досліджень – облік електричної енергії з урахуванням якості. Проф. Гриб О. Г. отримав важливі наукові результати в області автоматизованої системи обліку та якості електричної енергії в об'єднаній енергетичній системі України. Указом Президента України Грибу Олегу Герасимовичу була присуджена Державна премія України в галузі науки і техніки 2013 року за роботу «Автоматизована система обліку електричної енергії з контролем показників якості».

Значними конкретними результатами наукової діяльності професора Гриба О. Г. є розробки ряду приладів, які використовуються в Національному науковому центрі «Інститут метрології».

Академік Технологічної академії наук України, професор Гриб О. Г. очолював відповідальну науково-прикладну розробку методики визначення

відповідального за погіршення якості електричної енергії між постачальником і споживачем. Наукові роботи проводились за бюджетною тематикою спільно з ДП НЕК «Укренерго», Міністерством освіти і науки України та Міністерством енергетики та вугільної промисловості України.

Проводив багатогранну діяльність з підготовки висококваліфікованих спеціалістів та науковців, був членом двох спеціалізованих вчених рад по захисту докторських та кандидатських дисертацій в НТУ «ХПІ». Як науковий керівник підготував 9 докторів наук, 8 кандидатів наук.

Проф. Гриб О. Г. успішно поєднував наукову, організаційну, та педагогічну діяльність. Понад 40 років як провідний лектор викладав профільюючі курси лекцій з якості електричної енергії та електромагнітної сумісності.

Серед 397 його наукових праць 26 посібників і підручників, 23 монографії, 30 патентів (авторських свідоцтв). Також розроблено низку нормативних документів для ДЕРЖПОЖИВСТАНДАРТУ України по електромагнітній сумісності: ДСТУ ІЕС/TR 61000-2-6, ДСТУ ІЕС 61000-4-30, ДСТУ ІЕС 61000-2-12.

Проф. Гриб О. Г. мав високий авторитет серед освітянської та наукової спільноти університету і України як провідний вчений, організатор навчального процесу та наукових досліджень, який сприяв розвитку та визнанню науки України.

Життєвий та творчий шлях Олега Герасимовича – це приклад успішного та талановитого вченого, високі моральні якості якого сформували авторитет і заслужену пошану серед керівництва, колег, аспірантів і студентів.

Світла пам'ять про Олега Герасимовича назавжди залишиться з нами.

Кафедра автоматизації та кібербезпеки енергосистем НТУ «ХПІ»

ФУНДАМЕНТАЛЬНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ

FUNDAMENTALS

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

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

Роботу присвячено створенню методологічного підходу для визначення термодинамічних властивостей води та водяної пари при розрахунках теплообмінних процесів для тих випадків, коли потрібно оперативне керування режимами експлуатації парових турбін великої потужності теплових та атомних електростанцій, а використання існуючих таблиць властивостей робочих середовищ у «ручному» режимі не завжди припустиме. У частині роботи, що подано, розглядається визначення ентальпії води. На підґрунті проведеного аналізу режимів експлуатації теплообмінних пристроїв енергоблоків теплових та атомних електростанцій різної потужності визначено діапазони зміни температури та тиску робочих середовищ при їх розрахунках. Вони становлять для води: по тиску 1 кПа–30 МПа, по температурі 1–300 °С, а для пари відповідно: 1 кПа–6 МПа, 7–450 °С. Аналіз табличних значень робочого середовища (води) показав, що для представлення ентальпії води в аналітичному вигляді на основі апроксимаційних рівнянь з потрібною точністю доцільно розглянути їх побудову у двох областях зміни: в області вакууму ($P < 0,1$ МПа) та в області надлишкового тиску (0,1–30 МПа), яка у свою чергу поділена на 4 діапазони. При зміні тиску це пов'язано з додатковим впливом на значення ентальпії температури, що ускладнює вибір наближених залежностей для отримання ентальпії від параметрів робочого середовища при забезпеченні прийняттого співвідношення розрахункових і табличних значень для розв'язування задач. Авторами розроблено систему регресійних рівнянь, що дозволяють з високою точністю розраховувати значення ентальпії води у заданому діапазоні тисків та температур. Для визначення області, у якій знаходиться величина, що вимірюється, авторами запропоновано використання формули Антуана, в якій встановлюється зв'язок тиску та температури середовища на граничній лінії фазового переходу. Для підвищення її точності запропоновано апроксимаційні рівняння температурних поправок при різному тиску, що забезпечує відхилення температури від табличних значень теплофізичних властивостей, не більш ніж на $\pm 0,04$ °С.

Ключові слова: вода, водяна пара, турбоустановка, теплообмінні апарати, ентальпія, тепловий баланс.

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

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

The work is devoted to the creation of a methodological approach for determining the thermodynamic properties of water and water vapor in the calculation of heat exchange processes for those cases when it is necessary to quickly control the operating modes of steam turbines of large power of thermal and nuclear power plants, but the use of existing tables of properties of working environments in the "manual" mode is not always suppose. In the presented part of the work the determination of the enthalpy of water is considered. Based on the analysis of the operating modes of heat exchange devices of power units thermal and nuclear power plants of different capacities, the ranges of temperature and pressure changes of the working media during their calculations were determined. They are for water: at a pressure of 1 kPa–30 MPa, at a temperature of 1–300 °C, and for steam, respectively: 1 kPa–6 MPa, 7–450 °C. The analysis of tabular values of the working medium (water) showed that in order to present the enthalpy of water in an analytical form based on approximation equations with the required accuracy, it is advisable to consider their construction in two areas of change: in the area of vacuum ($P < 0.1$ MPa) and in the area of excess pressure (0.1–30 MPa), which in turn are divided into 4 ranges. When the pressure changes, this is associated with an additional effect on the temperature enthalpy value, which complicates the choice of approximate dependencies for obtaining enthalpy from the parameters of the working environment while ensuring an acceptable ratio of calculated and tabular values for solving problems. By the authors a system of regression equations was obtained, allowing to calculate the enthalpy of water in a given range of pressures and temperatures with high accuracy. To determine the area in which the measured value is located, the authors proposed the use of Antoine's formula, in which the relationship between the pressure and temperature of the medium at the boundary line of the phase transition is established. To increase its accuracy, approximation equations for temperature corrections at different pressures are proposed, which ensure that the temperature deviates from the tabulated values of thermophysical properties there are no more than ± 0.04 °C.

Keywords: water, steam, turbo installation, heat exchangers, enthalpy, heat balance.

Вступ. У турбоустановках теплових і атомних електростанцій як основне робоче тіло використовується водяна пара різних параметрів та вода у вигляді конденсату, живильної води, мережевої води для теплових магістралей ТЕЦ, на промпідприємствах, в опалювальних мережах, що підключаються до турбін ТЕС та АЕС.

Для теплових розрахунків паротурбінних установок, як правило, використовуються таблиці термодинамічних властивостей води та водяної пари або h - S діаграми. Їх застосування в «ручному» режимі не завжди прийнятне на електростанціях через можливість допущення неточностей щодо параметрів і значних додаткових витрат часу [1]. Відомі випадки створення складних програмних комплексів для

вирішення деяких конкретних завдань [2–6]. Разом з тим, для керування режимами роботи турбін великої потужності, що мають у своєму складі теплообмінні пристрої (ТОП) з переходом робочого тіла з одного агрегатного стану в інший і виділенням великої кількості теплоти (конденсатори турбін, підігрівачі високого і низького тиску, випарні установки, підігрівачі мережевої води та ін.), бажано мати спосіб швидкого визначення характеристик режиму при зміні навантаження енергоблока в умовах експлуатації.

Мета роботи. На основі аналізу зміни ентальпії робочих середовищ та використання таблиць термодинамічних властивостей сформулювати прості рівняння регресії для оцінки впливу зміни параметрів робочих середовищ (тиску та температури) на

величину ентальпії цих середовищ.

Вибір діапазону зміни ентальпії робочих середовищ. Згідно з аналізом зміни параметрів для основних теплообмінних пристроїв енергоблока необхідно прийняти граничні рівні їх тиску P і температур t .

Аналіз роботи основних теплообмінних пристроїв енергоблоків різної потужності, що експлуатуються на ТЕС, ТЕЦ та АЕС, показав таке [7–9].

Для турбоустановок на надкритичні параметри пари максимальний тиск живильної води, який не перевищує 27–28 МПа, спостерігається за підігрівачем високого тиску, що отримує пару з першого відбору циліндра високого тиску. При цьому температура живильної води таких енергоблоків не перевищує 270 °С. Це дозволяє для отримання регресійних рівнянь води прийняти максимальні параметри: тиск $P = 30$ МПа, температура $t = 300$ °С.

Мінімальна температура охолоджуючої води для конденсаторів, яка надходить з річок або ставків-охолоджувачів, в зимовий період може опускатися до 1,0–1,5 °С. Це дозволяє як нижню межу прийняти температуру, що дорівнює $t_{\min} = 1,0$ °С. Тиск охолоджуючої (циркуляційної) води не може опускатися нижче атмосферного, що дозволяє прийняти для нього $P_{\min} \approx 0,1$ МПа.

Тиск конденсату в області вакууму змінюється від ~ 1 кПа до 100 кПа, а температура від 7 °С до 100 °С.

Максимальна температура пари, що надходить із відбору циліндра середнього тиску в підігрівачі високого тиску з урахуванням його промперегріву, досягає 425–430 °С, а тиск пари перед підігрівачами високого тиску, поступаючої з першого відбору циліндра високого тиску, становить 5,7–5,8 МПа. Таким чином, область дослідження приймається за тиском пари 6,0 МПа, а температурою – 450 °С.

Мінімальний тиск пари, що надходить до конденсатора при роботі останнього ступеня на граничній потужності, як правило, становить 3 кПа при температурі конденсації $t_s = 24,098$ °С. З деяким запасом на роботу конденсатора в зимовий час для побудови рівнянь регресії можна прийняти параметри пари: мінімальний тиск $P \approx 1$ кПа та відповідну йому температуру конденсації $t_s \approx 7$ °С.

Однією з особливостей роботи частини низького тиску парових турбін є їхня робота в області маловитратних режимів циліндра низького тиску, при яких останній ступінь переходить від вироблення потужності до її споживання [10]. При цьому в ньому формуються великі вентиляційні втрати і спостерігається значне нагрівання пари за наявності вакууму в конденсаторі. Кількість води у вигляді конденсату визначається тиском у конденсаторі P_k , якому відповідає температура конденсації t_s , а перегрів пари, що виходить з робочого колеса за відсутності ефективної системи охолодження пари в ступені, може досягати 350–370 °С. Враховуючи рівень нагрівання пари в робочому колесі, максимальна температура пари при тиску нижче 0,1 МПа (100 кПа) прийнята рівною 450 °С.

Для інших пристроїв турбоустановки параметри робочих середовищ розташовуються у зазначеному діапазоні.

Обґрунтування методу дослідження. Кількість підведеного гріючим робочим тілом тепла відповідає різниці ентальпій кінця та початку процесу

$$q = h_1 - h_2, \quad (1)$$

де $q = Q/m$ – питома кількість тепла, що бере участь у процесі, кДж/кг.

Для теплообмінних апаратів рівняння теплового балансу може бути подане як

$$Q_{\text{під}} = Q_{\text{від}} + \Delta Q_{\text{втр}}, \quad (2)$$

де $Q_{\text{під}}$ – кількість підведеної теплоти;

$Q_{\text{від}}$ – кількість відведеного тепла охолоджуючим робочим тілом;

$\Delta Q_{\text{втр}}$ – теплові втрати теплообмінного пристрою, що надходять у навколишнє середовище із зовнішньої поверхні пристрою.

Підведена кількість теплоти, згідно з (1), дорівнює

$$Q_{\text{під}} = G_{\text{гр}} \cdot (h_1^{\text{гр}} - h_2^{\text{гр}}), \quad (3)$$

де $G_{\text{гр}}$ – масова витрата робочого тіла, що гріє, кг/с;

$h_1^{\text{гр}}$ – ентальпія на вході ТОП, кДж/кг;

$h_2^{\text{гр}}$ – ентальпія на виході ТОП, кДж/кг.

Кількість відведеного тепла дорівнює

$$Q_{\text{від}} = G_{\text{охол}} \cdot (h_2^{\text{охол}} - h_1^{\text{охол}}), \quad (4)$$

де $G_{\text{охол}}$ – масова витрата робочого тіла, що охолоджує, кг/с;

$h_1^{\text{охол}}$ – ентальпія на вході ТОП, кДж/кг;

$h_2^{\text{охол}}$ – ентальпія на виході ТОП, кДж/кг.

За оцінками роботи теплообмінних пристроїв турбоустановок електростанцій теплові втрати за найнапруженіших умов під час експлуатації не перевищують 0,1–0,2 % теплового навантаження та їх величиною можна знехтувати, тобто рівняння теплового балансу можна записати у вигляді

$$Q_{\text{під}} = Q_{\text{від}}. \quad (5)$$

Для теплообмінних пристроїв рекуперативного типу з конденсацією робочого середовища (далі водяної пари) та нагріванням охолоджуючого середовища (нагрівуючої води) рівняння (5) набуде вигляду

$$G \cdot (h'' - h') = W \cdot (h_2 - h_1), \quad (6)$$

де G – масова витрата гріючої пари і її конденсату;

h'' і h' – ентальпія гріючої пари і її конденсату;

W – витрата води, що нагрівається;

h_2, h_1 – ентальпія води, що нагрівається, на виході і вході теплообмінного пристрою відповідно.

У цьому випадку масова витрата пари, з урахуванням (6), визначається як

$$G = [(h_2 - h_1) / (h'' - h')] \cdot W, \quad (7)$$

де ентальпія визначається за вимірюваними параметрами пари і води, що нагрівається, а її

витрата – за показаннями вимірювальних пристроїв.

Отже, для визначення витрати пари, що конденсується, необхідно мати таблиці термодинамічних властивостей води і водяної пари або апроксимуючі рівняння для визначення ентальпії робочих середовищ з необхідною точністю.

Аналіз табличних значень [11] робочих середовищ (води та водяної пари) показав, що для подання ентальпії в аналітичному вигляді доцільно розглянути дві області її зміни: область води та область водяної пари.

Апроксимація ентальпії води в прийнятому діапазоні змін її параметрів. Переведення табличних величин ентальпії в апроксимуючі рівняння ґрунтується на аналізі параметрів зміни характеру робочої середовища.

Нагрівання та охолодження води в ТОП енергоустановки відбувається як в умовах вакууму ($P \leq 0,1$ МПа), так і в умовах надлишкового тиску $P > 0,1$ МПа. При цьому при постійній температурі вплив тиску в різних діапазонах його зміни ($1 \text{ кПа} \leq P \leq 100 \text{ кПа}$; $0,1 \text{ Мпа} \leq P \leq 1,0 \text{ Мпа}$; $1,0 \text{ Мпа} \leq P \leq 10 \text{ Мпа}$; $10 \text{ Мпа} \leq P \leq 30 \text{ МПа}$) спостерігається по-різному. У кожному діапазоні зміни P на величину ентальпії додатково впливає температура, що ускладнює вибір апроксимуючих залежностей для отримання ентальпії від параметрів робочого середовища при забезпеченні допустимого для вирішення поставлених завдань відхилення величини від табличних значень.

Це вимагає розглянути зміну ентальпії при нагріванні води (конденсату, живильної, мережевої, охолоджуючої води), розділивши її сферу існування на окремі регіони, у кожному з яких необхідно виділити температурні інтервали з однаковим темпом зміни ентальпії.

Вивчення термодинамічних властивостей рідин та їх фазового переходу при зміні тиску і температури

[12] показало, що теплота, що підводиться, витрачається на нагрівання води аж до початку її випаровування і на нагрівання одержуваної пари. При цьому на кожній стадії ця кількість теплоти різна, а початок і кінець фазових переходів визначається граничними лініями з боку води та пари. Положення цих ліній залежить від тиску та температури, при підвищенні яких граничні лінії зближуються та з'єднуються в критичній точці (для води $P_{кр} = 22,115$ МПа, $t_{кр} = 374,12$ °С).

Зміна ентальпії води в області вакууму. Враховуючи, що, як показав аналіз стану термодинамічних властивостей води в умовах вакууму (рис. 1), тиск не впливає на величину ентальпії, яка залежить тільки від температури

$$h \sim f(t). \tag{8}$$

Тому область існування води при вакуумі доцільно розглянути окремо.

Лінійна залежність (8), яка представлена на рис. 2, може бути записана у вигляді

$$h = 4,1889 \cdot t, \tag{9}$$

де ентальпія води визначається кДж/кг, а температура в °С.

При визначенні ентальпії води найчастіше використовується вимірюваний тиск пари P . Тому для визначення області, в якій знаходиться шукана величина (область нагрівання води або область її кипіння), необхідно мати рівняння для визначення зв'язку параметрів середовища (тиск P_s і температура t_s) на граничній лінії. Для цього може бути запропоновано адаптоване до умови розв'язуваної задачі рівняння Антуана [13, 14], подане у формі

$$t_s = \frac{3816,4}{16,304 - \ln P_s} - 227,02, \tag{10}$$

в якому температура t_s надана в °С, тиск – в кПа.

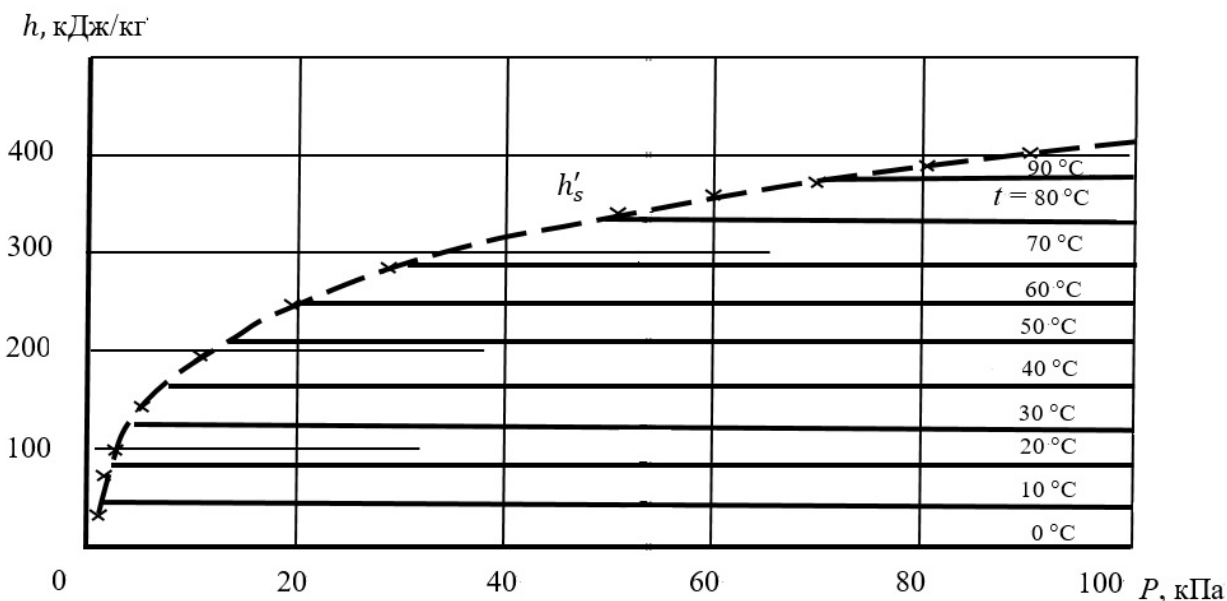


Рис. 1. Зміна ентальпії води при підвищенні тиску та постійній температурі в області вакууму ($P < 100$ кПа)

Для оцінки точності визначення граничної температури t_s за заданим тиском $P = P_s$ авторами виконано зіставлення результатів її визначення за формулою (10) з табличними значеннями [11] для області вакууму ($1,0 \leq P_s \leq 100$ кПа).

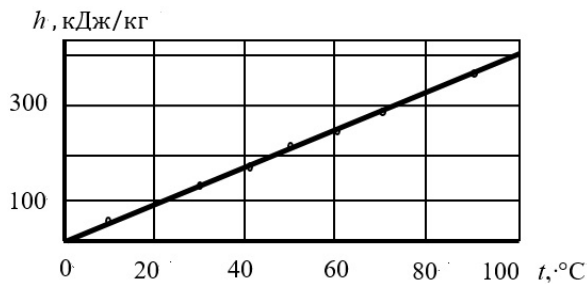


Рис. 2. Залежність ентальпії води від температури при тиску $P_s \leq P \leq 100$ кПа

Результати зіставлення наведено у табл. 1.

Як впливає з табл. 1, різниця температур конденсації, визначених за таблицею термодинамічних властивостей [11] і за залежністю (10), має системний характер, збільшуючись від 0,205 °С при $P_s = 5$ кПа до 0,43 °С при $P_s = 100$ кПа (табл. 1, стовпець 4). При необхідності мати точніші значення t_s у формулу (10) вводиться поправка δt_s , що

отримана авторами (табл. 1, стовпець 5), яка дорівнює

$$\delta t_s = 0,2158 \cdot (P_s - 1)^{0,15}, \quad (11)$$

де P представлено в кПа, δt_s – в °С.

Похибка обчислення наведена у табл. 1, стовпець 7.

Уточнена залежність (10) набуде вигляду

$$t_s = \frac{3816,4}{16,304 - \ln P_s} - 227,02 + 0,2158 \cdot (P_s - 1)^{0,15}. \quad (12)$$

Зміна ентальпії води при надлишковому тиску.

Область надлишкового тиску ($P > 0,1$ МПа) характерна тим, що на ентальпію води крім температури впливає абсолютний тиск, при якому відбувається її нагрівання. Так, вже при температурі $t = 0$ °С і тиску 30 МПа ентальпія води становить $h = 30$ кДж/кг.

На рис. 3 наведено зміну ентальпії води при тиску, що змінюється від 0,1 до 30 МПа. Лінії h ($t = \text{const}$) при кожному фіксованому значенні температури мають різний нахил і починаються від значення t_s , що відповідає тиску $P = P_s$ ($P \approx 0,1$ МПа при $t = 100$ °С, $P = 1,0$ МПа при $t = 180$ °С, $P = 3,5$ МПа при $t = 240$ °С і $P = 8,59$ МПа при $t = 300$ °С).

Таблиця 1 – Зіставлення табличних та визначених за формулою (12) значень температур фазового переходу при вакуумі

P_s , кПа	t_s [11], °С	t_s (10), °С	$\Delta t_s = t_s$ [11] – t_s (10), °С	δt_s (11), °С	$t_s = t_s$ (10) + δt_s (11), °С	t_s [11] – t_s , °С
1	6,982	7,058	-0,076	0	7,058	-0,076
5	32,90	32,695	0,205	0,265	32,963	-0,063
10	45,83	45,552	0,278	0,300	45,852	-0,022
20	60,09	59,749	0,341	0,335	60,084	0,006
30	69,12	68,761	0,359	0,357	69,118	0,002
40	75,89	75,506	0,384	0,373	75,879	0,011
50	81,35	80,953	0,396	0,386	81,339	0,011
60	85,95	85,552	0,398	0,397	85,949	0,001
70	89,96	89,549	0,411	0,407	89,956	0,004
80	93,51	93,095	0,415	0,415	93,510	0
90	96,71	96,289	0,421	0,423	96,712	-0,002
100	99,63	99,201	0,430	0,429	99,630	0

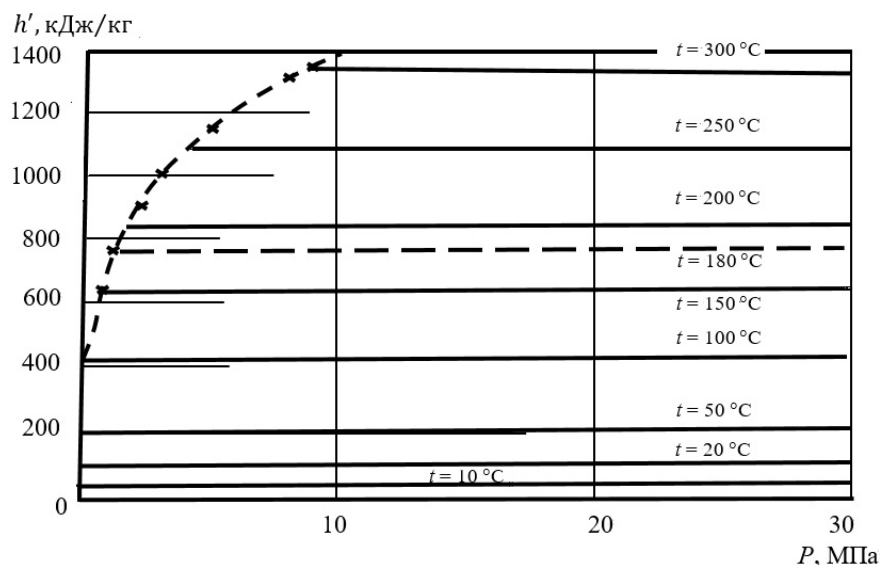


Рис. 3. Зміна ентальпії води в області надлишкового тиску ($P \geq 0,1$ МПа)

Такий характер зміни h у даній області дозволяє відзначити наступне.

Лінійна зміна ентальпії води при підвищенні тиску P та постійній температурі $t = \text{const}$ дозволяє прийняти рівняння для її апроксимації у вигляді

$$h = h_0 + K_p \cdot (P - P_0), \quad (13)$$

де h_0 – ентальпія води при деякому значенні тиску $P_0 = \text{const}$, що залежить від температури на лінії $t = \text{const}$;

K_p – коефіцієнт впливу тиску при заданій температурі.

$$K_p = (h - h_0) / (P - P_0). \quad (14)$$

Виконаний аналіз впливу температури на $K_p(t)$ показав, що зміну ентальпії доцільно розглянути при поділі дослідженої області на такі інтервали: 0–100 °С, 100–180 °С, 180–240 °С, 240–300 °С. Це дозволило коефіцієнт впливу тиску апроксимувати простими ступеневими функціями при мінімальному відхиленні табличних значень ентальпії для цих інтервалів.

Використовуючи рівняння (14), значення h_0 приймають для лінії $t = \text{const}$ на її перетині з базовим тиском $P_0 = 30$ МПа. При цьому коефіцієнт $K_p(t)$ у кожному прийнятому температурному інтервалі апроксимується ступеневими функціями, які мають вигляд

$$K_p(t) = K_p(t_0) - a \cdot (t - t_0)^n. \quad (15)$$

В результаті обробки табличних значень ентальпії води від температури для зазначених вище інтервалів коефіцієнт $K_p(t)$ може бути представлений таким чином для різних температурних інтервалів:

- $0 \leq t \leq 100$ °С:

$$K_p(t) = 1,0 - 5,9747 \cdot 10^{-3} \cdot t^{0,81};$$

- 100 °С < $t \leq 180$ °С:

$$K_p(t) = 0,7552 - 3,9965 \cdot 10^{-4} \cdot (t - 100)^{1,45}; \quad (16)$$

- 180 °С < $t \leq 240$ °С:

$$K_p(t) = 0,5655 - 2,6860 \cdot 10^{-3} \cdot (t - 180)^{1,2};$$

- 240 °С < $t \leq 300$ °С

$$K_p(t) = 0,20 - 1,2573 \cdot 10^{-3} \cdot (t - 240)^{1,6}.$$

Базові значення ентальпії при $P_0 = 30$ МПа описуються за допомогою точних табличних значень h_0 та ступеневою функцією температурного впливу виду

$$h_{30} = h_0 + K_t \cdot (t - t_0)^n, \quad (17)$$

де h_0 приймається при початковій температурі інтервалу t_0 та базовому тиску $P_0 = 30$ МПа (рис. 4);

K_t – коефіцієнт впливу температури;

n – показник ступені температурного впливу у цьому регіоні.

В результаті обробки табличних величин ентальпії при тиску $P_0 = 30$ МПа для вибраних температурних інтервалів було визначено залежності ентальпії від температури, які представлені

рівняннями наступного виду:

- при $0 \leq t \leq 100$ °С:

$$h_{30} = 30 + 4,0223 \cdot t^{1,005};$$

- при 100 °С < $t \leq 180$ °С:

$$h_{30} = 441,6 + 3,9457 \cdot (t - 100)^{1,015}; \quad (18)$$

- при 180 °С < $t \leq 240$ °С:

$$h_{30} = 778,7 + 4,0556 \cdot (t - 180)^{1,02};$$

- при 240 °С < $t \leq 300$ °С:

$$h_{30} = 1042,8 + 4,0494 \cdot (t - 240)^{1,04}.$$

Як видно з рівнянь (18), збільшення температури посилює темп її впливу (з ослабленням в інтервалі 240–300 °С).

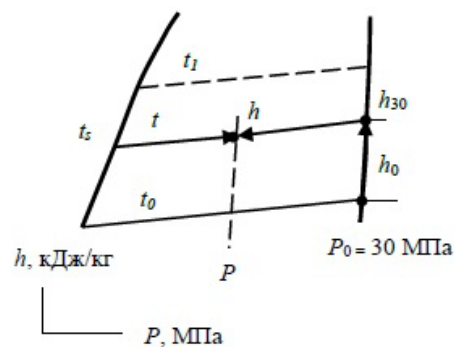


Рис. 4. Схема підходу до визначення ентальпії в області $0,1 \leq P \leq 30$ МПа та $0 \leq t \leq 300$ °С

Використовуючи залежності (16) і (18), апроксимуючі рівняння для ентальпії води в діапазоні зміни тиску $0,1 \leq P \leq 30$ МПа можна представити у наступному вигляді:

- для температурного інтервалу $t = 0-100$ °С:

$$h = 30 + 4,0223 \cdot t^{1,005} - [1,0 - 5,9747 \cdot 10^{-3} \cdot t^{0,81}] \cdot (30 - P); \quad (19)$$

- для температурного інтервалу $t = 100-180$ °С:

$$h = 441,6 + 3,9457 \cdot (t - 100)^{1,015} - [0,7552 - 3,9965 \cdot 10^{-4} \cdot (t - 100)^{1,45}] \cdot (30 - P); \quad (20)$$

- для температурного інтервалу $t = 180-240$ °С:

$$h = 778,7 + 4,0556 \cdot (t - 180)^{1,02} - [0,5655 - 2,6860 \cdot 10^{-3} \cdot (t - 180)^{1,2}] \cdot (30 - P); \quad (21)$$

- для температурного інтервалу $t = 240-300$ °С:

$$h = 1042,8 + 4,0494 \cdot (t - 240)^{1,04} - [0,20 - 1,2573 \cdot 10^{-3} \cdot (t - 240)^{1,6}] \cdot (30 - P). \quad (22)$$

Визначення ентальпії h за залежностями (19)–(22) при зниженні тиску або температури обмежено формулою Антуана (10) за умовою $P > P_s$.

Результати зіставлення величин t_s , отриманих за формулою (10), та табличних значень за рівних P_s (визначаються в МПа) наведено в табл. 2 для значень t_s від 100 °С до 300 °С і відповідних P_s , що в більшості випадків достатньо для вирішення поставленої задачі.

Таблиця 2 – Зіставлення табличних та визначених за формулою (23) значень температур на межі фазового переходу

P_s , МПа	t_s [11], °C	t_s (10), °C	$\Delta t_s = t_s$ [11] – t_s (10), °C	δt_s (23), °C	$t_s = t_s$ (10) + δt_s (23), °C	t_s [11] – t_s , °C
0,1	99,63	99,20	0,43	0,430	99,63	0
0,5	151,85	151,24	0,61	0,564	151,804	0,046
1,0	179,88	179,14	0,74	0,697	179,837	0,043
2,0	212,37	211,49	0,88	0,860	212,35	0,020
3,0	233,84	232,92	0,92	0,907	233,827	0,013
4,0	250,33	249,44	0,90	0,866	250,306	0,024
5,0	263,92	263,09	0,83	0,762	263,852	0,068
6,0	275,56	274,84	0,72	0,622	275,462	0,098
7,0	285,80	285,23	0,57	0,473	285,703	0,097
8,0	294,98	294,57	0,41	0,336	294,906	0,074
8,6	300,07	299,78	0,29	0,282	300,062	0,008

Як видно, їхня розбіжність, яка не перевищує 0,92 °C при $P_s = 3,0$ МПа, носить системний характер, плавно змінюючись при підвищенні тиску в діапазоні від 0,1 МПа до 8,6 МПа, що потребує для уточнення значень температури внести поправку δt_s .

Характер зміни залежності $\delta t_s \sim P_s$ дозволяє для її апроксимації застосувати кубічну параболу. Результат апроксимації поправки на температуру випаровування t_s (10) отримано у вигляді залежності:

$$\delta t_s = 0,43 + 0,386 \cdot (P_s - 0,1) - 0,083 \cdot (P_s - 0,1)^2 + 0,00443 \cdot (P_s - 0,1)^3, \quad (23)$$

де P_s – температура води на лінії насичення, МПа.

При використанні поправки δt_s , розрахованої за формулою (23), максимальне відхилення даних, отриманих за залежністю (10), від табличних значень [11] у розглянутому діапазоні тисків (від 0,1 МПа до 8,6 МПа) не перевищує 0,1 °C при $P_s = 6,0$ МПа або 0,036 % (див. табл. 2).

Формула Антуана (10) з урахуванням наведеної поправки (23) набуде вигляду

$$t_s = \frac{3816,4}{16,304 - \ln P_s} - 227,02 + \delta t_s. \quad (24)$$

З використанням залежності (24) слід врахувати, що у першому члені тиск P_s виражено в кПа, а у поправці, розрахованої по (23), – в МПа.

Висновки. 1. Для визначення витрати пари в теплообмінні пристрої, що входять до складу турбоустановок та працюють з фазовими переходами робочого середовища, запропоновано підхід, заснований на побудові залежностей ентальпії води від температури та тиску з урахуванням сфери існування. Отримані рівняння, що апроксимують табличні значення ентальпії води і дозволяють з достатньою точністю визначати її за параметрами, що задаються.

2. Апроксимуючі рівняння визначають ентальпію води як в області вакууму, так і області надлишкового тиску, обмеженої тиском 30 МПа та температурою 300 °C.

3. Виконано аналіз можливості використання рівняння Антуана для опису межі фазового переходу та запропоновано поправки до визначення температури фазового переходу від води до пари, що підвищують точність її визначення.

Список літератури

- Affandi M., Mamata N., Mohd Kanafiah S., Khalid N. Science Simplified Equations for Saturated Steam Properties for Simulation Purpose. *Procedia Engineering*. 2013. No. 53. P. 722–726. doi: 10.1016/j.proeng.2013.02.095
- Русанов А., Лампарт П., Пашенко Н. Моделирование 3D течий в проточній частині парової турбіни з використанням системи рівнянь термодинамічних властивостей води та водяної пари IAPWS-95. *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. 2012. № 7 (94). С. 107–113.
- Miguel A. Ch., Salvador B. R. Calculation of the Thermodynamic Properties of Water Using the IAPWS Model. *Journal of the Chilean Chemical Society*. 2006. Vol. 51, no. 2. P. 891–900. doi: 10.4067/S0717-97072006000200012
- Hinkelman K., Anbarasu S., Wetter M., Gautier A., Zuo W. *A Fast and Accurate Modeling Approach for Water and Steam Thermodynamics with Practical Applications in District Heating System Simulation*. URL: <http://www.researchgate.net/publication/358860784> (дата звернення: 10.06.2024).
- Zhou L.-K., Shen F.-R., Yan Z.-B. A method for calculating an enthalpy value in the wet steam zone during the performance test of a steam turbine. *Research Gate*. 2010. Vol. 25. P. 265–268.
- Yan S.-B., Sang Q.-L., Wang P.-P. On-line algorithm for calculating the enthalpy of turbine's exhaust steam. *Research Gate*. 2005. Vol. 25. P. 193–200.
- Shcheglyayev A. V., Troyanovsky B. M., Vileta J., Draghi J. *Парні турбіни. Теорія теплого процесу а конструкції турбін: підручка про покročilé technické školy*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1983. 630 s.
- Singh M. P., Lucas G. *Blade Design and Analysis for Steam Turbines*. New York: McGraw-Hill, 2011. 364 p.
- Суботін В. Г., Левченко С. В., Швецов В. Л., Шубенко О. Л., Тарелін А. О., Суботович В. П. *Створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт*. Харків: Фоліо. 2009. 256 с.
- Шубенко О. Л., Козлоков О. Ю., Голошапов В. М., Альохіна С. В., Котульська О. В. *Відривні течії в ступенях циліндра низького тиску парових турбін при маловитратних режимах*. Харків: ТОВ «Планета-Прінт», 2020. 322 с.
- Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997. *The International Association for the Properties of Water and Steam*. URL: <http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf> (дата звернення: 10.06.2024).
- Moran M. J., Shapiro H. N., Boettner D. D., Bailey M. B. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Chichester: John Wiley & Sons, 2010. 1024 p.
- Reid R., Prausnitz J., Poling B. *The properties of gases and liquids*. New York: McGraw-Hill, 1987. 753 p.
- Шубенко О. Л., Голошапов В. М., Котульська О. В. Визначення параметрів води та водяної пари на граничній лінії фазового переходу. *Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії. Тези доповідей міжнародної конференції (11–12 березня 2024 р., Харків)*. Харків: ФОП Бровін О. В., 2024. С. 188–191.

References (transliterated)

- Affandi M., Mamata N., Mohd Kanafiah S., Khalid N. Science Simplified Equations for Saturated Steam Properties for Simulation Purpose. *Procedia Engineering*. 2013, no. 53, pp. 722–726. doi:

- 10.1016/j.proeng.2013.02.095
2. Rusanov A., Lampart P., Pashchenko N. Modelyuvannya 3D techii v protochniy chastyni parovoyi turbiny z vykorystanniam systemy rivnyan' termodynamichnykh vlastyvostry vody ta vodyanoyi pary IAPWS-95 [3D simulation of flows in the flow part of a steam turbine using the system of equations of thermodynamic properties of water and water vapor IAPWS-95]. *Aviatsiyno-kosmichna tekhnika ta tekhnolohiya*. 2012, no. 7 (94), pp. 107–113.
 3. Miguel A. Ch., Salvador B. R. Calculation of the Thermodynamic Properties of Water Using the IAPWS Model. *Journal of the Chilean Chemical Society*. 2006, vol. 51, no. 2, pp. 891–900. doi: 10.4067/S0717-97072006000200012
 4. Hinkelman K., Anbarasu S., Wetter M., Gautier A., Zuo W. *A Fast and Accurate Modeling Approach for Water and Steam Thermodynamics with Practical Applications in District Heating System Simulation*. Available at: <http://www.researchgate.net/publication/358860784> (accessed 10.06.2024).
 5. Zhou L.-K., Shen F.-R., Yan Z.-B. A method for calculating an enthalpy value in the wet steam zone during the performance test of a steam turbine. *Research Gate*. 2010, vol. 25, pp. 265–268.
 6. Yan S.-B., Sang Q.-L., Wang P.-P. On-line algorithm for calculating the enthalpy of turbine's exhaust steam. *Research Gate*. 2005, vol. 25, pp. 193–200.
 7. Shcheglyayev A. V., Troyanovsky B. M., Vileta J., Draghi J. *Parní turbíny. Teorie tepelného procesu a konstrukce turbín: příručka pro pokročilé technické školy* [Steam turbines. Thermal process theory and turbine design: a handbook for advanced technical schools.]. Praha, Státní nakladatelství technické literatury Publ., 1983. 630 s.
 8. Singh M. P., Lucas G. *Blade Design and Analysis for Steam Turbines*. New York, McGraw-Hill Publ., 2011. 364 p.
 9. Subotin V. H., Levchenko Ye. V., Shvetsov V. L., Shubenko O. L., Tarelin A. O., Subotovych V. P. *Stvorenniya parovykh turbin novoho pokolinnya potuzhnisty 325 MVi* [Creation of steam turbines of a new generation with a capacity of 325 MW]. Kharkiv, Folio Publ., 2009. 256 p.
 10. Shubenko O. L., Kozlov O. Yu., Holoshchapov V. M., Al'okhina S. V., Kotul's'ka O. V. *Vidryvni techii v stupenyakh tsylindra niz'koho tysku parovykh turbin pry malovytratnykh rezhymakh* [Breakaway currents in the low-pressure cylinder stages of steam turbines at low-flow modes]. Kharkiv, "Planeta-Print" LLC Publ., 2020. 322 p.
 11. Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997. *The International Association for the Properties of Water and Steam*. Available at: <http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf> (accessed 10.06.2024).
 12. Moran M. J., Shapiro H. N., Boettner D. D., Bailey M. B. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Chichester, John Wiley & Sons Publ., 2010. 1024 p.
 13. Reid R., Prausnitz J., Poling B. *The properties of gases and liquids*. New York, McGraw-Hill Publ., 1987. 753 p.
 14. Shubenko O. L., Holoshchapov V. M., Kotul's'ka O. V. Vyznachennya parametriv vody ta vodyanoyi pary na hranychniy liniyi fazovoho perekhodu [Determination of parameters of water and water vapor at the boundary line of the phase transition]. *Enerhetychni ustanovky ta al'ternatyvni dzhherela enerhiyi. Tezy dopovidey mizhnarodnoyi konferentsiyi (11–12 bereznya 2024 r., Kharkiv)* [Energy installations and alternative energy sources. Collection of theses and reports of the international conference (11–12 March 2024, Kharkiv)]. Kharkiv, FOP Brovin O. V. Publ., 2024, pp. 188–191.

Надійшла (received) 20.06.2024

Відомості про авторів / About the Authors

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

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

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

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

A. С. РОГОВИЙ, А. О. НЕСКОРОЖЕНИЙ, Є. І. ТИМЧЕНКО, В. С. АНДРІЄВСЬКА, М. А. ЯРОШЕНКО

ЗАЛЕЖНІСТЬ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ВИХОРОКАМЕРНОГО ЕЖЕКТОРА ВІД ЙОГО ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

Знос і зниження ефективності роботи нагнітачів з рухомими робочими органами призводить до того, що стає доцільними використовувати струминні апарати в багатьох технологічних процесах. Використання властивостей закручених потоків, таких як зниження тиску на осі, призвело до створення вихрових ежекторів, проте їхні енергетичні показники та ККД знижені у порівнянні з класичними прямооточними струминними насосами та ежекторами. Розв'язанням цієї проблеми може бути використання більш досконалих принципів передавання енергії та технічних рішень у конструюванні струминних нагнітачів на основі вихрової камери. Такими нагнітачами є вихорокамерні нагнітачі, які завдяки використанню відцентрової сили, мають кращу, порівняно з вихровими ежекторами, енергетичну ефективність. Метою роботи є знаходження залежності коефіцієнта корисної дії вихорокамерного ежектора від його геометричних параметрів на основі методів планування експерименту. Дослідження складалося з трьох етапів: експериментальне дослідження роботи вихорокамерного ежектора однорідного середовища з початковими для оптимізації геометричними параметрами вихрової камери та каналів підводу, й відводу. На другому етапі проведено математичне моделювання на основі розв'язання рівнянь Рейнольдса, із використанням SST-моделі турбулентності. Далі проведено порівняння експериментальних даних з результатами розрахунку. Оптимізація параметрів за допомогою моделі другого порядку дозволила знайти максимальне значення ККД вихорокамерного ежектора, яке дорівнює 16 %. Геометричні параметри, що обрано як фактори: відносна висота та діаметр вихрової камери, відносний діаметр каналу живлення. Найбільший вплив на ККД має відносна висота вихрової камери. Значущість отриманих коефіцієнтів рівнянь регресії перевірено за допомогою *t*-критерію Стьюдента.

Ключові слова: вихорокамерний ежектор, планування експерименту, рівняння регресії, геометричні параметри, числовий розрахунок, ефективність.

A. ROGOVYI, A. NESKOROZHENYI, Ye. TIMCHENKO, V. ANDRIIEVSKA, M. YAROSHENKO

DEPENDENCE OF THE EFFICIENCY OF A VORTEX CHAMBER EJECTOR ON ITS GEOMETRIC PARAMETERS

The wear and decreased efficiency of superchargers with moving impellers make using jet devices in many technological processes advisable. Using the properties of swirling flows, such as reduced axial pressure, has created vortex ejectors. Still, their energy performance and efficiency are reduced compared to classical direct-flow jet pumps and ejectors. The solution to this problem may be the use of more advanced energy transfer principles and technical solutions in the design of vortex chamber-based jet superchargers. Such superchargers are vortex chamber superchargers, which, due to the use of centrifugal force, have better energy efficiency than vortex ejectors. The aim of this work is to determine the dependence of the efficiency of a vortex chamber ejector on its geometric parameters based on the design of the experiment. The study consisted of three stages: an experimental study of the vortex chamber ejector operation in a homogeneous medium with the initial geometric parameters of the vortex chamber and the supply and discharge channels for optimization. In the second stage, mathematical modeling was performed based on solving the Reynolds equations using the SST turbulence model. Next, the experimental data were compared with the calculation results. The optimization of parameters using the second-order model allowed us to find the maximum value of the efficiency of the vortex chamber ejector, which is equal to 16 %. The geometric parameters selected as factors are the relative height and diameter of the vortex chamber, the relative diameter of the supply channel. The relative height of the vortex chamber has the greatest influence on the efficiency. The significance of the obtained coefficients of the regression equations was tested using Student's *t*-test.

Keywords: vortex chamber ejector, design of experiment, regression equation, geometric parameters, numerical calculation, efficiency.

Вступ. Надійність і довговічність нагнітачів, які добре зарекомендували себе під час роботи на однорідних середовищах, значно знижуються під час перекачування гетерогенних [1]. Гетерогенні середовища мають у своєму складі тверді абразивні частинки або повітря, що приводить до швидкого зношування елементів насосів або до значного погіршення характеристик. Так, у багатьох галузях промисловості, динамічні насоси швидко виходять з ладу внаслідок впливу різних несприятливих чинників з боку робочих середовищ і особливостей технологічного процесу [2]. Особливо гостро питання зносу стоїть у галузях промисловості, де доводиться перекачувати сипучі матеріали або робочі середовища сильно забруднені [3]. У цьому випадку рухомі робочі органи нагнітачів швидко зношуються внаслідок абразивного зносу. Середнє напрацювання на відмову динамічних насосів на гірничо-збагачувальних комбінатах становить близько 700–2000 год [4]. Крім того, перекачування гетерогенних середовищ призводить до значного зниження показників

ефективності нагнітачів.

Аналіз останніх досліджень. Знос і зниження ефективності роботи нагнітачів з рухомими робочими органами [5] призводить до того, що стає доцільними використовувати струминні апарати в багатьох технологічних процесах [6]. Однак, струминні прямооточні нагнітачі, хоча й мають порівняно з іншими струминними апаратами, високий ККД, що досягає 30 %, мають значні поздовжні розміри, що в деяких технологічних процесах ускладнює їхнє компонування [7]. З іншого боку, використання властивостей закручених потоків [8], таких як зниження тиску на осі, призвело до створення вихрових ежекторів, проте їхні енергетичні показники та ККД були знижені [9] у порівнянні з класичними прямооточними струминними насосами та ежекторами [10]. Крім того, вихрові ежектори не мають можливості перекачування твердих середовищ через особливості робочого процесу, в якому частинки з більшою густиною концентруються на периферії, а змішаний потік повинен виходити біля осі вихрової

камери. Таким чином, удосконалення енергетичних характеристик струминних нагнітачів є актуальною проблемою. Розв'язанням цієї проблеми може бути використання більш досконалих принципів передавання енергії та технічних рішень у конструюванні струминних нагнітачів на основі вихрової камери. Такими нагнітачами є вихорокамерні нагнітачі [11], які завдяки використанню відцентрової сили, мають кращу, порівняно з вихровими ежекторами, енергетичну ефективність [12].

У роботах, присвячених струминним нагнітачам із вихровою камерою змішування, не було проведено оптимізації геометричних параметрів нагнітача з метою отримання оптимальних характеристик [3; 11; 12]. Тому, на сьогодні, немає розуміння які саме геометричні розміри каналів та вихрової камери вибрати для конструкції з роботою в бездренажному режимі, крім того, що канал живлення повинен бути меншим за площею за канал виходу. Конструкція, запропонована в [11], має недоліки, пов'язані з наявністю скидання середовища в дренажний канал. Автори [11] обґрунтували ефективність застосування вихорокамерних нагнітачів під час перекачування сипких середовищ і провели експериментальні дослідження, що довели їхні кращі характеристики, порівняно з іншими струминними нагнітачами з вихровою камерою, проте не знайдено залежності енергетичних показників від геометричних параметрів.

Мета. Метою роботи є знаходження залежності коефіцієнта корисної дії вихорокамерного ежектора від його геометричних параметрів на основі методів планування експерименту.

Результати досліджень. Дослідження складалося з трьох етапів: на першому етапі було проведено експериментальне дослідження роботи вихорокамерного ежектора (ВКЕ) однорідного середовища з початковими для оптимізації геометричними параметрами вихрової камери та каналів підводу та відводу. На другому етапі проведено математичне моделювання на основі розв'язання рівнянь Рейнольдса, із використанням SST-моделі турбулентності. Після чого проведено порівняння експериментальних даних з результатами розрахунку і зроблено висновок про адекватність математичного моделювання. Тому що математичне моделювання дозволяє визначати характеристики ВКЕ значно швидше ніж експериментальне дослідження, то вирішено зміну геометричних параметрів робити не для фізичного експерименту, а за допомогою математичної моделі. Тому, на третьому етапі проведено планування числового експерименту, виділено чинники і функції мети (ККД ежектора), отримано рівняння регресії, що дало змогу визначити залежність ККД від геометричних параметрів ежектора.

Повний трифакторний експеримент [13; 14] реалізовано для дослідження впливу відносного діаметра вихрової камери $\bar{D} = D/d_m$, її відносною висоти $\bar{H} = H/d_m$ та відносного діаметра каналу живлення ежектора $\bar{d}_s = d_s/d_m$ на ККД ежектора η .

Ці три фактори обрані як основні, що впливають на ККД на основі експериментальних досліджень та зміни діаметрів каналів ежектора [15]. Крім того, попередні дослідження бездренажного варіанта ежектора показали вплив лише двох факторів: діаметра вихрової камери та відносного діаметра каналу живлення ежектора. З іншої сторони, саме зміна площі вхідного тангенціального каналу приводить до зміни робочого процесу у ВКЕ, тому неврахування її впливу було б недоцільним [3]. Для оцінки впливу зазначених факторів і математичного опису використано на першому етапі модель першого порядку виду:

$$\eta = b_0 + b_1\bar{H} + b_2\bar{D} + b_3\bar{d}_s + b_{12}\bar{H}\bar{D} + b_{13}\bar{H}\bar{d}_s + b_{23}\bar{D}\bar{d}_s + b_{123}\bar{H}\bar{D}\bar{d}_s. \quad (1)$$

Ця модель є найпростішою моделлю першого порядку й дає змогу оцінити вплив факторів на функцію цілі.

Значення обраних рівнів варіюваних факторів наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Значення обраних рівнів факторів, що варіюються

Рівень факторів, що варіюються	Позначення кодоване	\bar{H}	\bar{D}	\bar{d}_s
		x_1	x_2	x_3
Основний рівень	0	2,83	7,08	0,8
Інтервал варіювання	Δx_i	1,2	3	0,1
Верхній рівень	+1	4,06	10,08	0,9
Нижній рівень	-1	1,63	4,08	0,7

Внаслідок того, що під час розрахунку спостерігалися невеликі коливання витрат та інших інтегральних показників роботи за ітераціями, то для кожного дослідження обирали три значення для ітерацій, які відповідали максимальній, мінімальній та середній витратам у каналі всмоктування ежектора. Такі коливання часто спостерігаються під час числового розрахунку гідравлічних та пневматичних машин, та можуть бути обумовлені нестационарністю можливих відривів рідини від твердих стінок [16; 17]. Для числового розрахунку течії нестисливої рідини використовували програмний комплекс AnsysCFX [18; 19] зі студентською ліцензією та обмеженням в 0,5 мільйони елементів сітки для розрахунку рівнянь Рейнольдса, нестисливості та моделі турбулентності SST. Математичну модель наведено в [20]. Використано коригування на кривизну ліній струму й обертання потоку. Під час моделювання як граничні умови задавали повний тиск на вході в каналі живлення, статичний тиск у каналах всмоктування і виходу [21]. Це дозволяло в процесі розрахунку визначити витрати в усіх каналах, потім порівняти ці значення з експериментальними та зробити висновок про адекватність розрахунку та достатність кількості сіткових елементів. Сітка складалася з тетрадральних і призматичних елементів загальною кількістю не більше ніж 0,5 млн, що було достатньо для отримання точних результатів

згідно з проведеним аналізом чутливості розв'язку [22]. Задачу розв'язували в статичній постановці, і процес обчислення закінчувався після досягнення нев'язань рівнянь величини 10^{-5} із забезпеченням постійних витрат у всіх каналах протягом 100 ітерацій [23] або виділення періодичності зміни витрати за постійної амплітуди.

Результати експерименту наведено в табл. 2, де η_1, η_2, η_3 відповідають трьом значенням, що відповідали максимальній, мінімальній та середній витратам у каналі всмоктування ежектора. s_u^2 – дисперсія паралельних дослідів.

Таблиця 2 – Результати визначення ККД ежектора для різних точок матриці

№	ККД у відсотках				s_u^2
	η_1	η_2	η_3	$\bar{\eta}$	
1	11,9	11,6	12	11,8	0,039
2	5,5	5,1	5,9	5,50	0,16
3	10,3	10,0	10,8	10,4	0,18
4	3,5	3,3	3,7	3,50	0,04
5	11,5	11,4	11,8	11,6	0,05
6	0	0	0	0,00	0
7	0	0	0	0,00	0
8	0,55	0,4	0,6	0,52	0,01
Разом					0,48

Середнє значення ККД ежектора за паралельними дослідями визначалося за формулою:

$$\bar{\eta}_i = \frac{1}{r} \sum_{i=1}^r \eta_{li} = \frac{11,9+11,6+12}{3} = 11,8.$$

Дисперсію паралельних дослідів визначали за формулою на прикладі для першого рядка матриці:

$$s_i^2 = \frac{1}{r-1} \sum_{i=1}^r (\eta_{li} - \bar{\eta}_i)^2 = \frac{0,01+0,04+0,028}{2} = 0,039.$$

Для визначення можливості проведення регресійного аналізу розраховано однорідність дисперсій паралельних дослідів за критерієм Кохрена [24]:

$$G_p = \frac{s_{u\max}^2}{\sum_{u=1}^N s_u^2} = \frac{0,18}{0,48} = 0,375.$$

Розрахункове значення критерію порівнювали з табличним для ступенів вільності: чисельника $f_1 = r - 1$ (кількість паралельних дослідів - 1, що дорівнювало 2), знаменника $f_2 = N$ (кількість дослідів у матриці - 8) і відповідно за обраного рівня значущості $\alpha = 0,05$ $G_{table} = 0,5157 > G_p = 0,375$. Отже, гіпотеза про однорідність дисперсій паралельних дослідів приймається [25]. Звідси дисперсія відтворюваності дорівнює

$$s^2(\eta) = \frac{1}{N} \sum_{u=1}^N s_u^2 = \frac{0,48}{8} = 0,06.$$

$$\text{Помилка експерименту} - s(\eta) = \sqrt{s^2(\eta)} = 0,24.$$

Коефіцієнти рівняння (1) для кодovаних факторів (змiна x_1, x_2, x_3 відбувається в діапазоні $[-1; 1]$):

$$\eta = 5,41 - 3,03x_1 - 1,81x_2 - 2,39x_3 + 1,44x_1x_2 + 0,27x_1x_3 - 0,95x_2x_3 + 1,58x_1x_2x_3. \quad (2)$$

Перевірку статистичної значущості коефіцієнтів проводили за допомогою t -критерію. Для повного факторного експерименту помилки всіх коефіцієнтів дорівнюють між собою і визначаються

$$s(b_i) = \frac{s(\eta)}{\sqrt{Nr}} = \frac{0,24}{\sqrt{8 \cdot 3}} = 0,05.$$

Довірчий інтервал довжиною $2\Delta b_i$: $\Delta b_i = t_{cr}s(b_i) = 2,12 \cdot 0,05 = 0,106$. Критичне значення t_{cr} обирали для числа ступенів вільності (16) і прийнятому рівні значущості 0,05. Усі коефіцієнти виявилися статистично значущими.

Отримане рівняння (2) перевіряли на адекватність. У табл. 3 подано результати розрахунку дисперсії адекватності. Гіпотезу про адекватність рівняння (2) перевіряли за формулами

$$s_{ad}^2 = \frac{r}{N-\lambda} \sum_{u=1}^N (\bar{\eta}_u - \hat{\eta})^2 = 0;$$

$$F = \frac{s_{ad}^2}{s^2(\eta)} = \frac{0,000356}{0,06} = 0,006 < 1.$$

Таблиця 3 – Перевірка адекватності рівняння (2)

№ досл.	$\bar{\eta}_u$	$\hat{\eta}$	$\bar{\eta}_u - \hat{\eta}$	$(\bar{\eta}_u - \hat{\eta})^2$
1	11,83	11,8	0,013	0,000178
2	5,50	5,5	0	0
3	10,37	10,37	-0,013	0,000178
4	3,50	3,5	0	0
5	11,57	11,57	0,0067	0
6	0,00	0	0	0
7	0,00	0	0	0
8	0,52	0,517	-0,003	0
Разом				0,000356

Для приведення рівняння (2) до вигляду з натуральними значеннями факторів використано формули кодування, підставляючи в рівняння (2) замість кодovаних натуральні значення факторів:

$$\eta = -38,8 + 17,5\bar{H} + 10,6\bar{D} + 79,7\bar{d}_s - 3,1\bar{H}\bar{D} - 28,7\bar{H}\bar{d}_s - 15,4\bar{D}\bar{d}_s + 4,38\bar{H}\bar{D}\bar{d}_s. \quad (3)$$

На рис. 1 наведено залежність відносного ККД ВКЕ від факторів. Усі значення ККД віднесено до максимального значення (11,8 %) отриманого за формулою (3) у заданому діапазоні зміни факторів.

На підставі отриманих результатів та аналізу рівнянь (2) і (3) можна зробити такі висновки:

1. Зі збільшенням відносних висоти вихрової камери, її діаметра і діаметра каналу живлення ККД ежектора зменшується (тому що коефіцієнти за всіх

чинників негативні в рівнянні (2)), причому найбільший вплив чинить відносна висота вихрової камери за обраних рівнів варіювання.

2. Поряд із лінійними ефектами значущими виявилися також і ефекти взаємодії. Для збільшення ККД необхідно прагнути при зменшенні діаметра вихрової камери зменшувати її висоту і діаметр каналу живлення.

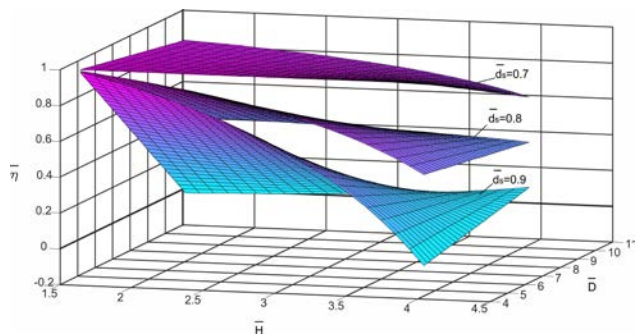


Рис. 1. Залежність відносного до максимального ККД ВКН від відносних висоти, діаметра вихрової камери для різних відносних діаметрів каналу живлення

Часто, на другому етапі досліджень використовують плани другого порядку через неможливість детального дослідження області оптимуму за допомогою планів першого порядку на локально-лінійному наближенні поверхні відгуку. Доцільно провести дослідження шляхом розширення матриці планування за допомогою «зіркових» точок, що дозволяє отримати інформацію про лінійні, квадратичні та ефекти взаємодії.

Таким чином, для оцінки впливу факторів і математичного опису використано модель другого порядку виду:

$$\eta = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i \neq j}^k b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_i x_i^2. \quad (4)$$

В табл. 4 наведено рівні факторів із «зірковими» точками.

Таблиця 4 – Значення обраних рівнів факторів, що варіюються

Рівень факторів, що варіюються	Позначення кодоване	\bar{H}	\bar{D}	\bar{d}_s
		x_1	x_2	x_3
Основний рівень	0	2,83	7,08	0,8
Інтервал варіювання	Δx_i	1,2	3	0,1
Верхній рівень	+1	4,06	10,08	0,9
Нижній рівень	-1	1,63	4,08	0,7
Зіркові точки (-)	-1,41	1,14	2,85	0,66
Зіркові точки (+)	+1,41	4,52	11,3	0,94

Згідно розробленому плану із заданим значенням «зіркових» точок $\alpha = 1,41$ реалізовано 18 експериментів, 4 дослідження виконано в центрі області для збереження рівнів «зіркових» точок у подальших дослідженнях із додаванням четвертого фактора. В табл. 5 представлена матриця планування та результати експерименту.

Таблиця 5 – Результати визначення ККД ежектора для різних точок матриці

№	Матриця планування			η		$\bar{\eta}_u - \hat{\eta}$
	\bar{H}	\bar{D}	\bar{d}_s	$\bar{\eta}_u$	$\hat{\eta}$	
1	-1	-1	-1	11,8	12,7	-1,12
2	1	-1	-1	5,3	2,67	2,43
3	-1	1	-1	10,2	9,15	0,85
4	1	1	-1	3,4	4,98	-1,68
5	-1	-1	1	11,5	10,2	1,16
6	1	-1	1	0	1,3	-1,3
7	-1	1	1	0	2,88	-2,88
8	1	1	1	0,48	0	0,58
9	-1,41	0	0	16,1	14,7	1,31
10	1,41	0	0	5,37	5,5	-0,11
11	0	-1,41	0	3,65	4,59	-0,86
12	0	1,41	0	3,08	1	2,04
13	0	0	-1,41	7,86	8,4	-0,46
14	0	0	1,41	4,62	3	1,65
15	0	0	0	7,34	7,6	-0,27
16	0	0	0	7,36	7,6	-0,26
17	0	0	0	7,3	7,6	-0,27
18	0	0	0	7,33	7,6	-0,25

На другому етапі досліджень для скорочення кількості експериментів кожна точка повторювалася двічі. Однорідність дисперсій паралельних досліджень перевірено за критерієм Бартлета (табл. 6):

$$B = \frac{2,303}{c} \left[f \lg s^2(y) - \sum_{u=1}^N f_u \lg s_u^2 \right], \quad (5)$$

де $f_u = r_u - 1$ – число ступенів вільності u -го дослідю; r_u – кількість паралельних вимірювань u -го дослідю;

f – число ступенів вільності всього експерименту;

$$c = 1 + \frac{1}{3(N-1)} \left(\sum_{u=1}^N \frac{1}{f_u} - \frac{1}{f} \right) = 1 + \frac{1}{3(15-1)} \left(\frac{14}{1} + \frac{1}{7} - \frac{1}{21} \right) = 1,34.$$

Дисперсія:

$$s^2(y) = \frac{\sum_{u=1}^N f_u s_u^2}{\sum_{u=1}^N f_u} = \frac{0,26}{21} = 0,0124.$$

Середня квадратична помилка:

$$s(y) = \sqrt{s^2(y)} = 0,11.$$

$$B = \frac{2,303}{c} \left[f \lg s^2(y) - \sum_{u=1}^N f_u \lg s_u^2 \right] = \frac{2,303}{1,34} \left[21 \cdot (-1,9) - (-50,4) \right] = 17,9.$$

Отримане значення критерію порівнювалося з табличним $B_{table} = 22,4$ за рівня значущості 0,05 та

ступенях вільності $f_1 = 14$ (кількість дослідів у матриці – 1, що дорівнювало 14). Тому що $B < B_{table}$, гіпотеза про однорідність дисперсій паралельних досвідів підтверджена.

Таблиця 6 – Перевірка адекватності рівняння

№ досл.	$\bar{\eta}_u$	s_u^2	f_u	$f_u \lg s_u^2$
1	11,8	0,045	1	-1,35
2	5,50	0,08	1	-1,1
3	10,4	0,045	1	-1,35
4	3,50	0,02	1	-1,7
5	11,6	0,005	1	-2,3
6	0,00	0,0001	1	-4
7	0,00	0,0001	1	-4
8	0,52	0,01125	1	-1,95
9	16,1	0,005	1	-2,3
10	5,37	0,005	1	-2,3
11	3,65	0,0128	1	-1,89
12	3,08	0,0032	1	-2,5
13	7,86	0,0128	1	-1,9
14	4,62	0,0018	1	-2,7
15–18	7,33	0,00189	7	-19,1
Разом			21	-50,4

Дисперсії коефіцієнтів рівняння регресії:

$$s^2(b_i) = \frac{s^2(\bar{y})}{2^k + 2\alpha^2} = \frac{0,0124}{12} = 0,00103;$$

$$s^2(b_{ij}) = \frac{s^2(\bar{y})}{2^k} = \frac{0,0124}{8} = 0,00155;$$

$$s^2(b_{ii}) = \frac{s^2(\bar{y})}{2^k(1 - X_i) + 2\alpha^2(1 + \alpha^2)} = \frac{0,0124}{8} = 0,00155;$$

$$s^2(b_0) = \frac{s^2(\bar{y})}{N} + \bar{X}_i^2 \sum_{i=1}^k s^2(b_{ii}) = \frac{0,0124}{18} + \frac{2}{3} \cdot 3 \cdot 0,00155 = 0,00379;$$

$$s(b_i) = 0,0321; \quad s(b_{ij}) = 0,0394;$$

$$s(b_{ii}) = 0,0394; \quad s(b_0) = 0,0616.$$

Значущість отриманих коефіцієнтів рівняння регресії перевіряли за допомогою t -критерію Стьюдента. Коефіцієнт вважали значущим за умови $|b_i| > ts(b_i)$, де t -критерій для довірчої ймовірності 0,95 та ступенів вільності (18) $t = 2,1$. Таким чином максимальне значення умови для b_0 : $ts(b_0) = 2,1 \cdot 0,0616 = 0,13$, що вказує на те, що всі коефіцієнти рівняння регресії виявилися значущими.

Остаточне рівняння регресії другого порядку для другої серії експериментів:

$$\eta = 7,66 - 3,27x_1 - 1,28x_2 - 1,91x_3 + 1,45x_1x_2 + 0,275x_1x_3 - 0,95x_2x_3 + 1,26x_1^2 - 2,44x_2^2 - 0,97x_3^2. \quad (6)$$

Після використання замість кодових натуральних

значень факторів:

$$\eta = -39,7 - 13,4\bar{H} + 4,805\bar{D} + 152\bar{d}_s + 0,403\bar{H}\bar{D} - 2,29\bar{H}\bar{d}_s - 3,17\bar{D}\bar{d}_s + 0,875\bar{H}^2 - 0,271\bar{D}^2 - 97\bar{d}_s^2. \quad (7)$$

На рис. 2 наведено залежність другого порядку відносного ККД ВКЕ від факторів. Усі значення ККД віднесено до максимального значення (16,7 %) отриманого за формулою (7) у заданому діапазоні зміни факторів.

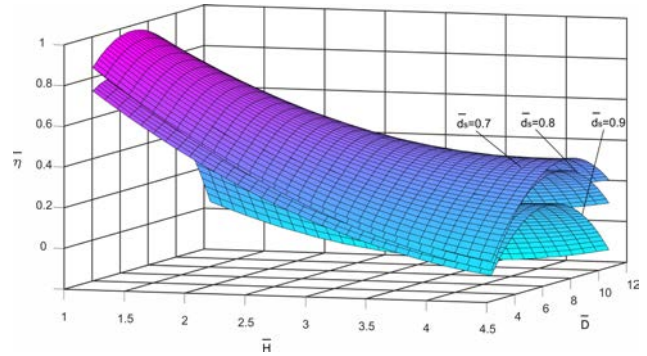


Рис. 2. Залежність відносного ККД ВКН від відносних висоти, діаметра вихрової камери для різних відносних діаметрів каналу живлення (модель другого порядку)

Дослідження рівняння регресії (7) дозволило знайти максимальне значення ККД ВКЕ, яке дорівнює 16 %. Це значення знайдено на границі досліджуваної області за параметром відносної висоти вихрової камери й відповідає $\bar{D} = 5,65$, $\bar{H} = 1,14$ та $\bar{d}_s = 0,7$. Таким чином, після першої частини досліджень на основі планування експерименту та моделі першого порядку ККД підвищено на 62 % з 7,3 % до 11,8 %, після другої частини досліджень та розширення досліджуваної області й використання моделі другого порядку ККД ще підвищено на 40 % з 11,8 % до 16,7 %. Потребує подальшого дослідження вплив відносної висоти вихрової камери за рахунок збільшення області дослідження або руху за градієнтом, що стане темою подальших досліджень.

Висновки. На основі методів планування експерименту знайдено залежності коефіцієнта корисної дії вихорокамерного ежектора від його геометричних параметрів. Експеримент проведено числовим шляхом. Перевірено адекватність отриманих лінійної та моделі другого порядку.

Лінійна залежність ККД від відносних висоти, діаметра вихрової камери для різних відносних діаметрів каналу живлення дозволила встановити, що зі збільшенням відносних висоти вихрової камери, її діаметра і діаметра каналу живлення ККД ежектора зменшується, причому найбільший вплив чинить відносна висота вихрової камери за обраних рівнів варіювання.

Для подальшої оптимізації параметрів збільшено область значень факторів та отримано модель другого порядку, яка дозволила знайти максимальне значення ККД ВКЕ, яке дорівнює 16 %. Це значення відповідає $\bar{D} = 5,65$, $\bar{H} = 1,14$ та $\bar{d}_s = 0,7$.

Список літератури

1. Фатєєва Н. М., Шевченко Н. Г., Фатєєв О. М. Надійність гідропневмоагрегатів металорізального устаткування. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 41 (1213). P. 84–87.
2. Antonenko S., Sapozhnikov S., Kondus V., Chernobrova A., Mandryka A. Creation a universal technique of predicting performance curves for small-sized centrifugal stages of well oil pump units. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1741, 012011. doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012011
3. Роговий А. С. Концепція створення вихорокамерних нагнітачів та принципи побудови систем на їх основі. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2017. № 3 (233). С. 168–173.
4. Chernetskaya-Beletskaya N., Rogovyi A., Baranov I., Krut A., Miroshnikova M., Bragin N. Increasing the efficiency of highly concentrated coal-water fuel based on the simulation of non-Newtonian fluid flow. *MATEC Web of Conferences*. 2019. Vol. 294. P. 01009.
5. Wang J., Li K., Feng L. Tracing the technological trajectory of coal slurry pipeline transportation technology: An HMM-based topic modeling approach. *Frontiers in Energy Research*. 2022. Vol. 10. P. 974747. doi: 10.3389/fenrg.2022.974747
6. Zhang J., Geng J., Yang S., Cheng F., Zhu G., Wang C., Yang Z., Lyu Y. Influence of geometric parameters on the performance of ejector used in aeroengine air system. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2023. Vol. 37. P. 101571. doi: 10.1016/j.tsep.2022.101571
7. Baha V., Pavlenko I., Židek K., Cizsak O. Ensuring the Abrasive Jet Machining Efficiency Using a Nozzle with a Perforated Insert. *Machines*. 2024. Vol. 12, issue 5. P. 347. doi: 10.3390/machines12050347
8. Melentiev R., Fang F. Recent advances and challenges of abrasive jet machining. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*. 2018. Vol. 22. P. 1–20.
9. Panevnyk D. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*. 2021. Vol. 77 (9). P. 579–586.
10. Merzliakov I., Pavlenko I., Chekh O., Sharapov S., Ivanov V. Mathematical modeling of operating process and technological features for designing the vortex type liquid-vapor jet apparatus. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II: Proc. of the 2nd Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2019 (11–14 June 2019, Lutsk, Ukraine)*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Cham: Springer, 2020. P. 613–622.
11. Rogovyi A., Neskorozenyi A., Krasnikov S., Tynyanova I., Khovanskyi S. Improvement of Vortex Chamber Supercharger Performances Using Slotted Rectangular Channel. *Advanced Manufacturing Processes IV: Selected Papers from the 4th Grabchenko's Int. Conf. on Advanced Manufacturing Processes, InterPartner 2022 (6–9 September 2022, Odessa, Ukraine)*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Cham: Springer, 2023. P. 552–561. doi: 10.1007/978-3-031-16651-8_52
12. Сьомін Д. О., Роговий А. С. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихорокамерних насосів. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2015. No. 3 (1112). P. 130–136.
13. Yurko I., Bondarenko G. A new approach to designing the S-shaped annular duct for industrial centrifugal compressor. *International Journal of Rotating Machinery*. 2014. ID 925368. 10 p. doi: 10.1155/2014/925368
14. Antony J. *Design of experiments for engineers and scientists*. Elsevier, 2023. 294 p.
15. Rogovyi A., Neskorozenyi A., Panamariova O., Zoria M., Khovanskyi S. Hydrodynamic Characteristics of Pumping Bulk Materials Using Vortex Chamber Ejectors. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI: Proc. of the 6nd Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2023. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (6–9 June 2023, High Tatras, Slovak Republic)*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Cham: Springer, 2023. P. 148–157. doi: 10.1007/978-3-031-32774-2_15
16. ANSYS, C. R22. 1 Help manual. ANSYS Inc. 2022.
17. Besagni G., Inzoli F. Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: Screening of turbulence modeling approaches. *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 117. P. 122–144.
18. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul: IEEE, 2020. P. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
19. Rezvaya K., Krupa E., Shudryk A., Drankovskiy V., Makarov V. Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs. *2018 IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2018, Kharkiv)*. Kharkiv: IEEE, 2018. P. 205–209. doi: 10.1109/IEPS.2018.8559548
20. Smirnov P. E., Menter F. R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term. *Journal of Turbomachinery*. 2009. Vol. 131, issue 4. P. 1–8. doi: 10.1115/1.3070573
21. Шевченко Н. Г., Каложний В. В., Андрієвська В. С. Чисельне моделювання течії технологічної рідини у трубах котлоагрегатної установки. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 60–65. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.10
22. Krupa E., Rezvaya K., Makarov V. Parameter Estimation of Hydraulic Equipment of Hydro-Electric Power Station Based on Numerical Simulation of the Spatial Flow. *Conf. Proc. 2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek) (13–17 September 2021, Kharkiv, Ukraine)*. Kharkiv, 2021. P. 681–685.
23. Myronov K., Dmytriienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Int. Conf. on Reliable Systems Engineering, ICORSE 2023. Vol. 762 (7–8 September 2023, Bucharest, Romania)*. Lecture Notes in Networks and Systems. Cham: Springer, 2023. P. 66–77. doi: 10.1007/978-3-031-40628-7_5
24. Antoska Knights V., Millaku J. Three-factor experimental design as a tool in applied statistics. *International Journal of Statistics and Applied Mathematics*. 2023. Vol. 8, issue 1. P. 46–49. doi: 10.22271/math.2023.v8.i1a.929
25. Engel A. *Verification, validation, and testing of engineered systems*. John Wiley & Sons, 2010. 720 p. doi: 10.1002/9780470618851

References (transliterated)

1. Fatieieva N. M., Shevchenko N. H., Fatyeyev O. M. Nadiynist' hidropnevmoahrehativ metalorizal'noho ustatkuvannya [Reliability of hidropnevmoounits of metal-cutting equipment]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 41 (1213), pp. 84–87.
2. Antonenko S., Sapozhnikov S., Kondus V., Chernobrova A., Mandryka A. Creation a universal technique of predicting performance curves for small-sized centrifugal stages of well oil pump units. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021, vol. 1741, 012011. doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012011
3. Rogovyi A. S. Kontseptsiya stvorenniya vykhoroakamernykh nahnitachiv ta pryntsyvy pobudovy system na yikh osnovi [The concept of vortex chamber superchargers creation and the principle of systems designing on their basis]. *Visnyk Skhidnoukrayins'koho natsional'noho universytetu imeni Volodymyra Dallya* [Visnik of the Volodymyr Dahl East Ukrainian national university]. Severodonetsk, SNU named after Volodymyr Dahl Publ., 2017, no. 3 (233), pp. 168–173.
4. Chernetskaya-Beletskaya N., Rogovyi A., Baranov I., Krut A., Miroshnikova M., Bragin N. Increasing the efficiency of highly concentrated coal-water fuel based on the simulation of non-Newtonian fluid flow. *MATEC Web of Conferences*. 2019, vol. 294, p. 01009.
5. Wang J., Li K., Feng L. Tracing the technological trajectory of coal slurry pipeline transportation technology: An HMM-based topic modeling approach. *Frontiers in Energy Research*. 2022. Vol. 10. P. 974747. doi: 10.3389/fenrg.2022.974747
6. Zhang J., Geng J., Yang S., Cheng F., Zhu G., Wang C., Yang Z., Lyu Y. Influence of geometric parameters on the performance of ejector used in aeroengine air system. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2023, vol. 37, p. 101571. doi:

- 10.1016/j.tsep.2022.101571
7. Baha V., Pavlenko I., Židek K., Ciszak O. Ensuring the Abrasive Jet Machining Efficiency Using a Nozzle with a Perforated Insert. *Machines*. 2024, vol. 12, issue 5, p. 347. doi: 10.3390/machines12050347
 8. Melentiev R., Fang F. Recent advances and challenges of abrasive jet machining. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*. 2018, vol. 22, pp. 1–20.
 9. Panevnyk D. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*. 2021, vol. 77 (9), pp. 579–586.
 10. Merzliakov I., Pavlenko I., Chekh O., Sharapov S., Ivanov V. Mathematical modeling of operating process and technological features for designing the vortex type liquid-vapor jet apparatus. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II: Proc. of the 2nd Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2019 (11–14 June 2019, Lutsk, Ukraine)*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Cham, Springer Publ., 2020, pp. 613–622.
 11. Rogovyi A., Neskorozhenyi A., Krasnikov S., Tynyanova I., Khovanskyi S. Improvement of Vortex Chamber Supercharger Performances Using Slotted Rectangular Channel. *Advanced Manufacturing Processes IV: Selected Papers from the 4th Grabchenko's Int. Conf. on Advanced Manufacturing Processes, InterPartner 2022 (6–9 September 2022, Odessa, Ukraine)*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Cham, Springer Publ., 2023, pp. 552–561. doi: 10.1007/978-3-031-16651-8_52
 12. Syomin D. O., Rogovyi A. S. Vplyv umov vkhodu seredovyshecha, shcho perekachuyet'sya, na enerhetychni kharakterystyky vykhrekamernykh nasosiv [The influence of the inlet conditions of the pumped medium on the energy characteristics of vortex chamber pumps]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2015, no. 3 (1112), pp. 130–136.
 13. Yurko I., Bondarenko G. A new approach to designing the S-shaped annular duct for industrial centrifugal compressor. *International Journal of Rotating Machinery*. 2014, ID 925368, 10 p. doi: 10.1155/2014/925368
 14. Antony J. *Design of experiments for engineers and scientists*. Elsevier Publ., 2023, 294 p.
 15. Rogovyi A., Neskorozhenyi A., Panamariova O., Zoria M., Khovanskyi S. Hydrodynamic Characteristics of Pumping Bulk Materials Using Vortex Chamber Ejectors. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI: Proc. of the 6th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2023. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (6–9 June 2023, High Tatras, Slovak Republic)*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Cham, Springer Publ., 2023, pp. 148–157. doi: 10.1007/978-3-031-32774-2_15
 16. ANSYS, C. (2022). R22. 1 Help manual. ANSYS Inc.
 17. Besagni G., Inzoli F. Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: Screening of turbulence modeling approaches. *Applied Thermal Engineering*. 2016, vol. 117, pp. 122–144.
 18. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul, IEEE Publ., 2020, pp. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
 19. Rezvaya K., Krupa E., Shudryk A., Drankovskiy V., Makarov V. Solving the hydrodynamical tasks using CFD programs. *2018 IEEE 3rd International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2018, Kharkiv)*. Kharkiv, IEEE Publ., 2018, pp. 205–209. doi: 10.1109/IEPS.2018.8559548
 20. Smirnov P. E., Menter F. R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term. *Journal of Turbomachinery*. 2009, vol. 131, issue 4, pp. 1–8. doi: 10.1115/1.3070573
 21. Shevchenko N. H., Kalyuzhnyy V. V., Andriyevs'ka V. S. Chysel'ne modelyuvannya techiyi tekhnolohichnoyi ridyny u trubakh koltyubinhovoyi ustanovky [Numerical simulation of process fluid flow in the pipes of a coiled tubing installation]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 60–65. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.10
 22. Krupa E., Rezvaya K., Makarov V. Parameter Estimation of Hydraulic Equipment of Hydro-Electric Power Station Based on Numerical Simulation of the Spatial Flow. *Conf. Proc. 2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek) (13–17 September 2021, Kharkiv, Ukraine)*. Kharkiv, 2021, pp. 681–685.
 23. Myronov K., Dmytrienco O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Int. Conf. on Reliable Systems Engineering, ICORSE 2023. Vol. 762 (7–8 September 2023, Bucharest, Romania)*. Lecture Notes in Networks and Systems. Cham, Springer Publ., 2023, pp. 66–77. doi: 10.1007/978-3-031-40628-7_5
 24. Antoska Knights V., Millaku J. Three-factor experimental design as a tool in applied statistics. *International Journal of Statistics and Applied Mathematics*. 2023, vol. 8, issue 1, pp. 46–49. doi: 10.22271/math.2023.v8.i1a.929
 25. Engel A. *Verification, validation, and testing of engineered systems*. John Wiley & Sons Publ., 2010. 720 p. doi: 10.1002/9780470618851

Надійшло (received) 28.08.2024

Відомості про авторів / About the Authors

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

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

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

Андрієвська Вікторія Сергіївна (Andriyevska Viktoriia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студентка кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9620-9401>; e-mail: viktoria.andriyevska@mit.khpi.edu.ua

Ярошенко Микола Андрійович (Yaroshenko Mykola) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: mykola.yaroshenko@mit.khpi.edu.ua

К. А. МИРОНОВ, О. В. ДМИТРИЄНКО, Д. О. СОКОЛКОВ

ПРОЄКТУВАННЯ ВИСОКОНАПІРНИХ РОБОЧИХ КОЛІС РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ ГІДРОТУРБІН

Енергетичні характеристики гідротурбіни, відображаючи сумарний ефект взаємодії потоку з робочими органами, дозволяють судити про роботу машини в цілому. Інформацію про енергетичні якості окремих елементів проточної частини дає енергетичний баланс. Залучаючи дані енергетичного балансу можливо виявити найбільш сприятливі умови спільної роботи елементів проточної частини, тобто домогтися їх погодження для підвищення рівня ККД – найважливішого енергетичного показника гідротурбіни. Для поліпшення енергетичних показників спроектованої гідротурбіни проводиться різноманітний аналіз, тобто досліджується залежність кінематичних і енергетичних характеристик гідротурбіни від її геометричних параметрів. Такий аналіз здійснюється для пошуку найбільш раціональних варіантів проточної частини. В роботі представлено проєктування проточної частини високонапірної радіально-осьової гідротурбіни РО400, виконаного за допомогою програм розроблених на кафедрі «Гідрравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури». Викладено методіку аналізу енергетичних характеристик, засновану на застосуванні безрозмірних параметрів. Для поліпшення енергетичних показників на попередньому етапі проєктування гідротурбіни проводяться багатоваріантні розрахунки впливу геометричних показників робочого колеса на формування енергетичних показників гідротурбіни. Для обґрунтування та аналізу результатів будується прогнозна універсальна характеристика гідротурбіни. Для аналізу формування енергетичних характеристик гідротурбін використовували загальні кінематичні властивості просторових решіток, а також загальні закономірності взаємодії потоку рідини з робочим колесом. Виконано аналіз втрат енергії в проточній частині радіально-осьової гідротурбіни: спіральній камері, напрямному апарату, робочому колесі і відсмоктуючій трубі на оптимальному режимі роботи гідротурбіни, а також аналіз впливу геометричних елементів робочого колеса на зміни втрат енергії в проточній частині. Наведені результати розрахункового дослідження підтверджують, що для збільшення рівня ККД, при збереженні показників оптимального режиму, необхідно змінювати як місце положення вихідної кромки робочого колеса, так і закон розподілу кутів вздовж неї.

Ключові слова: гідротурбіна, проточна частина, робоче колесо, гідродинамічні параметри, універсальна характеристика, ККД.

K. MYRONOV, O. DMYTRIENKO, D. SOKOLKOV

DESIGN OF HIGH HEAD RUNNERS OF FRANCIS TURBINES

The energy characteristics of the hydroturbine, reflecting the total effect of the interaction of the flow with the working bodies, allow us to judge the operation of the machine as a whole. Information about the energy qualities of individual elements of the flow space is provided by the energy balance. Using the data of the energy balance, it is possible to identify the most favorable conditions for the joint operation of the elements of the flow space, that is, to achieve their agreement to increase the level of efficiency – the most important energy indicator of the hydroturbine. In order to improve the energy performance of the designed hydroturbine, various analyzes are conducted, that is, the dependence of the kinematic and energy characteristics of the hydroturbine on its geometric parameters is investigated. Such an analysis is carried out to find the most rational options for the flow space. The paper presents the design of the flow space of the high head hydroturbine FR400, performed with the help of programs developed at the department "Hydraulic machines named after G. F. Proskura". The method of energy characteristics analysis, based on the application of dimensionless parameters, is described. To improve the energy indicators at the preliminary stage of the hydro turbine design, multivariate calculations of the influence of the geometric indicators of the runner on the formation of the energy indicators of the hydroturbine are carried out. To substantiate and analyze the results, a predictive universal characteristic of the hydroturbine is built. To analyze the formation of energy characteristics of hydroturbines, the general kinematic properties of spatial lattices, as well as the general regularities of the interaction of the fluid flow with the runner, were used. The analysis of energy losses in the flow space of the high head turbine Francis: the spiral case, the guide vane, the runner and the draft tube at the optimal operating mode of the hydroturbine, as well as the analysis of the effect of the geometric elements of the runner on the changes in energy losses in the flow space, was performed. The given results of the calculation study confirm that in order to increase the level of efficiency, while maintaining the indicators of the optimal mode, it is necessary to change both the position of the starting edge of the impeller and the law of the distribution of angles along it.

Keywords: hydroturbine, flow space, runner, hydrodynamic parameters, universal characteristics, efficiency.

Вступ. Метою дослідження робочих коліс розрахунковими методами є скорочення економічних витрат на попередній відбір найбільш високоефективної лопатевої системи для проточної частини (ПЧ), що проєктується.

Нові можливості з удосконалення гідрравлічних систем гідротурбін (ГТ) відкрилися завдяки застосування сучасних гідродинамічних методів розрахунку робочого процесу лопатевих гідромашин, які застосовуються у пакетах прикладних програм провідних фірм, найбільш відомі з них: CFX, STAR-CD, Fluent, Numeca, FlowER та ін. [1–8].

Основними факторами, що впливають на показники робочого колеса (РК), є характер потоку, який формується лопатевою системою на виході з РК, а також розподіл швидкостей і тисків на лопаті. Ці фактори визначають рівень втрат енергії в РК і його кавітаційно-ерозійні показники.

Щоб на стадії проєктування можливо було забезпечити обґрунтований облік зазначених факторів, раціональна методика профілювання РК повинна забезпечувати відповідність геометрії проєктованої лопатевої системи характеру меридіонального потоку; отримання заданих параметрів потоку на виході з колеса, зокрема розподіл моменту швидкості; можливість відпрацювання форми лопаті зі сприятливим, з точки зору енергетичних і кавітаційних показників, характером розподілу швидкостей і тисків. Найбільш повно ці вимоги задовольняються при спільному застосуванні для профілювання лопатевих систем обернених задач віссесиметричної течії і методів розрахунку обтікання решіток профілів. Запропонована методика ґрунтується саме на такому підході і містить тільки одне обмеження – меридіональний потік приймається потенційним, але

таке припущення є традиційним для радіально-осьових (РО) ГТ [9; 10].

Внесення змін у геометрію ПЧ – один з основних методів удосконалення енергетичних характеристик ГТ. Це пов'язане з тим, що в цей час відсутнє досить точне рішення завдання профілювання лопатевої системи (зворотного завдання теорії решіток).

Дійсний потік у проточному тракті гідромашини є в'язким, тривимірним, несталим, взаємодіючим з рухливими й нерухомими елементами ПЧ. Зараз ще немає строгого аналітичного опису даного потоку, тому приймають деякі допущення. Звичайно розглядають нев'язкий, нестисливий, сталий потік. Самі моделі плинну в лопатевої системі й областях, що примикають до них, перетерплювали великі зміни. Найпростіші моделі, засновані на застосуванні методів одномірної струминної теорії, дозволяють лише приблизно забезпечити необхідні параметри гідромашини, і проводити спрямоване відпрацювання лопатевої системи. Після одномірних, ідуть двовимірні, основними з яких, є завдання віссесиметричного плинну рідини й завдання обтікання решіток. Для рішення цих завдань використовуються загальні рівняння руху ідеальної рідини. Основне достоїнство методів теорії решіток є те, що вони дозволяють знайти розподіл швидкостей на профілі в решітках. Але це не забезпечує узгодження фактичного потоку з характером меридіонального потоку, прийнятим при профілюванні робочого колеса, що є загальним недоліком двовимірних моделей плинну рідини. Вичерпна інформація може бути отримана на основі тривимірної моделі в'язкої рідини, що являє собою систему рівнянь у частинних похідних Нав'є-Стокса. Рішення завдань в такій постановці має досить обмежене коло, тому методи розрахунку просторового турбулентного потоку постійно вдосконалюються [6–8; 10; 11].

До практичного застосування доведені методи рішення тривимірних моделей нев'язкої рідини в ПЧ гідромашин. Рішення завдань про розрахунок просторового потоку розвивається у двох напрямках: розрахунок потенційного плинну та розрахунок вихрового плинну.

Математична модель робочого процесу. Досвід проектування ПЧ показує, що часто має місце суттєве розходження розрахункових і фактичних оптимальних параметрів. Це обумовлено як неможливістю обліку ряду факторів у рамках використання методів проектування, так і недосконалістю самих методів.

Для уникнення цього застосовується чисельний експеримент. Шляхом внесення змін до геометрії ПЧ і подальшого проведення різноманітних розрахунків встановлено можливість поліпшення енергетичних показників. В основі методики розрахунку кінематичних і енергетичних характеристик гідротурбіни лежить математичний опис робочого процесу, який є основою для проведення чисельного експерименту впливу геометричних параметрів ПЧ на енергетичні характеристики ГТ.

Для складання математичної моделі використовується основне рівняння ГТ і рівняння

балансу енергій [9; 12]:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H_T}{H} = \frac{(\Gamma_1 - \Gamma_2) \cdot \bar{\omega}}{2 \cdot \pi \cdot g \cdot H};$$

$$H = H_T + h.$$

Після доведення цих рівнянь до безрозмірної форми відповідно отримуємо:

$$\eta = \frac{K_{HT} \cdot Q_1^2}{g} = \frac{K_{HT}}{K_{HT} + K_h};$$

$$Q_1' = \sqrt{\frac{g}{K_{HT} \cdot \left(\frac{\Gamma_0 \cdot D}{Q}, K_Q, L'_{PK} \right) + K_h \cdot \left(\frac{\Gamma_0 \cdot D}{Q}, K_Q, L' \right)},}$$

де $\frac{\Gamma_0 \cdot D}{Q} = \frac{ctg \alpha_0}{b_0} = f(\alpha_0)$ – функція відкриття прямого апарату (НА);

$$K_Q = \frac{\omega \cdot D^3}{Q} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n_1'}{Q_1'} - \text{коефіцієнт витрат};$$

K_h – коефіцієнт витрат у гідротурбіні.

При відомому конкретному значенню функціональних залежностей рівняння використовуються для розрахунку універсальної характеристики гідротурбіни [9; 13].

Запишемо функціональну модель робочого процесу:

$$K_{HT} = \frac{(1-k)}{2 \cdot \pi} \left(\frac{ctg \alpha_0}{s_0} + \mu - \frac{\pi}{2} \cdot \lambda^2 \cdot K_Q \right) \cdot K_Q,$$

де k – коефіцієнт прозорості решітки;

λ – приведений активний радіус решітки.

Коефіцієнт витрат у підвідній частині залежить від наступних параметрів:

$$K_{h \text{ п}} = K_{h \text{ ск}} + K_{h \text{ ст}} + K_{h \text{ на}} \cdot \left(\frac{\Gamma_0 \cdot D}{Q}; \frac{\Gamma_{\text{ск}} \cdot D}{Q} \right),$$

де $K_{h \text{ ск}}$ – коефіцієнт витрат у спіральній камері;

$K_{h \text{ ст}}$ – коефіцієнт витрат у статорі;

$K_{h \text{ на}}$ – коефіцієнт витрат у НА.

Методика розрахунку енергетичних характеристик радіально-осьової гідротурбіни.

Подальше поліпшення енергетичних показників спроектованих ГТ висуває завдання вдосконалення методу розрахунку та аналізу їх робочого процесу.

При проектуванні ГТ, часто з міркувань експлуатації, висуваються вимоги до виду кривих ККД при відході від оптимального режиму: $\eta = f(Q_1')$ при $n_1' = \text{const}$ і $\eta = f(n_1')$ при $Q_1' = \text{const}$. В основі формування цих характеристик лежить баланс витрат [13].

У високонапірних РО ГТ частка витрат енергії в підводі в загальному балансі істотно зростає в порівнянні з низько і середньонапірними ГТ. Тому одним з резервів поліпшення енергетичних характеристик РО ГТ є узгодження роботи елементів підвідної частини з РК.

Рішення цього питання повинно базуватися на аналізі енергетичного балансу, який дозволяє судити про втрати енергії в різних елементах ПЧ в діапазоні основних експлуатаційних режимів.

Найбільш досконалий метод розрахунку енергетичного балансу ґрунтується на застосуванні загальних рівнянь руху в'язкої нестисливої рідини. Розрахунок параметрів потоку в характерних перетинах ПЧ, виконаний за допомогою тривимірних методів, дозволяє визначити втрати енергії в робочих органах і скласти баланс втрат у ГТ.

Аналіз енергетичного балансу дозволяє з'ясувати умови формування оптимального режиму і основні тенденції зміни ККД в полі універсальної характеристики [13].

Істотною відмінністю пропонованої методики є використання рівнянь енергетичного балансу в безрозмірній формі. Остання обставина дає додаткові можливості для залучення досвідчених і розрахункових даних, отриманих при дослідженні елементів ПЧ близько швидкохідності.

Метою роботи є розробка методики розрахунку та її застосування для аналізу енергетичного балансу високонапірної РО ГТ в діапазоні основних робочих режимів.

Основні рівняння робочого процесу. Сучасний підхід до проектування ПЧ ГТ базується на спільному рішенні прямої й зворотної завдань теорії робочого процесу. У прямому завданні по заданих геометричних параметрах ПЧ визначаємо кінематичні й енергетичні характеристики потоку.

Постановка зворотної завдання зводиться до визначення геометричних параметрів ПЧ, що забезпечують задані параметри ГТ N'_1, Q'_1 при максимальному значенні h_r .

Рішення як прямої, так і зворотної завдань теорії робочого процесу припускає знання закономірностей формування енергетичних характеристик у зв'язку з геометрією їхніх робочих органів. Особливий інтерес представляє виявлення умов формування оптимального режиму.

Для опису робочого процесу використовуються вираження для наведених параметрів N'_1, Q'_1 і гідравлічного ККД гідротурбіни h_r , що виражаються в залежності від коефіцієнта теоретичного напору, і коефіцієнта втрат у такий спосіб:

$$Q'_1 = \sqrt{\frac{g}{K_{HT} + K_h}}; \quad (1)$$

$$h_r = \frac{K_{HT}}{g} Q_1'^2 = \frac{K_{HT}}{K_{HT} + K_h}; \quad (2)$$

$$N'_1 = \gamma \sqrt{\frac{g}{K_{HT} + K_h}} \cdot \frac{K_{HT}}{K_{HT} + K_h}. \quad (3)$$

У цих залежностях

$$K_{HT} = \frac{g H_r D^4}{Q^2}, \quad (4)$$

де K_{HT} – коефіцієнт теоретичного напору:

$$K_h = \frac{g h_r D^4}{Q^2}, \quad (5)$$

де K_h – коефіцієнт втрат ПЧ;
 H_r – теоретичний напір;
 h_r – гідравлічні втрати в ПЧ;
 Q'_1 – наведена витрата через ГТ;

N'_1 – наведена потужність ГТ.

Надалі передбачається відсутність об'ємних витоків, тому витрата через РК відсутня, $Q'_{1к} = Q'_1$, $\frac{\Gamma_{ск} \cdot D}{Q}$ і $\frac{\Gamma_{0} \cdot D}{Q}$ – кінематичний комплекси, що характеризують напрямок осередненого потоку, формованого відповідно спіральною камерою зі статором і НА – осередненої циркуляції в перетинах відповідно перед і за НА.

Структура функціональних залежностей коефіцієнта теоретичного напору й коефіцієнта втрат від геометричних і режимних параметрів встановлюється за допомогою теорії розмірності й має вигляд [9; 10; 14]:

$$K_{HT} \left(\frac{\Gamma_{0} \cdot D}{Q}, K_Q, L'_{PK} \right) \text{ й } K_h \left(\frac{\Gamma_{0} \cdot D}{Q}, \frac{\Gamma_{ск} \cdot D}{Q} K_Q, L' \right); \quad (6)$$

де $K_Q = \frac{\omega \cdot D^3}{Q} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n'_1}{Q'_1}$ – узагальнений режимний параметр;

L'_{PK}, L' – символічні позначення набору безрозмірних геометричних параметрів відповідно робочого колеса і ПЧ у цілому.

Для одержання розгорнутих залежностей K_{HT} і K_h використовується опис потоку за допомогою кінематичних комплексів $\frac{\Gamma_{r} \cdot D}{Q}$, що узагальнено характеризують потік у безлопатевих ділянках ПЧ (перетинах 0-0, 1-1, 2-2, 3-3) (рис. 1).

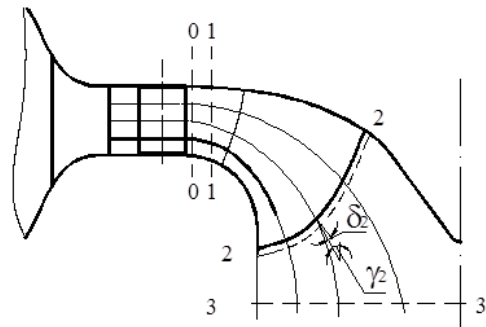


Рис. 1. Характерні перетини ПЧ

Зв'язок комплексів $\frac{\Gamma_{1} \cdot D}{Q}$ і $\frac{\Gamma_{2} \cdot D}{Q}$ перед і за РК встановлюється за допомогою рівняння кінематичного зв'язку для просторових решіток [9]:

$$\frac{\Gamma_{2} \cdot D}{Q} = k \frac{\Gamma_{1} \cdot D}{Q} - (1 - k)\mu + (1 - k) \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q; \quad (7)$$

де k, μ, Λ – гідродинамічні параметри просторових решіток;

k – коефіцієнт прозорості решітки, для РО ГТ $k = 0$;

μ – параметр, що характеризує напрямок потоку у відносному русі, при якому гідравлічний момент на решітках дорівнює нулю;

$\Lambda = \frac{r_a}{R}$ – безрозмірний активний радіус решіток

$$\mu = \frac{\text{ctg} \beta_{01}}{s_1} = \frac{\text{ctg} \beta_{02}}{s_2}.$$

Величини кінематичних комплексів $\frac{\Gamma_{1} \cdot D}{Q}$ і $\frac{\Gamma_{2} \cdot D}{Q}$

практично не міняються уздовж потоку в межах безлопатевої ділянок ПЧ. Відповідно до цього на ділянках ПЧ між перетинами 0-0 і 1-1, 2-2 і 3-3 мають місце рівності [9; 13]:

$$\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_1 \cdot D}{Q}; \frac{\bar{\Gamma}_2 \cdot D}{Q} = \frac{\bar{\Gamma}_3 \cdot D}{Q}. \quad (8)$$

Осереднені кути абсолютного й відносного потоку в даному перетині пов'язані з кінематичними комплексами:

$$\frac{\bar{\Gamma}_{1,2} \cdot D}{Q} = \frac{\text{ctg} \bar{\alpha}_{1,2}}{S_{1,2}}; \frac{\bar{\Gamma}_{w1,2} \cdot D}{Q} = \frac{\text{ctg} \bar{\beta}_{1,2}}{S_{1,2}}, \quad (9)$$

де $S_{1,2}$ – параметри, що характеризують висоту ПЧ в околиці вхідної й вихідної кромки [9; 13];

$\bar{\alpha}_1, \bar{\alpha}_2$ – осереднені кути потоку в абсолютному русі відповідно на вході й виході із решіток;

$\bar{\beta}_1, \bar{\beta}_2$ – осереднені кути потоку відповідно на вході й виході з РК у відносному русі.

Кути потоку в абсолютному й відносному русі перебувають із формул (7–9):

$$\text{ctg} \bar{\alpha}_2 = k \frac{S_2 \text{ctg} \bar{\alpha}_1}{S_1} - (1 - k) S_2 \mu + (1 - k) \frac{\pi}{2} S_2 \Lambda^2 K_Q; \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \text{ctg} \bar{\beta}_2 = & k \frac{S_2 \text{ctg} \bar{\beta}_1}{S_1} - (1 - k) S_2 \mu + \\ & + (1 - k) \frac{\pi}{2} S_2 \left(\Lambda^2 - \frac{(r_{2r})^2 - (r_{1r})^2}{1 - k} \right) K_Q. \end{aligned} \quad (11)$$

Коефіцієнт теоретичного напору K_{HT} й коефіцієнт втрат виражається K_h залежно від кінематичних параметрів $\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_2 \cdot D}{Q}$:

$$K_{HT} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q} + \mu - \frac{\pi}{2} \cdot \lambda^2 \cdot K_Q \right) \cdot K_Q; \quad (12)$$

$$K_h = K_{\Pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}, L'_{\Pi} \right) + K_{\text{РК+ВТ}} \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}, \frac{\bar{\Gamma}_2 \cdot D}{Q}, L'_{\text{РК+ВТ}} \right); \quad (13)$$

Коефіцієнт втрат можна представити у вигляді:

$$\begin{aligned} K_h = & K_{h \Pi} + K_{h \text{КТР}} + K_{h \text{ККР}} + K_{h \text{КУД}} + \\ & + K_{h \text{КЦ}} + K_{h \text{ВТВ}} + K_{h \text{ВТТР}}; \end{aligned} \quad (14)$$

де $K_{h \Pi}$ – коефіцієнт втрат у підводі; $K_{h \text{КТР}}, K_{h \text{ККР}}, K_{h \text{КУД}}, K_{h \text{КЦ}}, K_{h \text{ВТВ}}, K_{h \text{ВТТР}}$ – відповідно коефіцієнти втрат у РК: тертя, крайові, ударні, циркуляційні, від осевого вихору за РК і втрати тертя в відсмоктуючій трубі.

Для розкриття функціональних залежностей $K_{h \text{СК}}, K_{h \text{СТ}}, K_{h \text{НА}}$ прийнята відома схема поділу втрат у решітках за їх фізичною природою на втрати тертя, крайові, ударні, циркуляційні, кінцеві [9; 10]. Загальні втрати в кожному з елементів проточної частини визначаються підсумовуванням цих видів втрат.

Коефіцієнт втрат у підводі $K_{h \Pi}$ дорівнює:

$$K_{h \Pi} = K_{h \text{СК}} + K_{h \text{СТ}} + K_{h \text{НА}}, \quad (15)$$

де $K_{h \text{СК}}, K_{h \text{СТ}}, K_{h \text{НА}}$ – коефіцієнти втрат відповідно в спіральній камері, статорі, напрямному апарату.

Для конкретизації функціональних залежностей, що виражають коефіцієнти втрат на ділянці проточної

частини, що включає лопатеву систему робочого колеса і відсмоктуючу трубу $K_{h \text{РК}} = f \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q}, K_Q, L'_{\text{РК}} \right)$, $K_{h \text{ВТ}} = f \left(K_Q, L'_{\text{ВТ}} \right)$ враховуються наступні втрати: втрати тертя, крайові, ударні, циркуляційні; втрати від осевого вихору, втрати у відсмоктуючій трубі на тертя й розширення у вхідному дифузори, у коліні.

$$\bar{h}_{\text{КТР}} = \frac{1}{Q} \int_Q \zeta_{\text{ТР}} \frac{C_{2\text{Т}}^2}{\sin^2 \beta_2 2g} dQ; \quad (16)$$

$$\bar{h}_{\text{ККР}} = \frac{1}{Q} \int_Q \zeta_{\text{КР}} \frac{C_{2\text{Т}}^2}{\sin^2 \beta_2 2g} dQ; \quad (17)$$

$$\bar{h}_{\text{КУД}} = \frac{\chi}{Q} \int_Q \frac{(\text{ctg} \beta_1 - \text{ctg} \beta_2)^2}{2g} C_{1\text{Т}}^2 dQ; \quad (18)$$

$$\bar{h}_{\text{КЦ}} = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{C_{2i}^2}{2g} dQ = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{C_{2\text{Т}}^2 \text{ctg}^2 \alpha_2}{2g} dQ; \quad (19)$$

$$\bar{h}_{\text{ВТВ}} = \frac{(r_{\text{CU}})_{2\text{М}}^2}{2gR_3^2} = \frac{r_{2\text{М}}^2 C_{2\text{М}}^2 \text{ctg}^2 \alpha_2}{2gR_3^2}; \quad (20)$$

$$\bar{h}_{\text{ВТТР}} = \frac{\chi_{\text{ВТ}}}{2gQ} \int_Q C_{2\text{Т}}^2 dQ. \quad (21)$$

Розгорнуті вирази для коефіцієнтів, зазначених вище видів втрат, отриманих значень \bar{h}_i , у виразі коефіцієнтів втрат:

$$K_{hi} = \frac{g \bar{h}_i D^4}{Q^2}.$$

Вирази, отримані для коефіцієнтів окремих видів втрат, наведених нижче.

Коефіцієнт втрат тертя:

$$K_{h \text{КТР}} = \frac{1}{2n} \sum_{i=1}^n \frac{\zeta_{\text{КТР}} (B_{2i})^2}{\sin^2 \beta_2}. \quad (22)$$

Коефіцієнт ударних втрат:

$$\begin{aligned} K_{h \text{КУД}} = & b_1 K_Q^2 + b_2 \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q} \right)^2 + b_3 K_Q \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q} \right) + \\ & + b_4 K_Q + b_5 K_Q \left(\frac{\bar{\Gamma}_0 \cdot D}{Q} \right) + b_6, \end{aligned} \quad (23)$$

де $b_1, b_2, b_3, b_4, b_5, b_6$ – параметри моделі (поліноміальні коефіцієнти):

$$b_1 = \frac{\chi_{\text{УД}}}{2n} \sum_{i=1}^n r_{1\text{CP}}^2; \quad b_2 = \frac{\chi_{\text{УД}}}{2n} \cdot \frac{1}{4\pi^2} \sum_{i=1}^n \frac{m_i^2}{r_{1\text{CP}}^2},$$

$$b_3 = \frac{\chi_{\text{УД}}}{2n\pi} \sum_{i=1}^n m_i; \quad b_4 = \frac{\chi_{\text{УД}}}{n} \sum_{i=1}^n r_{1\text{CP}} \text{ctg} \beta_{mi} B_{1i},$$

$$b_5 = \frac{\chi_{\text{УД}}}{2n\pi} \sum_{i=1}^n \frac{m_i B_{1i} \text{ctg} \beta_{mi}}{r_{1\text{CP}}}; \quad b_6 = \frac{\chi_{\text{УД}}}{2n} \sum_{i=1}^n B_{1i}^2 \text{ctg}^2 \beta_{mi},$$

де $\chi_{\text{УД}}$ – коефіцієнт пом'якшення удару, який враховує втрати, що обумовлені відривом потоку при обтіканні вхідної кромки.

За даними [9] $\chi_{\text{УД}} = 0,4 \div 0,8$.

Коефіцієнт циркуляційних втрат:

$$K_{h \text{КЦ}} = c_2 K_Q^2 + c_1 K_Q + c_0, \quad (24)$$

де поліноміальні коефіцієнти:

$$c_0 = \frac{1}{2n} \left(\sum_{i=1}^n \left(1 + \frac{\pi \sin \beta_2 \Gamma_{\text{CP}i} \sin \gamma_{2\text{CP}i}}{z} \right) \right) r_{2\text{CP}i};$$

$$c_1 = -\frac{1}{2n} \left(\sum_{i=1}^n 2B_2 \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{02i}} \left(1 + \frac{\pi \sin\beta_{2\Gamma_i} \sin\gamma_{2\Gamma_i}}{z} \right) \right) r_{2\Gamma_i};$$

$$c_2 = \frac{1}{2n} \left(\sum_{i=1}^n 2B_2^2 \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{02i}} \right).$$

Коефіцієнт втрат від осьового вихору:

$$K_{h \text{ втв}} = d_2 K_Q^2 + d_1 K_Q + d_0, \quad (25)$$

де поліноміальні коефіцієнти:

$$d_0 = 2 \frac{r_2^2}{D_3^2} \frac{B_2^2}{\operatorname{tg}^2\beta_{02}};$$

$$d_1 = -4 \frac{r_2^3}{D_3^2} \frac{B_2}{\operatorname{tg}^2\beta_{02i}} - 4 \frac{r_{2i}^3}{D_3^2} \frac{B_2}{\operatorname{tg}^2\beta_{02i}} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin\beta_{2\Gamma_i} \cdot \sin\gamma_{2i};$$

$$d_2 = 2 \frac{r_{2i}^4}{D_3^2} + 4 \frac{r_{2i}^4}{D_3^2} \cdot \frac{\pi}{z} \cdot \sin\beta_{2\Gamma_i} \cdot \sin\gamma_{2i} +$$

$$+ 2 \frac{r_{2i}^4}{D_3^2} \frac{B_2}{\operatorname{tg}^2\beta_{02i}} \cdot \frac{\pi^2}{z^2} \cdot \sin^2\beta_{2\Gamma_i} \cdot \sin^2\gamma_{2i}.$$

Коефіцієнт втрат у відсмоктуючій трубі на тертя у вхідному дифузори, коліні й розширення у вхідному дифузори:

$$K_{h \text{ вттр}} = \frac{8\chi_{\text{вт}}}{\pi^2(D_3')^2}, \quad (26)$$

де $\chi_{\text{вт}}$ – коефіцієнт втрат у відсмоктуючій трубі при осьовому вході потоку.

Повний коефіцієнт гідравлічних втрат ПЧ:

$$K_{h \text{ пч}} = K_{h \text{ ск}} + K_{h \text{ ст}} + K_{h \text{ на}} \left(\frac{\Gamma_0 \cdot D}{Q}, K_Q \right) + K_{h \text{ ктр}} +$$

$$+ K_{h \text{ ккр}} + K_{h \text{ куд}} \left(\frac{\Gamma_0 \cdot D}{Q}, K_Q \right) + K_{h \text{ кц}}(K_Q) +$$

$$+ K_{h \text{ втв}}(K_Q) + K_{h \text{ вттр}} + K_h. \quad (27)$$

Прогнозування енергетичної характеристики радіально-осьової гідротурбіни. На основі вище викладеної методики, яка розроблена на кафедрі «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури» проф. Количевим В. О. [9; 13], був проведений розрахунок енергетичного балансу та прогнозування енергетичної характеристики спроектованої ПЧ ГТ РО400 [12; 13].

Була розрахована та побудована універсальна характеристика та складений баланс втрат за допомогою програми, розробленої у системі MathCad на кафедрі гідромашин НТУ «ХПІ».

Розрахунок виконано для моделі при діаметрі робочого колеса $D_1 = 1$ м.

Вихідні дані для розрахунку ПЧ РО ГТ знаходяться у додатку 1.

На основі розрахунку була побудована прогнозна універсальна характеристика для розробленої ПЧ (рис. 2).

Аналіз впливу геометричних параметрів проточної частини на енергетичні характеристики гідротурбіни. В даній роботі для поліпшення енергетичних показників спроектованої ПЧ були проведені багатоваріантні розрахунки. В якості варійованих параметрів були прийняті вихідні геометричні кути лопаті РК та форма вихідної кромки.

На рис. 3 представлено ПЧ ГТ з трьома варіантами вихідної кромки РК.

Для того, щоб покращити енергетичні показники нашої ГТ вносимо зміни до геометрії РК. Закон розподілення вихідних кутів β_2 для вихідної кромки отримано при профілюванні лопаті РК. Задаємо ще два закони розподілення вихідних кутів і порівняємо отримані показники оптимального режиму (табл. 1, 2).

Таблиця 1 – Геометрія робочого колеса

	1	2	3	4	5
$\beta_{2\text{геом(баз.)}}$	24	22,54	20,26	17,97	16,03
$r_{2(\text{баз.})}$	0,172	0,210	0,254	0,3	0,343
$z_{2(\text{баз.})}$	0,152	0,216	0,271	0,307	0,327
$\gamma_{\text{баз.}}$	39	21	6	2	0
$\delta_{\text{баз.}}$	22	35	38	27	22
$\beta_{2\text{геом(1)}}$	28	26,54	24,26	21,97	20,03
$r_{2(1)}$	0,183	0,214	0,255	0,3	0,343
$z_{2(1)}$	0,138	0,205	0,263	0,302	0,327
γ_1	42	25	8	2	0
δ_1	26	34	37	32	29
$\beta_{2\text{геом(2)}}$	24	20,54	17,26	13,97	12,03
$r_{2(2)}$	0,147	0,199	0,251	0,299	0,343
$z_{2(2)}$	0,185	0,252	0,298	0,319	0,327
γ_2	33	13	4	2	0
δ_2	20	31	25	11	9

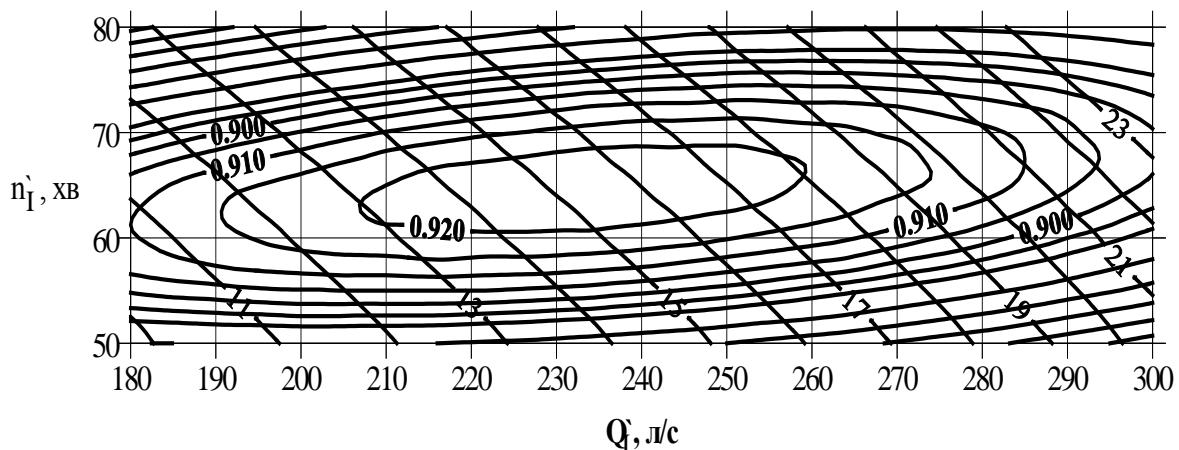


Рис. 2. Універсальна характеристика гідротурбіни РО400

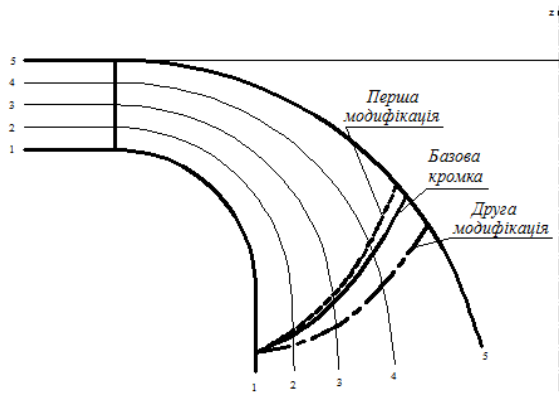


Рис. 3. Проточна частина гідротурбіни PO400

Таблиця 2 – Закони розподілення вихідних кутів β_2

	1	2	3	4	5
β_2 (баз.)	24	22,54	20,26	17,97	16,03
β_2 (1)	28	26,54	24,26	21,97	20,03
β_2 (2)	24	20,54	17,26	13,97	12,03

В меридіональній проекції РК було виконано дві модифікації вихідної кромки зі зміною її положення та застосуємо до кожної з модифікацій по три закони розподілення вихідних кутів β_2 .

Щоб перевірити плавність розподілу вихідних кутів уздовж вихідної кромки будуюмо графік залежності $\beta_2 = f(S)$ – рис. 4.

Результат розрахунку оптимального режиму першої та другої модифікацій вихідної кромки зведено до табл. 3.

В результаті розрахунку виявлено два варіанти які можна рекомендувати до застосування. Перший варіант при переході до першої модифікації при третьому розподілі вихідних кутів β_2 (1), другий варіант при переході до другої модифікації при третьому розподілі вихідних кутів β_2 (2).

Таблиця 3 – Результати розрахунку оптимального режиму гідротурбіни

Модифікації Закони розподілу кутів лопаті	Базовий варіант			Перша модифікація			Друга модифікація		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
μ	14,947	12,243	18,03	12,767	10,459	15,389	12,115	9,918	14,655
λ	0,57	0,57	0,569	0,528	0,529	0,528	0,511	0,512	0,511
Q_1	0,233	0,276	0,197	0,221	0,258	0,193	0,215	0,248	0,188
n_1	64,585	65,365	63,043	65,187	65,919	64,335	64,929	65,629	64,231
η_{opt}	0,923	0,917	0,92	0,924	0,918	0,928	0,922	0,917	0,927
$h_{с.к.}$	0,335	0,467	0,238	0,301	0,409	0,228	0,284	0,379	0,216
$h_{стат.}$	0,336	0,468	0,238	0,302	0,41	0,229	0,284	0,38	0,217
$h_{н.а.}$	2,763	2,512	3,04	2,961	2,743	3,13	3,041	2,844	3,197
$h_{с.підв.}$	3,434	3,447	3,516	3,565	3,563	3,587	3,609	3,603	3,63
$h_{р.к.тер.}$	0,855	1,192	0,606	0,872	1,184	0,66	0,908	1,213	0,692
$h_{р.к.кр.}$	0,489	0,409	0,581	0,423	0,349	0,508	0,412	0,336	0,49
$h_{р.к.конц.}$	0,245	0,288	0,205	0,148	0,169	0,132	0,22	0,138	0,11
$h_{ударн.}$	$8,38 \times 10^{-3}$	0,054	$3,78 \times 10^{-3}$	$3,13 \times 10^{-3}$	0,033	$8,21 \times 10^{-4}$	$4,39 \times 10^{-3}$	0,034	$7,45 \times 10^{-4}$
$h_{цирк.}$	0,15	0,132	0,551	0,114	0,288	$8,91 \times 10^{-3}$	0,231	0,44	0,02
$h_{ос.вих.}$	0,116	0,176	0,3	0,066	0,033	0,013	0,141	0,098	0,072
$h_{в.т.гр.}$	1,053	1,468	0,747	0,947	1,286	0,717	0,891	1,191	0,68
$h_{в.т.р.к.}$	2,915	3,719	2,994	2,574	3,342	2,041	2,709	3,451	2,065

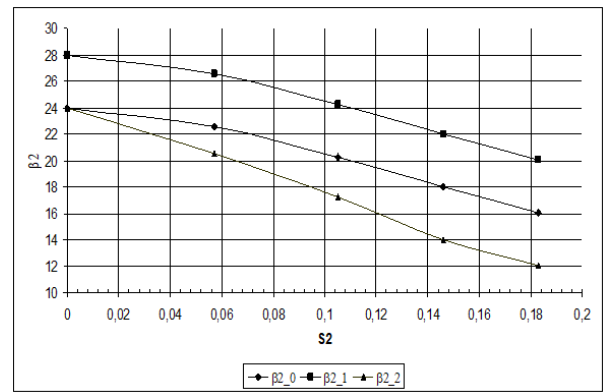


Рис. 4. Закони розподілу геометричного кута лопаті РК високонапірної РО ГТ вздовж вихідної кромки

На рис. 5 зображено 3D модель спроектованої лопаті робочого колеса.

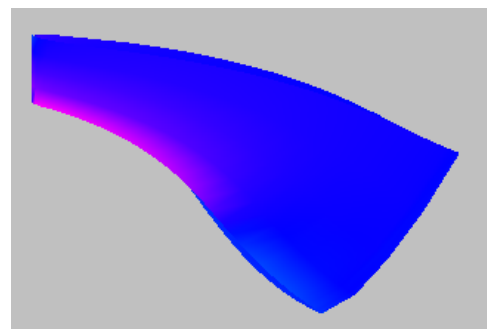


Рис. 5. 3D модель лопаті робочого колеса PO400

Базовий варіант вихідної кромки має такі показники на оптимальному режимі:

$$Q_{opt} = 0,233 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$n_{opt} = 64,58 \text{ хв}^{-1};$$

$$\eta_{opt} = 92,3 \text{ \%}.$$

Варіант першої модифікації при третьому розподіленні вихідних кутів β_2 (2) має такі показники оптимального режиму:

$$Q'_{\text{опт}} = 0,193 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$n'_{\text{опт}} = 64,33 \text{ хв}^{-1};$$

$$\eta_{\text{опт}} = 92,8 \text{ \%}.$$

Варіант другої модифікації при третьому розподіленні вихідних кутів β_2 (2) має такі показники оптимального режиму:

$$Q'_{\text{опт}} = 0,188 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$n'_{\text{опт}} = 64,23 \text{ хв}^{-1};$$

$$\eta_{\text{опт}} = 92,7 \text{ \%}.$$

Висновки. 1. Викладена методика прогнозування та аналізу кінематичних та енергетичних характеристик дозволяє визначати кінематичні (швидкості, кути потоку) і енергетичні параметри (баланс втрат енергії і ККД) параметри в заданому діапазоні режимних параметрів. Ці дані необхідні для оцінки окремих видів втрат (тертя, крайових, ударних і ін.) і ступеня узгодження елементів ПЧ. Отримана таким чином інформація є основою для внесення змін до геометрії ПЧ (модифікацій) з метою підвищення енергетичних показників.

2. Зменшення втрат енергії, на заданому режимі, може бути досягнуто за рахунок зведення до мінімуму ударних і циркуляційних втрат на лопатях РК і кінцевих втрат на лопатках НА, тому перераховані вище категорії втрат найбільш сильно впливають на рівень і формування ККД.

3. Виконано побудову прогнозної універсальної характеристики ГТ, що дозволяє оцінити збіг розрахункового оптимального режиму з вимогою технічного завдання на проектування ПЧ ГТ.

4. Таким чином за рахунок модифікації вихідної кромки в обох варіантах вдалося трохи збільшити ККД гідротурбіни на 0,5 %, але це призвело до незначного зміння параметрів оптимального режиму в порівнянні з вихідними даними. Збільшення ККД пояснюється зниженням рівня ударних втрат в порівнянні з вихідними.

Список літератури

- Ruppert L., Schürhuber R., List B., Lechner A., Bauer C. An analysis of different pumped storage schemes from a technological and economic perspective. *Energy*. 2017. Vol. 141. P. 368–379. doi: 10.1016/j.energy.2017.09.057
- Daneshkhal K., Zangeneh M. Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method. *25-th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery Systems*. Vol. 12. 2010.
- Dhote N., Shende C., Khond M. P., Sewatkar C. M. Parametric analysis of centrifugal pump for performance improvement. *Fluid Mechanics and Fluid Power*. 2024. Vol. 8. P. 191–201. doi: 10.1007/978-981-97-1033-1_15
- Myronov K., Dmytrienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Int. Conf. on Reliable Systems Engineering, ICoRSE 2023*. Vol. 762 (7–8 September 2023, Bucharest, Romania). *Lecture Notes in Networks and Systems*. Cham: Springer, 2023. P. 66–77. doi: 10.1007/978-3-031-40628-7_5

- Minkowycz W. J., Sparrow E. M., Murthy J. Y. *Handbook of Numerical Heat Transfer*. Wiley, 2006. 984 c.
- Tucker P. G. *Computation of Unsteady Internal Flows – Fundamental Methods with Case Studies*. New York: Springer US, 2001. 376 c.
- Chung T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge: Cambridge university press, 2002. 1012 c.
- Sun L., Liu L., Xu Z., Guo P. Numerical investigation of no-load startup in a high-head Francis turbine: Insights into flow instabilities and energy dissipation. *Physics of Fluids*. 2024. Vol. 36, issue 3. P. 035142. doi: 10.1063/5.0196034
- Дранковський В. Е., Миронов К. А., Тиньянова І. І., Рєзва К. С., Крупа Є. С., Кухтенков Ю. М. *Математичне моделювання робочого процесу гідромашин: монографія*. Харків: НТУ «ХПІ», 2022. 406 с. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/56895> (дата звернення: 22.03.2024).
- Крупа Є. С., Дмитрієнко О. В., Тиньянова І. І., Недовесов В. О. Прогнозування енергетичних характеристик високонапірної радіально-осьової гідротурбіни з використанням програмного комплексу CFD. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 102–110. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.14
- Jošt D., Škerlavaj A., Morgut M., Mežnar P., Nobile E. Numerical simulation of flow in a high head Francis turbine with prediction of efficiency, rotor stator interaction and vortex structures in the draft tube. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015. Vol. 579.
- Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul: IEEE, 2020. P. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
- Миронов К. А., Дмитрієнко О. В., Миронов В. К. Вплив геометричних параметрів робочого колеса на енергетичні показники радіально-осьової гідротурбіни. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 2. P. 64–72.

References (transliterated)

- Ruppert L., Schürhuber R., List B., Lechner A., Bauer C. An analysis of different pumped storage schemes from a technological and economic perspective. *Energy*. 2017, vol. 141, pp. 368–379. doi: 10.1016/j.energy.2017.09.057
- Daneshkhal K., Zangeneh M. Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method. *25-th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery Systems*. Vol. 12. 2010.
- Dhote N., Shende C., Khond M. P., Sewatkar C. M. Parametric analysis of centrifugal pump for performance improvement. *Fluid Mechanics and Fluid Power*. 2024, vol. 8, pp. 191–201. doi: 10.1007/978-981-97-1033-1_15
- Myronov K., Dmytrienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Int. Conf. on Reliable Systems Engineering, ICoRSE 2023*. Vol. 762 (7–8 September 2023, Bucharest, Romania). *Lecture Notes in Networks and Systems*. Cham, Springer Publ., 2023, pp. 66–77. doi: 10.1007/978-3-031-40628-7_5
- Minkowycz W. J., Sparrow E. M., Murthy J. Y. *Handbook of Numerical Heat Transfer*. Wiley Publ., 2006. 984 p.
- Tucker P. G. *Computation of Unsteady Internal Flows – Fundamental Methods with Case Studies*. New York, Springer US Publ., 2001. 376 p.
- Chung T. J. *Computational fluid dynamics*. Cambridge, Cambridge university press Publ., 2002. 1012 p.
- Sun L., Liu L., Xu Z., Guo P. Numerical investigation of no-load startup in a high-head Francis turbine: Insights into flow instabilities and energy dissipation. *Physics of Fluids*. 2024, vol. 36, issue 3, p. 035142. doi: 10.1063/5.0196034
- Drankovskyy V. E., Myronov K. A., Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Krupa Ye. S., Kukhtenkov Yu. M. *Matematychnе modelyuvannya robochoho protsesu hidromashyn* [Mathematical modelling of the hydraulic machine workflow]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022. 406 p. Available at: <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/56895> (accessed 22.03.2024).
- Krupa Ye. S., Dmytriyenko O. V., Tyn'yanova I. I.,

- Nedovyesov V. O. Prohnozuvannya enerhetychnykh kharakterystyk vysokonapirnoyi radial'no-os'ovoyi hidroturbiny z vykorystannyam prohramnoho kompleksu CFD [Forecasting the energy characteristics of a high-pressure radial-axial hydroturbine using the CFD software complex]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 102–110. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.14
11. Jošt D., Škerlavaj A., Morgut M., Mežnar P., Nobile E. Numerical simulation of flow in a high head Francis turbine with prediction of efficiency, rotor stator interaction and vortex structures in the draft tube. *Journal of Physics: Conference Series.* 2015, vol. 579.
12. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul).* Istanbul, IEEE Publ., 2020, pp. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
13. Myronov K. A., Dmytriyenko O. V., Myronov V. K. Vplyv heometrychnykh parametriv robochoho koleasa na enerhetychni pokaznyky radial'no-os'ovoyi hidroturbiny [Influence of geometrical parameters the runner on energy performance a francis turbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 2, pp. 64–72.

Надійшла (received) 12.10.2024

Відомості про авторів / About the Authors

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

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

Соколов Данило Олександрович (Sokolov Danylo) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: danylo.sokolov@mit.khpi.edu.ua

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

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ТРАНСМІСІЇ НАВАНТАЖУВАЧА З ВИСОКОМОМЕНТНИМИ СТУПЕНЕВО-РЕГУЛЬОВАНИМИ ГІДРОМОТОР-КОЛЕСАМИ

Мета. Метою статті є аналіз динаміки об'ємного гідропривода трансмісії вилкового навантажувача, оснащеної радіальнопоршневими високомомментними гідромоторами багатоциклової дії зі ступеневою зміною робочого об'єму. Така трансмісія запропонована в якості безредукторної в порівнянні з використанням традиційних трансмісій з аксіальнопоршневими гідромоторами і редукторами перед приводною маточиною колеса. Методика досліджень. Побудована тягово-швидкісна характеристика серійного колісного навантажувача з урахуванням постійної потужності приводного двигуна внутрішнього згоряння для обертання аксіальнопоршневого реверсивного регульованого насоса трансмісії. Проаналізована залежність крутного моменту на маточині ведучого колеса навантажувача залежно від його швидкості. Виконаний підбір високомомментного радіальнопоршневого гідромотора багатоциклової дії, який задовольняє параметрам трансмісії за крутним моментом і максимальною частотою обертання і не має проміжного редуктора на маточині. Для зменшення настановної потужності приводного двигуна насоса навантажувача і витрат палива гідромотори трансмісії також оснащені двоеступеневим регулятором зміни робочого об'єму. Побудовані блок-схеми в пакеті прикладних програм VisSim для рішення нелінійних диференціальних рівнянь щодо визначення швидкості навантажувача, тиску в гідроприводі і його корисної потужності. Результати. Проведений аналіз осцилограм динамічних процесів в гідроприводі навантажувача показав, що за допомогою моделювання режимів подачі насоса і ступеневої зміни робочого об'єму радіальнопоршневого гідромотора багатоциклової дії можливо виявлення екстремальних режимів, які приводять до коливань швидкості і потужності навантажувача, а також тиску в гідроприводі.

Ключові слова: вилковий навантажувач, трансмісія з об'ємним гідроприводом, аксіальнопоршневий реверсивний насос з регульованим робочим об'ємом, радіальнопоршневий гідромотор багатоциклової дії зі ступеневим робочим об'ємом, тягово-швидкісна характеристика, крутний момент, потужність, частота обертання, перепад тисків.

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

STUDY OF LOADER TRANSMISSION DYNAMICS WITH HIGH TORQUE STEP-ADJUSTABLE HYDROMOTOR-WHEELS

Goal. The purpose of the article is to analyze the dynamics of the hydraulic fluid power of the forklift transmission equipped with radial-piston high-torque multi-cycle hydraulic motors with a step change in working volume. Such a transmission is offered as a gearless one compared to the use of traditional transmissions with axial-piston hydraulic motors and gearboxes in front of the drive wheel hub. Research methodology. The traction-speed characteristic of a serial wheel loader is built taking into account the constant power of the drive internal combustion engine for rotation of the axial-piston reversible adjustable transmission pump. The dependence of the torque on the wheel hub of the loader depending on its speed was analyzed. The selection of a high-torque radial-piston hydraulic motor of multi-cycle action, which satisfies the parameters of the transmission in terms of torque and maximum rotation frequency and does not have an intermediate gearbox on the hub, has been made. To reduce the set power of the drive motor of the loader pump and fuel consumption, the hydraulic motors of the transmission are also equipped with a two-stage regulator for changing the working volume. Constructed block diagrams in the VisSim application program package for the solution of nonlinear differential equations for determining the speed of the loader, the pressure in the hydraulic drive and its useful power. The results. The analysis of oscillograms of dynamic processes in the hydraulic drive of the loader showed that by means of modeling the pump supply modes and step change of the working volume of the multi-cycle radial piston hydraulic motor, it is possible to detect extreme modes that lead to fluctuations in the speed and power of the loader, as well as pressure in the hydraulic drive.

Keywords: forklift, transmission with hydraulic fluid power, axial-piston reversible pump with adjustable working volume, multi-cycle radial piston hydraulic motor with stepped working volume, traction-speed characteristic, torque, power, rotation frequency, pressure difference.

Вступ. Вдосконалення трансмісій навантажувачів на сучасному етапі розвитку об'ємного гідропривода передбачає автоматизацію управління з забезпеченням безступеневої зміни швидкості, енергозбереження, підвищення ККД і довговічності, зменшення габаритно-масових показників. Інформаційний пошук сучасних досягнень в галузі гідропрістроїв – насосів, гідромоторів, гідроапаратури і схемних рішень дає розвиток і підвищення технічного рівня відчизняних навантажувачів. Інформаційна підтримка також допомагає кращому технічному обслуговуванні вантажопідійомної техніки.

Конструктори і науковці аналізують принципи роботи, методики проектування і досліджень трансмісій мобільних машин різного призначення.

При цьому порівняння трансмісій з використанням гідравлічних пристроїв, таких як гідродинамічні передачі, об'ємні повнопотокові гідроприводи, об'ємні гідроприводи в складі

двохпотоккових коробок передач з існуючими механічними трансмісіями дає можливість знаходження нових вискоефективних технічних рішень.

В статті розглянуті можливості використання високомомментних радіальнопоршневих гідромоторів багатоциклової дії зі ступеневим регулюванням робочого об'єму в трансмісії навантажувача замість аксіальнопоршневих з редукторами.

Аналітичний огляд літератури. Об'ємний гідропривод (ОГП) широко застосовується в вилкових навантажувачах, зокрема в робочому обладнанні та трансмісіях пересування. Сучасні трансмісії на основі ОГП забезпечують високі тягові характеристики та безступеневу зміну швидкості, автоматизацію протидії буксуванню в важких дорожніх умовах. Наприклад, трансмісія вилкового навантажувача H20-Linde з максимальним тяговим зусиллям 14,2 кН має два ведучих колеса, маточини яких обертаються за допомогою двох аксіальнопоршневих гідромоторів

постійного робочого об'єму і планетарними редукторами для підвищення крутного моменту [1; 2]. Безступеневий розгін навантажувача до швидкості 18,5 км/год забезпечує аксіальнопоршневий насос з регульованим робочим об'ємом.

Іншу гідравлічну систему має фронтальний навантажувач Weideman-9080 з тяговим зусиллям понад 60 кН, в якому обертаються за допомогою гідропривода два ведучих моста і розвивається за допомогою ДВЗ в 100 кВт швидкість до 40 км/год. Особливістю трансмісії є застосування аксіальнопоршневого гідромотора з регульованим робочим об'ємом, редуктора і двох карданних валів приводів мостів [3; 4].

Використання аксіальнопоршневих швидкісних, але низькомоментних гідромоторів потребує встановлення редукторів, зазвичай планетарного типу. В той же час широко рекламуються високомоментні радіальнопоршневі гідромотори багатоциклової дії (з копирним кулачком), які задовільняють вимогам щодо крутного моменту практично для всіх мобільних машин за тяговою характеристикою, але мають обмеження по максимальній частоті обертання [5; 6]. Поява конструкцій таких гідромоторів з підвищеними максимальними частотами обертання, а також вбудованими гальмами стоянкового типу або комбінованими стоянко-робочими гальмами дають можливість проведення пошукових робіт зі створення нових трансмісій. Радіальнопоршневі багатоциклові гідромотори мають конструктивні виконання з такими системами регулювання робочого об'єму, що дають суттєві переваги з енергозбереження в порівнянні з аксіальнопоршневими механізмами регулювання [7]. Але регулювання робочого об'єму радіальнопоршневих гідромоторів можливе тільки ступінчасте з кількістю ступенів від 2 до 4 [5–7]. Такий недолік треба компенсувати системами одночасного безступеневого регулювання аксіальнопоршневого насоса і ступеневого регулювання радіальнопоршневого гідромотора. Тому в статті розглянуте питання аналізу регулювання швидкості навантажувача при застосуванні в трансмісії безредукторного приводу маточин за допомогою радіальнопоршневих гідромоторів багатоциклової дії. Для виконання цієї роботи складена розрахункова схема динаміки трансмісії вилкового навантажувача, використана типова математична модель функціонування об'ємного гідропривода із замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини [8; 9] і на її основі побудовані блоки розрахунків параметрів в пакеті прикладних програм VisSim. Рішення диференціальних рівнянь щодо значень швидкості навантажувача і тиску в гідроприводі в повному діапазоні роботи трансмісії та контролем її вихідної потужності дали можливість зробити необхідний аналіз і привели до позитивних висновків.

Основна частина. Для підготовки вихідних даних динамічного розрахунку гідроприводної трансмісії зі ступенево-регульованими гідромоторами беремо за основу гідропривод вилкового навантажувача H20-Linde, який складається з

аксіальнопоршневого насоса з максимальним робочим об'ємом 55 см³ і двох гідромоторів з постійним робочим об'ємом по 28 см³.

Першим етапом є будування тягово-швидкісної характеристики навантажувача (ТШХ) [10], для чого виконаємо декілька попередніх розрахунків.

Максимальний крутний момент одного ведучого колеса, що забезпечує хід навантажувача з максимальним тяговим зусиллям $F_{T, \max} = 14,2$ кН досягає:

$$M_{M, \max} = F_{T, \max} \frac{d_b}{2 \cdot z} = 14,2 \cdot 10^3 \frac{0,456}{2 \cdot 2} = 1618,8, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (1)$$

де $d_b = 0,456$ м – зовнішній діаметр шини;
 $z = 2$ – кількість ведучих колес навантажувача (гідромотор-колес).

Таким чином, для навантажувача потрібні гідромотор-колеса з крутним моментом 1618,8 Н·м. В серійному навантажувачі застосовані аксіальнопоршневі нерегульовані гідромотори з планетарними редукторами, альтернативним варіантом є використання високомоментних героторних або радіальнопоршневих гідромоторів, що не потребують проміжних редукторів.

Максимальне значення частоти обертання ведучих коліс навантажувача розраховуємо за формулою:

$$n_{\text{вк. макс}} = \frac{10^3}{60} \cdot \frac{v_{\text{нав. макс}}}{\pi \cdot d_b} = 5,31 \frac{18,5}{0,456} = 215,43 \text{ хв}^{-1}. \quad (2)$$

При завданні ККД гідропривода трансмісії значенням $\eta_{\text{отп}} = 0,8$ знайдемо його корисну потужність відносно потужності ДВЗ:

$$P_{\text{кор}} = \eta_{\text{отп}} \cdot P_{\text{двз}} = 0,8 \cdot 28 = 22,4 \text{ кВт}, \quad (3)$$

і використанні виразу для вихідної потужності навантажувача через його тягове зусилля та швидкість:

$$P_{\text{кор}} = F_T \cdot v = 10^3 \frac{10^3}{3600} F_T \cdot v_{\text{нав}}, [\text{Вт}] = \\ = 0,278 \cdot F_T \cdot v_{\text{нав}} \text{ кВт}, \quad (4)$$

де F_T – тягове зусилля (проміжне значення), кН;
 $v_{\text{нав}}$ – швидкість навантажувача (проміжне значення), км/год.

Знайдемо тягове зусилля при максимальній швидкості навантажувача:

$$F_{T18,5} = \frac{P_{\text{кор}}}{0,278 \cdot v_{18,5}} = \frac{22,4}{0,278 \cdot 18,5} = 4,34 \text{ кН}, \quad (5)$$

де $v_{18,5}$ – максимальна швидкість навантажувача, км/год.

Таким чином, співвідношення максимального та мінімального тягових зусиль дорівнює $14,2/4,34 = 3,27$. Проміжні значення тягових зусиль при відповідних швидкостях навантажувача можна знайти за формулою (5) і побудувати його повну тягово-швидкісну характеристику (рис. 1). При цьому

слід відмітити, що швидкість при максимальному тяговому зусиллі обмежена значенням:

$$v_{F_{т.макс}} = \frac{P_{кор}}{0,278 \cdot F_{т.макс}} = \frac{22,4}{0,278 \cdot 14,2} = 5,67 \text{ км/год.} \quad (6)$$

Наведені вирази і розрахунки стосуються механічних характеристик трансмісії. Далі виконаємо розрахунки гідропривода щодо режимів роботи насоса та гідромоторів.

Теоретична подача насоса трансмісії навантажувача може досягати значення:

$$Q_{н.макс} = 10^{-3} V_{н.макс} \cdot n_{двз} = 10^{-3} \cdot 55 \cdot 2200 = 121 \text{ л/хв,} \quad (7)$$

де $V_{н.макс} = 55 \text{ см}^3$ – максимальний робочий об'єм насоса;

$n_{двз} = 2200 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання ДВЗ навантажувача і насоса, при якій максимальна частота обертання гідромотора дорівнює:

$$n_{м.макс} = 10^3 \frac{Q_{н.макс}}{2 \cdot V_{м}} = 10^3 \frac{121}{2 \cdot 28} = 2160,7 \text{ хв}^{-1}, \quad (8)$$

де 2 – коефіцієнт, що враховує витрату на один гідромотор;

$V_{м} = 28,6 \text{ см}^3$ – робочий об'єм гідромотора.

Для розрахованих значень частот обертання гідромотора і маточини ведучого колеса навантажувача знайдемо передавальне число редуктора:

$$i_{ред} = \frac{n_{м.макс}}{n_{вк.макс}} = \frac{2160,7}{215,43} = 10,03. \quad (9)$$

Для створення максимального крутного моменту в 1618,8 Н·м (1) на маточині навантажувача гідромотор без урахування ККД редуктора повинен

розвивати перепад тисків:

$$\Delta p_{м} = \frac{M_{вк}}{0,159 \cdot V_{м} \cdot i_{ред}} = \frac{1618,8}{0,159 \cdot 28 \cdot 10,03} = 36,25 \text{ МПа,} \quad (10)$$

де $\eta_{ред} = 0,95$ – ККД редуктора між маточиною і гідромотором, що задовольняє технічній характеристиці сучасних гідромашин (номінальний тиск 45 МПа, максимальний 50 МПа).

При цій потужності теоретична подача (витрата) насоса для обертання одного гідромотора повинна бути не більше:

$$Q_{н} = \frac{60 \cdot P_{кор}}{2 \cdot \Delta p_{н}} = \frac{60 \cdot 22,4}{2 \cdot 36,25} = 18,54 \text{ л/хв.} \quad (11)$$

де 2 – коефіцієнт, що враховує витрату на один гідромотор.

При такій витраті (позначимо $Q_{н.40МПа}$) і перепаді тисків в 36,25 МПа частота обертання гідромотора має значення:

$$n_{м.40МПа} = 10^3 \frac{Q_{н.40МПа}}{V_{м}} = 10^3 \frac{18,54}{28} = 657,14 \text{ хв}^{-1}, \quad (12)$$

а швидкість навантажувача дорівнює:

$$v_{нав} = \frac{60 \cdot 10^{-3} \cdot n_{м.40МПа} \cdot \pi \cdot d_{в}}{i_{ред}} = \frac{60 \cdot 10^{-3} \cdot 657,14 \cdot \pi \cdot 0,456}{10,03} = 5,63 \text{ км/год,} \quad (13)$$

що практично збігається з розрахунком за формулою (6).

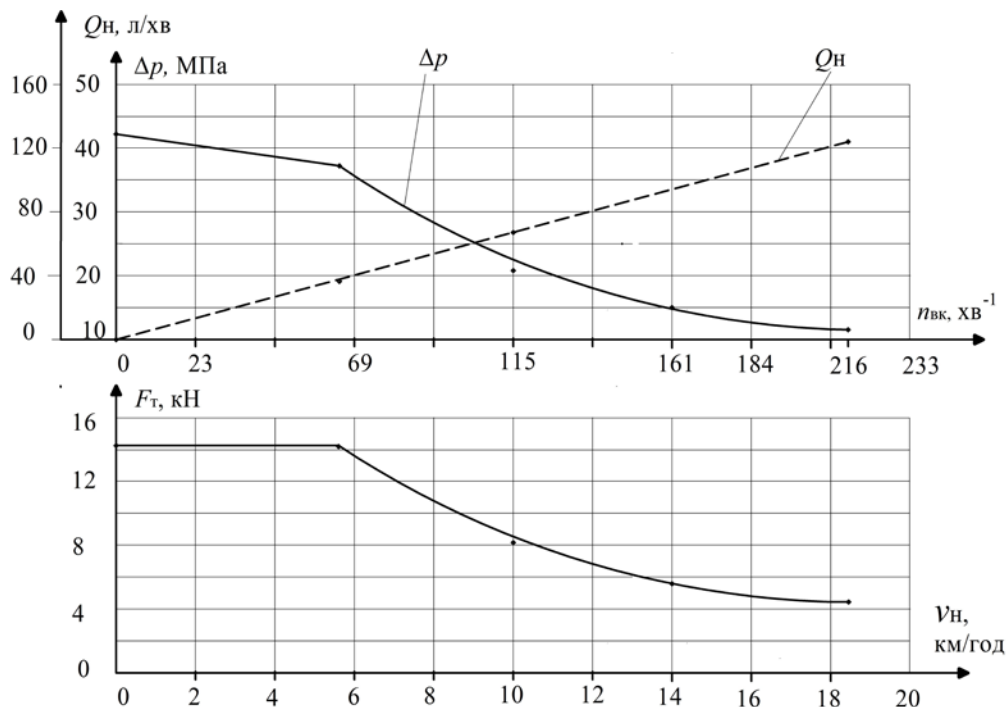


Рис. 1. Тягова-швидкісна характеристика, зміна перепаду тисків та подачі насоса залежно від швидкості навантажувача

З урахуванням гідромеханічного ККД гідромотора на режимі зрушування знайдемо значення перепаду тисків:

$$\Delta p_m = \frac{M_{вк}}{0,159 \cdot V_m \cdot \eta_{ггм} \cdot i_{ред}} = \frac{1618,8}{0,159 \cdot 28 \cdot 0,9 \cdot 10,03} = 40,28 \text{ МПа}, \quad (14)$$

де $\eta_{ггм} = 0,9$ – гідромеханічний ККД гідромотора на режимі зрушування (попередньо задаємося).

Таким чином, при максимальному тяговому зусиллю навантажувача, якому відповідає перепад тисків в гідроприводів 40,28 МПа, його швидкість не може перевищувати 5,6 км/год через обмеження за потужністю ДВЗ.

Доповнимо ТШХ навантажувача значеннями крутного моменту на ведучій маточині, перепаду тисків на гідромоторі і подачі насоса, позначив проміжні режими буквою «i».

Для цього скористаємось такими формулами:

- для крутного моменту на ведучому колесі і перепаду тисків на гідромоторі:

$$M_{вк,i} = F_{т,i} \cdot \frac{d_b}{2 \cdot z}, \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (15)$$

$$\Delta p_{м,i} = \frac{M_{вк,i}}{0,159 \cdot V_m \cdot \eta_{ггм,i} \cdot i_{ред}}, \text{ МПа};$$

- для частоти обертання гідромотора і подачі від насоса для двох гідромоторів:

$$n_{м,i} = \frac{10^3 \cdot v_{нав,i} \cdot i_{ред}}{60 \cdot \pi \cdot d_b}, \text{ хв}^{-1}; \quad (16)$$

$$Q_{н,i} = \frac{10^{-3} \cdot 2 \cdot V_m \cdot n_{м,i}}{\eta_{о,н} \cdot \eta_{о,м}}, \text{ л/хв},$$

де 2 – коефіцієнт, що враховує витрату оливи на два гідромотора, і задаємося попередньо постійним об'ємним ККД насоса і гідромотора $\eta_{о,н} = 0,98$ і $\eta_{о,м} = 0,98$, а гідромеханічний ККД гідромотора на режимі зрушування навантажувача встановлюємо $\eta_{ггм1} = 0,9$ і $\eta_{ггм2} = 0,97$ при швидкості більш ніж 4,6 км/год.

Таким чином, при підвищенні швидкості навантажувача зменшується крутний момент ведучого колеса і тому перепад тисків на гідромоторі знижується з 40,3 МПа до 11,5 МПа, а подача насоса для обертання гідромоторів збільшується до 126 л/хв і відрізняється від отриманого за формулою (7) значення завдяки урахуванню об'ємних ККД гідромашин.

Слід відзначити, що будівництво ТШХ можливо також за методикою, яку надають виробники героторних гідромоторів [11; 12] з урахуванням маси мобільної машини, швидкості, необхідного прискорення при розгоні, дорожніх умов і умов буксирування інших засобів.

Для створення безредукторної трансмісії

обираємо радіальнопоршневе гідромотор-колесо багатоциклової дії моделі MCR3-A компанії «Rexroth Bosch Group» [5] з номінальним тиском в 25 МПа і максимальним 45 МПа. Для забезпечення функціонування трансмісії з наведеними вище параметрами обираємо гідромотор з двома ступенями регулювання робочого об'єму. При цьому треба відмітити, що система регулювання такого гідромотора достатньо проста завдяки тому, що кількість робочих циклів (ходів) гідромотора зменшується не за рахунок зміни силового контура, як в аксіальнопоршневих гідромашинах, а за допомогою перерозподілу каналів в торцевому гідророзподільнику. В гідромоторі (рис. 2) блок циліндрів 4 з'єднаний з валом 6 за допомогою шліців. Поршні 3 розташовані радіально в розточеннях блоку циліндрів 4 і контактують з кулачком 5 через ролики 8. Між поршнями та роликами встановлені антифрикційні прокладки. Отвори D, які розташовані в задній частині корпусу 2, призначені для течії робочої рідини через розподільник 7 в камери циліндрів E. В гідромоторах встановлюються конічні роликові підшипники, здатні передавати високі осьові та радіальні зусилля.

Основні технічні характеристики гідромотора MCR3-A:

1. Робочий об'єм максимальний/мінімальний – 400/200 см³.
2. Тиск нагнітання номінальний/максимальний 25/45 МПа.
3. Максимальна частота обертання гідромотора – 350 хв⁻¹.
4. Мінімальна частота обертання – 0,5 хв⁻¹.
5. Габарити (діаметр x довжина) – 198 мм x 260 мм.
6. Маса – 28 кг (без гальма).

Серія гідромоторів MCR3-A має мінімальні габаритно-масові показники, наприклад, серія MCR5-A має масу 50 кг і розміри 228 мм x 308,5 мм.

Щодо порівняння мас, то аксіальнопоршневий гідромотор Linde з робочим об'ємом гідромотора 28 см³ і без редуктора має масу 16 кг, тобто слід очікувати, що радіальнопоршневий гідромотор-колесо MCR3-A буде мати перевагу за цим показником.

На рис. 3 представлена гідравлічна принципова схема керування гідромотора М з регульованим робочим об'ємом, на якій умовно показано, що гідромотор М складається з двох гідромоторів М1 та М2. Гідромотор М1 працює постійно, а гідромотор М2 відключають від лінії високого живлення для зменшення робочого об'єму гідромотора М. Для відключення гідромотора М2 встановлений п'ятипровідний двопозиційний гідророзподільник Р1 з гідравлічним управлінням від зовнішньої лінії Х. До лінії керування Х поєднаний також двопровідний двопозиційний гідророзподільник Р2.

Золотник гідророзподільника Р1 переміщується вліво при тиску 1,2 МПа, що приводить до об'єднання отворів А2 та В2 і вирівнюванню тиску між ними. Гідромотор М2 при цьому не створює крутний момент і таким чином робочий об'єм загального гідромотора

M зменшується, наприклад, удвічі. Якщо в порожнинах гідромотора $M2$ мають місце витіки PP , що сприяє виникненню кавітації, то підвищують тиск в лінії X до $1,5$ МПа, що зміщує золотник додаткового гідророзподільника $P2$ вліво і PP поступає к отворам $A2$ і $B2$, запобігаючи кавітації.

На рис. 4 приведені залежності ККД гідромоторів MCR-A від відносної частоти обертання (η/η_{\max}). Об'ємний ККД (η_o) гідромоторів MCR досягає близько одиниці при максимальній частоті обертання, в зоні роботи $20\% - 40\%$ від максимальної частоти обертання досягає 98% . Гідромеханічний ККД (η_{gm}) досягає максимального значення 92% при частоті обертання $20\% - 40\%$ від максимального значення та зменшується до 72% при максимальному значенні частоти обертання. Таким чином, загальний ККД гідромоторів досягає $91\% - 92\%$.

На рис. 5 приведена розрахункова схема гідравлічної повнопотокової трансмісії з гідромотор-колесами (ГМК) для аналізу її динаміки. Гідромотори

радіальнопоршневого типу (гідромотор-колеса) $M1$ і $M2$ з регульованим двоступеневим робочим об'ємом приводиться в обертання при подачі оливи насосом H (аксіальнопоршневим з регульованим робочим об'ємом).

Насос H приводиться в обертання двигуном внутрішнього згорання ДВЗ. На гідромотори діє підсумкове зовнішнє навантаження $3N1$ і $3N2$ (або крутний момент супротиву M_c , який діє на гідромотор-колеса). Насоси та гідромотори мають втрати потужності, зокрема зовнішні та внутрішні витіки оливи, які оцінюють об'ємним ККД, а також гідродинамічні та механічні втрати, які оцінюють гідромеханічним ККД гідромашин. Для спрощення вводимо еквівалентний робочий об'єм гідромотора, який дорівнює робочим об'ємам двох гідромоторів, та також сумуємо витрати оливи з цих гідромоторів і моменти інерції. Позначки на схемі будуть пояснюватись при складанні математичної моделі трансмісії.

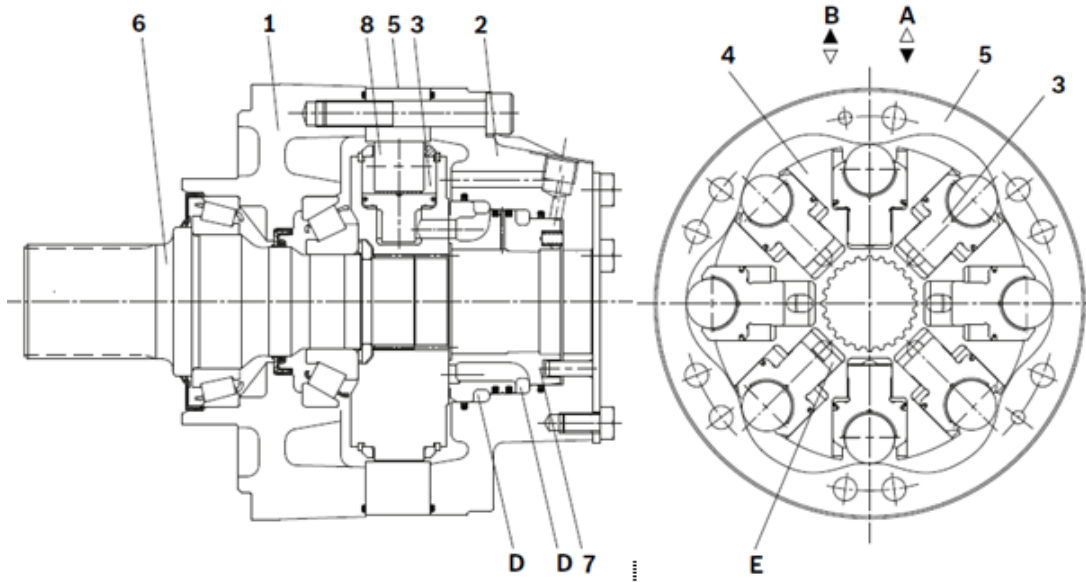


Рис. 2. Гідромотор моделі MCR-A:

1 – корпус передній; 2 – корпус задній; 3 – поршень; 4 – блок циліндрів; 5 – кулачок (копір); 6 – вал; 7 – розподільник торцевий; 8 – ролик; D – кільцеві колектори підводу та відводу робочої рідини; A і B – підводи та відводи до колекторів D; E – поршневий простір

Блок гідромотора M

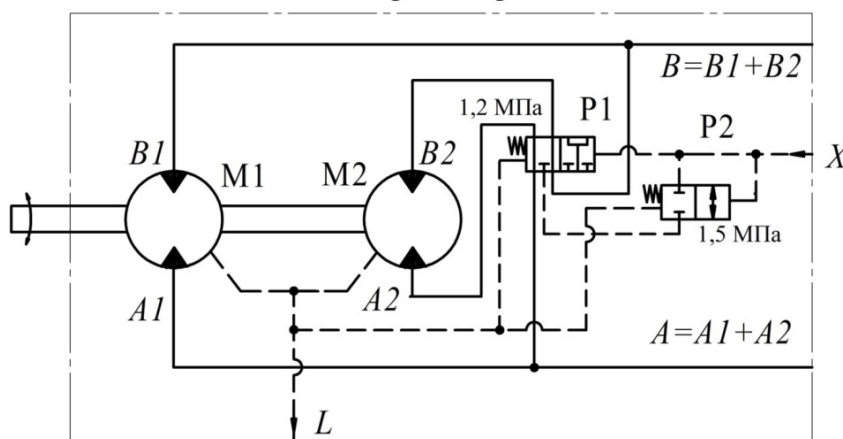


Рис. 3. Гідравлічна принципова схема керування гідромотора MCR-A з регульованим робочим об'ємом

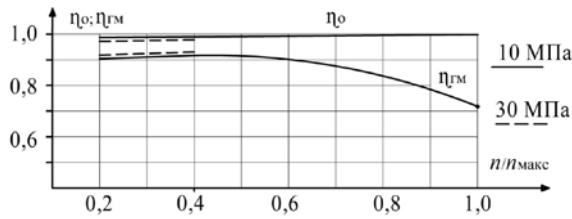


Рис. 4. ККД гідромоторів MCR-A

Математична модель динамічних характеристик гідравлічної трансмісії розглядає параметри від часу: частоти обертання гідромотор-колес, тиску в гідросистемі, швидкості навантажувача та його корисної потужності. В літературі розглянуті математичні моделі для трансмісій з гідромоторами, побудовані на основі закону Паскаля і рівняння нерозривності для оливи, а також третього закону механіки Ньютона [8; 9]. При цьому введено допущення: модуль об'ємної пружності, температура, щільність і в'язкість оливи є постійними значеннями; момент інерції приймається постійним; хвилеві процеси в трубопроводах не враховуються в зв'язку їх незначною протяжністю (насос і гідромотор з'єднані досить короткими рукавами високого тиску); тиск на виході гідромотора (на злив) дорівнює тиску, що розвивається насосом підживлення, і приймається постійним.

Таким чином, вирази перепаду тисків Δp_m [МПа] на гідромоторі і його частоти обертання n_m [хв⁻¹] мають вигляд:

$$\Delta p_m = \int_0^t \left[Q_{нт,e}(t) - 10^{-3} V_{м,i}(t) \cdot n_m(t) - C_{(н+м),вит} \cdot p_m(t) \right] \frac{E}{V_{тр}} dt ; \quad (17)$$

$$n_m = \int_0^t \frac{3,6 \cdot 10^3}{J_n} \left[\frac{1}{2\pi} V_m(t) \cdot (p_n - p_{зл}) \cdot \eta_{гм} - M_c \right] dt , \quad (18)$$

де $Q_{нт,e} = Q_{нт} \cdot e$ – подача насоса при заданному відносному куту повороту похилого диска e , який відхиляється в обидва боки від нейтрального положення в відносних величинах $e = 0 \dots \pm 1$, л/хв;

$Q_{нт} = 10^{-3} V_n \cdot n_n$ – теоретична подача насоса з максимальним робочим об'ємом V_n [см³] і частотою обертання n_n [хв⁻¹] без урахування витоків оливи, л/хв;

V_m – значення робочого об'єму гідромотора, яке приймає значення максимального і $0,5V_m$ залежно від дорожніх умов, см³;

$C_{(н+м),вит}$ – коефіцієнт підсумкових зовнішніх та внутрішніх витоків оливи насоса $\Delta Q_{н,вит}$ і гідромотора $\Delta Q_{м,вит}$, л/(хв·МПа);

$V_{тр}$ – об'єм оливи во входній (високого тиску) порожнині (трубопроводі) гідромотора зі зведеним діаметром $D_{зв}$ [мм] та довжиною L [м], дм³;

E – модуль пружності оливи, який викликає її деформаційну витрату $\Delta Q_{пл}$, що викликана стисливістю та об'ємом трубопроводу $V_{тр}$, МПа;

J_n – підсумковий момент інерції, приведений до валу ГМК, кг·м²;

p_n і $p_{зл}$ – тиск в лініях нагнітання насоса і зливу оливи, МПа;

$\eta_{гм}$ – гідромеханічний ККД гідромотора;

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

Приведені рівняння показують, що при оцінці динамічних характеристик ОГП змінними в часі і що задаються заздалегідь параметрами являються: момент опору зовнішнього навантаження M_c ; подача (витрата) насоса $Q_{нт,e}$; робочий об'єм гідромотора V_m (або $0,5V_m$) і ККД насоса і гідромотора.

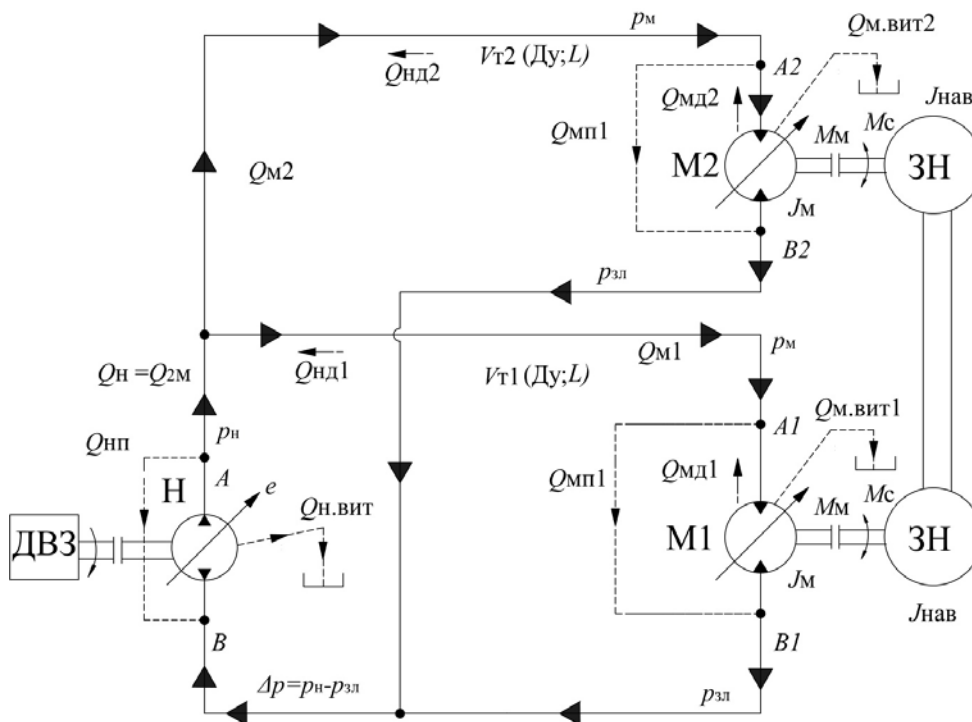


Рис. 5. Гідравлічна схема для дослідження динаміки гідравлічної трансмісії навантажувача

При використанні пакету VisSim [13] приймався метод інтеграції Рунге-Кутта четвертого порядку з дискретністю $\Delta = 0,001$ с.

Запишемо формули для розрахунку коефіцієнтів витоків через значення об'ємного ККД насоса:

$$\eta_{HO} = \frac{Q_H}{Q_{HT}} = \frac{Q_{HT} - \Delta Q_{H,ВИГ}}{Q_{HT}} = 1 - \frac{\Delta Q_{H,ВИГ}}{Q_{HT}};$$

$$\Delta Q_{H,ВИГ} = Q_{HT} (1 - \eta_{HO});$$

$$C_{H,ВИГ} = \frac{\Delta Q_{H,ВИГ}}{p_H + p_{зл}} = \frac{Q_{HT} (1 - \eta_{HO})}{p_H + p_{зл}},$$

і об'ємного ККД гідромотора:

$$\eta_{MO} = \frac{Q_{MT}}{Q_{MT} + \Delta Q_{M,ВИГ}}; \quad \eta_{MO} \cdot Q_{MT} + \eta_{MO} \cdot \Delta Q_{M,ВИГ} = Q_{MT};$$

$$\Delta Q_{M,ВИГ} = Q_{MT} \left(\frac{1}{\eta_{MO}} - 1 \right);$$

$$C_{M,ВИГ} = \frac{\Delta Q_{M,ВИГ}}{p_H + p_{зл}} = \frac{Q_{MT}}{p_H + p_{зл}} \left(\frac{1}{\eta_{MO}} - 1 \right),$$

де $Q_{MT} = 10^{-3} V_{M,i} \cdot n_M$ – теоретична витрата гідромотора з робочим об'ємом $V_{M,i}$ [см³] при частоті його обертання n_M [хв⁻¹], л/хв.

Для введення в блок-схеми VisSim представимо значення підсумкового коефіцієнта витоків насоса і гідромотора (ГМК) в такій формі:

$$C_{(H+M),ВИГ} = C_{H,ВИГ} + C_{M,ВИГ} = \frac{Q_{HT} (1 - \eta_{HO}) + Q_{MT} \left(\frac{1}{\eta_{MO}} - 1 \right)}{p_H + p_{зл}}.$$

Наведемо результати розрахунку і моделювання

параметрів динаміки гідропривода в трансмісії на базі 2-х високомоментних гідромотор-колес (ГМК) моделі MCR3-400-Rexroth замість аксіальнопоршневих гідромоторів з редукторами в сучасній трансмісії навантажувача H20-Linde.

На рис. 6 приведені блок-схеми map-VisSim заданих чисельних параметрів при моделюванні роботи гідроприводної повнопотокової трансмісії навантажувача: подачі насоса; зміни робочого об'єму гідромотор-колеса; моменту зовнішнього навантаження (супротиву); гідромеханічного ККД гідромотор-колеса; зміни об'ємних ККД насоса і гідромотор-колес.

На рис. 7 показані осцилограми робочого циклу гідравлічної трансмісії при повному циклі швидкості до 18,5 км/год. В основі моделювання такого режиму є синхронне одночасне зменшення робочих об'ємів гідромотор-колес і подачі насоса. Треба відмітити, що моделювання режимів можливо реалізувати за рахунок використання програмної системи керування подачі насоса і режимами переключення ступенів регулювання гідромотор-колес [14; 15]. Наприклад, синхронне зменшення режимів дає можливість запобігти коливань швидкості навантажувача, тобто підтримати постійну частоту обертання гідромотор-колес:

$$n_M = \frac{Q_H}{V_M} = \frac{Q_{H400}}{V_{M400}} = \frac{Q_{H200}}{V_{M200}} = \text{const},$$

де Q_{H400} і Q_{H200} – значення подач (витрат) насоса при відповідних значеннях робочих об'ємів гідромотор-колес V_{H400} і V_{H200} .

Виконання таких умов дає можливість досягнення плавного режиму підвищення або зменшення швидкості навантажувача, що є одним з завдань моделювання роботи трансмісії навантажувача. На осцилограмі тиску наглядно спостерігається реакція на зміни подачі і робочого об'єму гідромотор-колес значеннями від 13,5 МПа до 18 МПа.

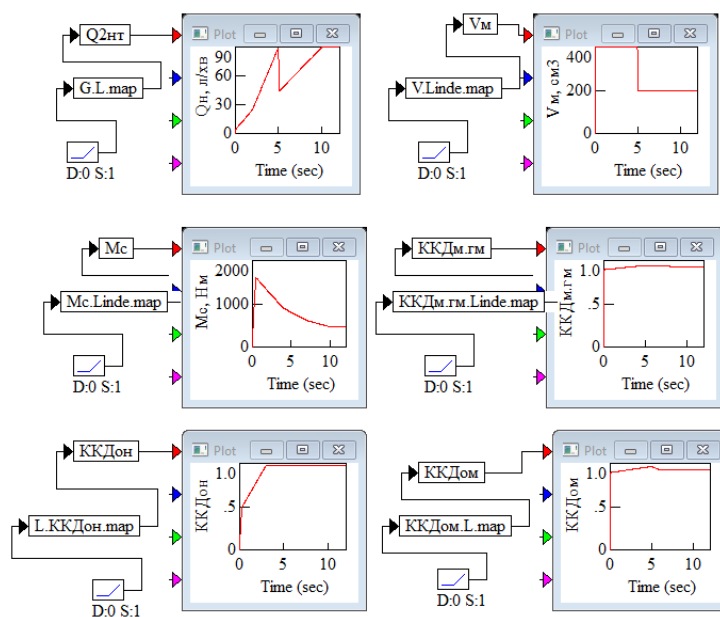


Рис. 6. Блок-схеми map-VisSim змінних параметрів гідропривода навантажувача

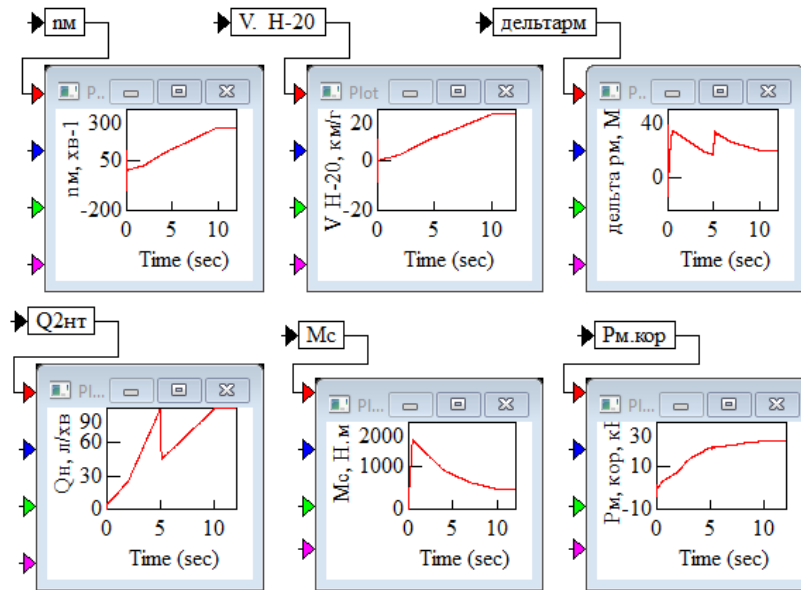


Рис. 7. Осцилограми моделювання гідравлічної трансмісії навантажувача в повному циклі його переміщення і виконанні умов синхронізації (22)

При порушенні умов синхронізації (рис. 8), наприклад, при запізненні зменшення подачі насосом на 0,1 с в гідроприводі, при переміщенні навантажувача мають місце коливання швидкості з 9,3 км/год до 17,9 км/год і потужності з 18 кВт до 35 кВт, тобто майже вдвічі і цей процес діє біля 0,2 с. Є також коливання тиску в гідроприводі до 32 МПа.

На рис. 9 приведені осцилограми повного циклу переміщення навантажувача, включаючи зрушення при максимальному супротиві, розгін, встановлений режим, гальмування і подальше переміщення з постійним супротивом і розгоні навантажувача. Всі ці цикли опору приведені на осцилограмі $M_c(t)$. На режимі розгону при постійному мінімальному робочому об'ємі гідромотора в 200 см³ також досягається максимальна швидкість навантажувача в 18,5 км/год без перевищення потужності на першому етапі маневрування.

На рис. 10 і рис. 11 приведені осцилограми зміни параметрів в гідроприводі при зрушенні навантажувача з максимальним моментом супротиву 1618,8 Н·м за різним часом зростання цього значення і при постійній інтенсивності подачі робочої рідини.

При моделюванні часу зростання зусилля за 0,1 с (рис. 10) тиск досягає майже 100 МПа, а вже при швидкості в 0,5 с (рис. 11) тиск зростає тільки до 50 МПа, але його дія характеризується разовим стрибком і не перевищує за час в 0,008 с. Такий результат моделювання потребує експериментальних спостережень на макетному зразку навантажувача.

Можно відмітити і коливання швидкості навантажувача при його зрушенні, але вони також короточасні.

Слід також відмітити, що інтенсивність подачі насосом не впливає на коливання тиску в гідроприводі.

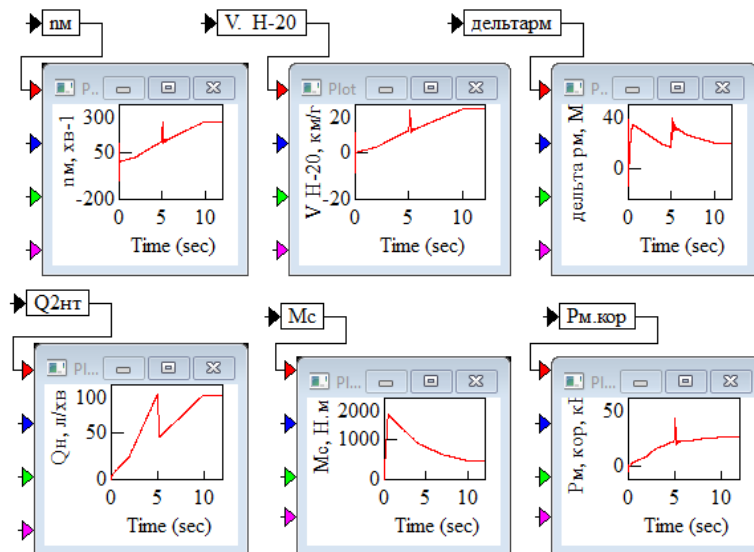


Рис. 8. Вплив несинхронності переключення витрати насоса і робочих об'ємів гідромотора на параметри навантажувача

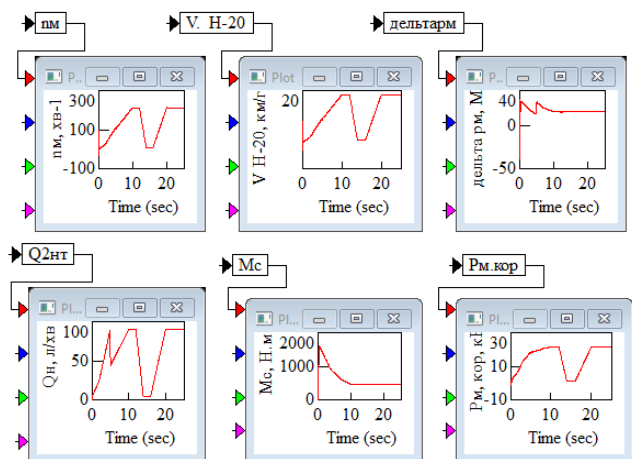


Рис. 9. Повний цикл переміщення навантажувача згідно заданому моменту супротиву $M_c(t)$

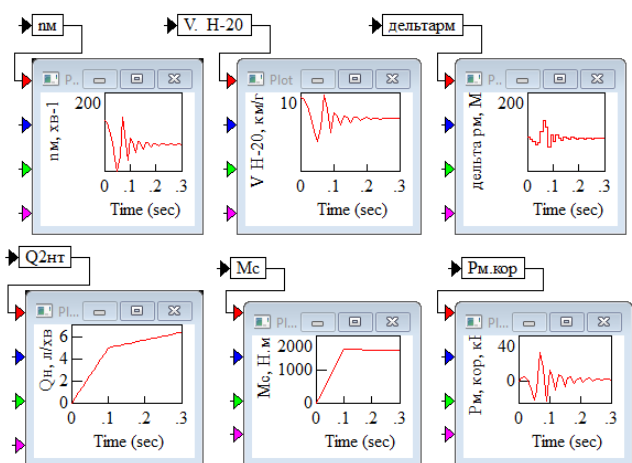


Рис. 10. Осцилограми при зрушванні навантажувача з максимальним крутним моментом 1618,8 Н·м за 0,1 с

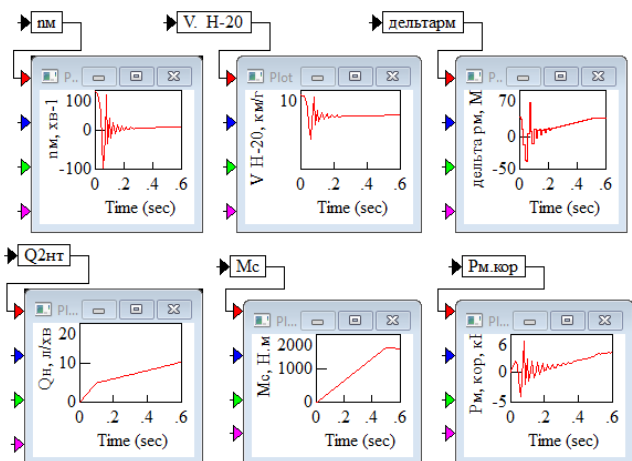


Рис. 11. Осцилограми при зрушванні навантажувача з максимальним крутним моментом 1618,8 Н·м за 0,5 с

Висновки. 1. Пакет прикладних програм VisSim дозволив змоделювати роботу гідрооб'ємної трансмісії навантажувача з модернізованою системою за рахунок заміни аксіальнопоршневих гідромоторів з планетарними редукторами на високомоментні радіальнопоршневі гідромотор-колеса багаточислової дії зі ступеневим регулюванням робочого об'єму.
 2. При моделюванні роботи трансмісії навантажувача і аналізу її динамічних характеристик

використовані блоки map-VisSim з чисельним завданням зовнішнього навантаження і швидкості згідно тягово-швидкісної характеристики, подачі насоса, зміни робочого об'єму гідромоторів та ККД насоса та гідромоторів.
 3. За результатами моделювань визначена можливість застосування гідромотор-колес радіальнопоршневого типу багаточислової дії MCR3-400 виробництва компанії «Rexroth Bosch»

Group». Така трансмісія забезпечує максимальні швидкість навантажувача в 18,5 км/год і тягове зусилля в 14,2 кН.

4. Визначена необхідність синхронізованого переключення робочого об'єму гідромоторів і зміни подачі насоса для забезпечення мінімізації амплітуди коливань швидкості навантажувача в режимі її безступеневої зміни. Ці вимоги можливо реалізувати за рахунок використання програмної системи керування подачі насосу і режимами переключення ступенів регулювання гідромотор-колес.

Список літератури

1. Linde. URL: <https://technoaktyv.com.ua/ua/cp62794-linde.html> (дата звернення: 09.08.2024).
2. Linde H20/600D Технічні характеристики та технічні дані (2012–2019). URL: <https://www.lectura-specs.com.ua/ua/model/navantazuvaci/avtonavantazuvac-dizel-nij-linde/h20-600d-1152098> (дата звернення: 10.08.2024).
3. ISO 23727:2009 (en) Earth-moving machinery – Wheeled loader coupler for attachments. URL: <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:23727:ed-1:v1:en> (дата звернення: 10.08.2024).
4. Weidemann 9080 фронтальний навантажувач. URL: <https://www.tria-agro.com/product/pogruzchiki/weidemann-9080-frontalnyj-pogruzchik/> (дата звернення: 11.08.2024).
5. Product Catalog Mobile Hydraulics. Part 2: Motors, Gears. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. RE 90010. 2016. 941 p.
6. Selection guide. Poclair hydraulics. 2011. 45 p.
7. Traction Control Methods by Poclair Hydraulics. RCS 397 566 860-pointvirqule.fr-034423484. 24 p.
8. Лур'є З. Я., Самородов В. Б., Аврунін Г. А., Цента Є. М. Метод поліпшення динамічних характеристик процесу пуску об'ємного гідропривода з замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 2. P. 68–76.
9. Самородов В. Б., Аврунін Г. А., Мороз І. І., Щербак О. В. Аналіз динаміки бортового об'ємного гідропривода лисеничного трактора. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* 2021. № 23. С. 94–106.
10. Мітрофанов О. П. Тягово-швидкісні характеристики трансмісій ходових систем самохідних сільськогоспмашин. *Промислова гідраліка і пневматика.* 2007. № 3 (17). С. 104–106.
11. Hydraulic and Farm Equipment Manufacturers. URL: <https://northernhydraulics.net/catalog/m-white-hydraulics-64-1.html> (дата звернення: 13.08.2024).
12. Hydraulic Motors MTM. URL: <https://motorimpex.ua/files/downloads/MTM.PDF> (дата звернення: 16.08.2024).
13. Скворчевський О. Є. Аналітичний огляд сучасних методів математичного комп'ютерного моделювання робочих процесів електрогідралічних систем та агрегатів. *Вісник Нац. техн. ун-та «ХПІ». Сер.: Нові рішення у сучасних технологіях.* Харків: НТУ «ХПІ». 2011. № 5. С. 71–79.
14. SD-CT OFF-Road System. Electronic Traction Control. Technical Catalog Poclair Hydraulics. Bo9244W. 2020. 44 p.
15. Smart Drive Premier System. Electronic Traction and Hydrostatic Transmission Control. Technical Catalog Poclair Hydraulics. Poclair Driving Values for Future. A06615Q. 2014. 52 p.

References (transliterated)

1. Linde. Available at: <https://technoaktyv.com.ua/ua/cp62794-linde.html> (accessed 09.08.2024).
2. Linde H20/600D *Tekhnichni kharakterystyky ta tekhnichni dati (2012–2019)* [Linde H20/600D diesel explosion proof forklift specs (2012–2019)]. Available at: <https://www.lectura-specs.com.ua/ua/model/navantazuvaci/avtonavantazuvac-dizel-nij-linde/h20-600d-1152098> (accessed 10.08.2024).
3. ISO 23727:2009 (en) *Earth-moving machinery – Wheeled loader coupler for attachments.* Available at: <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:23727:ed-1:v1:en> (accessed 10.08.2024).
4. Weidemann 9080 *frontal'nyy navantazhuvach* [Weidemann 9080 front loader]. Available at: <https://www.tria-agro.com/product/pogruzchiki/weidemann-9080-frontalnyj-pogruzchik/> (accessed 11.08.2024).
5. *Product Catalog Mobile Hydraulics. Part 2: Motors, Gears. The Drive & Control Company. Rexroth Bosch Group. RE 90010.* 2016. 941 p.
6. *Selection guide. Poclair hydraulics.* 2011. 45 p.
7. *Traction Control Methods by Poclair Hydraulics. RCS 397 566 860-pointvirqule.fr-034423484.* 24 p.
8. Лур'є З. Я., Самородов В. Б., Аврунін Г. А., Цента Є. М. Метод поліпшення динамічних характеристик процесу пуску об'ємного гідропривода з замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини [Method of improving of dynamic characteristics of the process of starting a volumetric hydraulic drive with the closed working fluid circuit]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 68–76.
9. Самородов В. Б., Аврунін Г. А., Мороз І. І., Щербак О. В. Аналіз динаміки бортового об'ємного гідропривода лисеничного трактора [Analysis of the dynamics of the on-board volumetric hydraulic drive of a crawler tractor]. *Tekhnichnyy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv.* 2021, no. 23, pp. 94–106.
10. Мітрофанов О. П. Тягово-швидкісні характеристики трансмісій ходових систем самохідних сільськогоспмашин [Traction and speed characteristics of transmissions of running systems of self-propelled agricultural machines]. *Promyslova hidravlika i pnevmatika.* 2007, no. 3 (17), pp. 104–106.
11. *Hydraulic and Farm Equipment Manufacturers.* Available at: <https://northernhydraulics.net/catalog/m-white-hydraulics-64-1.html> (accessed 13.08.2024).
12. *Hydraulic Motors MTM.* Available at: <https://motorimpex.ua/files/downloads/MTM.PDF> (accessed 16.08.2024).
13. Скворчевський О. Є. Аналітичний огляд сучасних методів математичного комп'ютерного моделювання робочих процесів електрогідралічних систем та агрегатів [Analytical review of modern methods of mathematical computer modelling of work processes of electro-hydraulic systems and units]. *Visnyk Nats. tekhn. un-ta "KhPI". Seriya: Novi rishennya u suchasnykh tekhnolohiyakh* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solutions in modern technologies]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2011, no. 5, pp. 71–79.
14. *SD-CT OFF-Road System. Electronic Traction Control. Technical Catalog Poclair Hydraulics. Bo9244W.* 2020. 44 p.
15. *Smart Drive Premier System. Electronic Traction and Hydrostatic Transmission Control. Technical Catalog Poclair Hydraulics. Poclair Driving Values for Future. A06615Q.* 2014. 52 p.

Надійшла (received) 11.09.2024

Відомості про авторів / About the Authors

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

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

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

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

I. I. ТИНЬЯНОВА, В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, О. Д. ТИНЬЯНОВ, Д. А. САВЕНКОВ

ПОГОДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ВИСОКОЕФЕКТИВНОЇ ОБОРОТНОЇ ГІДРОМАШИНИ

Розглянуто проблему розвитку гідроакмулюючих електростанцій в Україні, особливо в умовах військових дій, що пошкодили енергетичну інфраструктуру та створили дефіцит потужностей. ГАЕС допоможуть стабілізувати енергосистему, накопичуючи енергію в періоди низького навантаження та оперативного використовуючи її під час пікових потреб або аварій, та позитивно вплинуть на роль енергетичної автономії та інтеграцію відновлюваних джерел енергії. Підвищення ефективності гідротурбінного обладнання ГАЕС вимагає вдосконалення проточної частини оборотної гідромашини. В роботі показано, що створення високоефективного устаткування ГАЕС залежить від правильного вибору геометрії елементів проточної частини оборотних гідромашин, для забезпечення необхідного рівня енергетичних показників гідрообладнання. Використано рівняння оптимального режиму для розрахункової оцінки кінематичних та енергетичних показників, аналізу їх формування та пошуку раціональних варіантів, які забезпечують задані вимоги до енергетичних показників робочого колеса оборотної гідромашини. Розрахунки виконуються за допомогою безрозмірних кінематичних параметрів, що спрощує процес і усуває необхідність складних обчислень. Наведені дані чисельного аналізу про вплив гідродинамічних параметрів проточної частини на параметри оптимального режиму можуть використовуватися як для профілювання лопатевої системи робочого колеса, з метою покращення енергетичних характеристик (підвищення потужності, рівня ККД та ін.), так і при модифікації лопатевої системи. Наведено метод чисельного експерименту для пошуку оптимальних варіантів лопатевої системи робочого колеса. Запропонований підхід використано для розрахункової оцінки кінематичних та енергетичних характеристик проточних частин гідротурбін у широкому діапазоні напору, а також високонапірних оборотних гідромашин ОРО200 та ОРО500 (як для базових, так і для модифікованих варіантів проточної частини).

Ключові слова: оборотна гідравлічна машина, проточна частина, осереднені параметри, кінематичні характеристики, енергетичні параметри, рівняння оптимального режиму.

I. TYNIANOVA, V. DRANKOVSKIY, O. TYNIANOV, D. SAVENKOV

ADJUSTMENT OF THE ELEMENTS OF THE FLOW PART OF THE HIGH-EFFICIENCY OF PUMP-TURBINE

The problem of the development of pumped storage power plants in Ukraine is considered, especially in the conditions of military operations, which damaged the energy infrastructure and created capacity shortage. The pumped storage power plants will help stabilize the power system by storing energy during periods of low load and efficiently using it during peak needs or accidents. All this has a positive impact on the role of energy autonomy and the integration of renewable energy sources. Efficiency increase of the hydro-turbine equipment of the PSPP requires the improvement of the water passage of the reversible hydraulic machines. This work shows that the creation of high-efficiency reversible hydraulic equipment depends on the correct selection of the geometry of the water passage elements of the reversible hydraulic machines, consequently ensure the necessary level of energy characteristics of the hydraulic equipment. The equation of the optimal mode was used for the calculated assessment of kinematic and energy characteristics, analysis of their formation and search for rational variants that provide the specified requirements for the runner energy characteristics of the reversible hydraulic machines. Calculations are carried out using dimensionless kinematic parameters, which simplifies the process and eliminates the need for complex calculations. The numerical analysis data on the influence of the hydrodynamic parameters of the water passage on the parameters of the optimal mode can be used both for profiling the blade system of the runner, with the aim of improving energy characteristics (increasing power, efficiency level, etc.), and for modifying the blade system. The numerical study method for finding optimal variants of the runner blade system is given. The proposed approach was used to estimate the kinematic and energy characteristics of water passages of Francis turbines, as well as high-head reversible hydraulic machines ORO200 and ORO500 (both for basic and modified variants of the water passage).

Keywords: reversible hydraulic machine, water passage, averaged parameters, kinematic characteristics, energy parameters, equations of the optimal mode.

Вступ. Розвиток гідроакмулюючих електростанцій (ГАЕС) в Україні набуває особливої актуальності. Військові дії призвели до руйнування багатьох енергетичних об'єктів, що створює гострий дефіцит потужностей та потребу у відновленні та стабілізації енергосистеми. ГАЕС можуть відіграти ключову роль у забезпеченні енергетичної безпеки, дозволяючи накопичувати енергію в періоди низького навантаження та оперативного використовувати її під час пікових навантажень або у разі аварій. Також війна посилила важливість енергетичної автономії та незалежності від зовнішніх джерел енергії. ГАЕС здатні допомогти в інтеграції відновлюваних джерел енергії (сонячних та вітрових станцій), що зменшує залежність від імпортованих енергоресурсів. Це особливо важливо в умовах, коли постачання газу, вугілля чи інших традиційних енергоносіїв може бути нестабільним або дорогим [1–4].

Питання дослідження та покращення

енергетичних характеристик оборотної гідромашини, заснованих на використанні рівняння енергетичного балансу, завжди залишалися актуальними. Сучасний підхід до проектування проточних частин включає проведення широких емпіричних і теоретичних досліджень для оцінки впливу геометричних параметрів на енергетичні показники гідромашини.

Підвищення ефективності гідротурбінного обладнання ГАЕС – важлива проблема, вирішення якої вимагає подальшого вдосконалення проточної частини (ПЧ) оборотної гідромашини. Необхідною складовою частиною проектування ПЧ є вибір ряду геометричних параметрів робочого колеса (РК) (меридіональні контури порожнини, вхідних і вихідних кромки лопаті та ін.) правильність якого істотно впливає на енергетичні показники. При виборі геометричних параметрів РК орієнтуються, зазвичай, на дослідні дані. Такий підхід не забезпечує належного узгодження геометричних параметрів РК,

наслідком чого найчастіше є як розбіжність розрахункового режиму з оптимальним, так і недостатньо високий рівень енергетичних показників [5–19].

Метою роботи є узгодження елементів ПЧ під час проєктування лопатевої системи РК оборотної гідромашини на задані параметри оптимального режиму. Завданням роботи є застосування рівнянь оптимального режиму для розрахункової оцінки кінематичних та енергетичних показників, аналізу їх формування та пошуку раціональних варіантів, що забезпечують задані вимоги до енергетичних показників РК оборотної гідромашини.

Основна частина. Для розрахунків параметрів оптимального режиму та аналізу умов його формування використовується опис робочого процесу за допомогою безрозмірних кінематичних комплексів з характерних перерізах ПЛ, структура яких впливає з теорії розмірності [20]:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{K_{HT}}{g} Q_i'^2 4; \quad (1)$$

$$Q_i' = \sqrt{\frac{g}{K_{HT} + K_h}}; \quad (2)$$

$$N_i' = \gamma \sqrt{\frac{g}{K_{HT} + K_h} \frac{K_{HT}}{K_{HT} + K_h}}. \quad (3)$$

У цих залежностях:

- коефіцієнт теоретичного натиску:

$$K_{HT} = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q \right) K_Q, \quad (4)$$

- коефіцієнта втрат:

$$K_h = K_{h_m} + a \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_{cn}}{S_0} - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2 + b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1} K_Q - \mu_m - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2, \quad (5)$$

- кінематичні параметри, що характеризують напрямок потоку в відносному русі перед РК і кут закрутки потоку за РК, визначаються формулами:

$$\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\beta}_1}{S_1} \right)_{\text{онт}} = \frac{\pi}{2} K_{r1}^2 K_Q - y, \quad (6)$$

$$\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_2}{S_2} = k \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} + (1-k) \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q - (1-k)\mu, \quad (7)$$

де $\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_{cn}}{S_0}, \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1}$ – безрозмірний параметр, що характеризує напрямок потоку, що формується НА і статором;

$$K_Q = \frac{\omega D^3}{Q} = \frac{\pi}{30} \frac{n'}{Q_i'} - \text{узагальнений режимний}$$

параметр;

k, λ і μ – гідродинамічні параметри просторової решітки РК [6].

Величини a, b в (4) визначаються геометрією вхідних елементів НА та РК, а коефіцієнт c – геометрією вихідних елементів лопаті РК. Докладніше зміст позначень наведено у роботах [18–20].

З урахуванням (1), (2), (4) та (5) вирази для гідравлічного ККД та наведеної витрати набувають вигляду:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{\frac{1-k}{2\pi} \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q \right) K_Q}{\frac{1-k}{2\pi} \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q \right) K_Q + K_{h_m} + \frac{1}{a \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_{cn}}{S_0} - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2 + b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1} K_Q - \mu_m - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2};$$

$$Q_i' = \sqrt{\frac{g}{\frac{1-k}{2\pi} \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q \right) K_Q + K_{h_m} + \frac{1}{a \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_{cn}}{S_0} - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2 + b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1} K_Q - \mu_m - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2}}.$$

$$Q_i' = \sqrt{\frac{g}{\frac{1-k}{2\pi} \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} + \mu - \frac{\pi}{2} \Lambda^2 K_Q \right) K_Q + K_{h_m} + \frac{1}{a \left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_{cn}}{S_0} - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2 + b \left(\frac{\pi}{2} K_{r1} K_Q - \mu_m - \frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)^2 + c \left(\frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q - \mu \right)^2}}.$$

Параметри оптимального режиму знаходяться на умовах максимуму ККД:

$$\frac{\partial \eta_{\Gamma}}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial \eta_{\Gamma}}{\partial K_Q} = 0.$$

Нижче, з метою спрощення аналізу, наводяться формули для $K_{Q \text{онт}}$, $\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)_{\text{онт}}$ отриманих у припущенні сталості коефіцієнта втрат в НА в діапазоні відкриттів $a_0 = \text{const}$, що охоплюють режим оптимального гідравлічного ККД.

Формули, що виражають залежності, $\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\beta}_1}{S_1} \right)_{\text{онт}}$, $\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_2}{S_2} \right)_{\text{онт}}$, $K_{HT \text{онт}}$, $K_{h \text{онт}}$, $Q_i'_{\text{онт}}$, $n'_{\text{онт}}$, $N'_{i \text{онт}}$ від гідродинамічних параметрів РК і ККД виходять шляхом підстановки виразів $K_{Q \text{онт}}$ і $\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1} \right)_{\text{онт}}$

рівняння (1)–(7).

Рівняння гідравлічного ККД на оптимальному режимі знаходиться шляхом підстановки $K_{HT\text{ опт}}$, $K_{h\text{ опт}}$ і $Q'_{I\text{ опт}}$ в (1).

$$K_{Q\text{ опт}} = \frac{(1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}\mu_m - \pi\left(\frac{(1-\eta_{\text{опт}})^2}{4\pi^2 b} + (1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}K_{r1}\right) - \frac{-(1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}\mu - 2\pi^2 c\lambda^2\eta_{\text{опт}}^2\mu}{+\pi\left(-(1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}\lambda^2 - \pi^2 c\lambda^4\eta_{\text{опт}}^2\right)}}{\quad} \quad (8)$$

$$\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1}\right)_{\text{опт}} = -\mu_m + \left(\frac{(1-\eta_{\text{опт}})}{2\pi\eta_{\text{опт}}} + \pi b K_{r1}\right) \times \frac{(1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}\mu_m - (1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}\mu - 2b\pi\left(\frac{(1-\eta_{\text{опт}})^2}{4\pi^2 b} + (1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}K_{r1} - \frac{-2\pi^2 c\lambda^2\eta_{\text{опт}}^2\mu}{-(1-\eta_{\text{опт}})\eta_{\text{опт}}\lambda^2 - \pi^2 c\lambda^4\eta_{\text{опт}}^2}\right)}{\quad};$$

$$\frac{(1-\eta_{\text{опт}})^2}{4\pi^2\eta_{\text{опт}}^2} \left((\mu - \mu_m)^2 + \frac{(K_{hm} + c\mu^2)}{b} \right) + \frac{(1-h_{\text{опт}})}{\eta_{\text{опт}}} \times \left((\mu - \mu_m)c\lambda^2\mu + (K_{hm} + c\mu^2)(K_{r1} - \lambda^2) \right) + \pi^2 c^2 \lambda^4 \mu^2 - \pi^2 c \lambda^4 (K_{hm} + c\mu^2) = 0. \quad (9)$$

Вирази $K_{Q\text{ опт}}$, $\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_1}{S_1}\right)_{\text{опт}}$, $\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\beta}_1}{S_1}\right)_{\text{опт}}$,

$\left(\frac{\text{ctg}\tilde{\alpha}_2}{S_2}\right)_{\text{опт}}$, $K_{HT\text{ опт}}$, $K_{h\text{ опт}}$, $Q'_{I\text{ опт}}$, $n'_{I\text{ опт}}$, $N'_{I\text{ опт}}$,

$K_{h\text{ уд опт}}$, $K_{h\text{ цпр опт}}$ залежно від гідродинамічних параметрів решітки РК знаходяться шляхом підстановки, знайденого з (9), значення максимального гідравлічного ККД $\eta_{\text{опт}}$ (1)–(7).

Гідродинамічні параметри просторових решіток РК, що входять до рівнянь оптимального режиму (1)–(7) залежать від геометричних параметрів елементарних решіток. Найбільш просто зв'язок гідродинамічних параметрів просторових решіток РК з її геометричними параметрами перебувають у припущенні незмінності поверхонь течії в порожнині РК при зміні режиму роботи ГТ.

Наведені вище формули (1)–(7) для визначення $Q'_{I\text{ опт}}$, $n'_{I\text{ опт}}$, $N'_{I\text{ опт}}$, $\eta_{\text{опт}}$, кінематичних та енергетичних характеристик потоку – є основою для аналізу умов формування оптимального режиму узгодження елементів ПЧ.

Гідродинамічні параметри просторових решіток

РК K_{r1} і μ_m є інтегральними характеристиками вхідної геометрії лопаті. При цьому K_{r1} визначається в основному розташуванням вхідної кромки меридіональної проекції, а параметр μ_m є узагальненою (інтегральною) характеристикою кута безударного обтікання.

Гідродинамічні параметри λ та μ характеризують геометрію вихідної кромки лопаті. Параметр μ є інтегральною характеристикою розподілу вихідних геометричних кутів уздовж вихідної кромки, а параметр λ визначається розташуванням вихідної кромки меридіональної площини.

Внесення змін до геометрії лопаті призводить до зміни гідродинамічних параметрів її просторових решіток.

На рис. 1 представлені результати чисельного впливу геометрії вихідної частини лопаті на параметри оптимального режиму в широкому діапазоні швидкохідності РО45–РО500. Графік ілюструє закономірну зміну параметра $K_{Q\text{ опт}}$ у зв'язку зі зміною геометрії вихідної частини лопаті, що визначається узагальненою гідродинамічною

характеристикою $\frac{\mu}{\lambda^2}$.

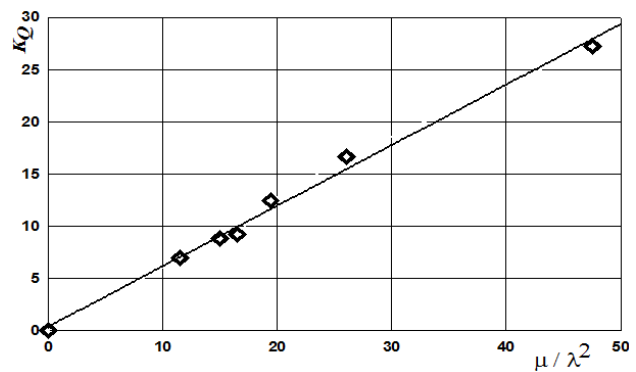


Рис. 1. Вплив узагальненого гідродинамічного параметра робочого $\frac{\mu}{\lambda^2}$ на режимний параметр $K_{Q\text{ опт}}$

На рис. 2 представлені результати чисельного дослідження впливу вхідної геометрії лопаті РК при заданих обрисах меридіональних її порожнини.

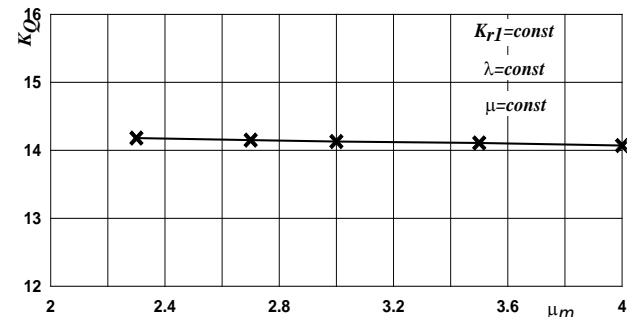


Рис. 2. Вплив вхідної геометрії лопаті на режимний параметр $K_{Q\text{ опт}}$, при фіксованих параметрах вихідної кромки $\lambda = \text{const}$, $\mu = \text{const}$, а також $K_{r1} = \text{const}$

Як випливає з графіків вплив параметрів μ_m і K_{r1} на величину $K_{Q\text{ опт}}$ мало. Таким чином, зміна вхідної

частини лопаті слабо впливає на координату $K_{Q_{\text{опт}}}$ оптимального режиму.

Висновок про незначний вплив вхідної геометрії лопаті на параметр $K_{Q_{\text{опт}}}$ можна отримати з аналізу формули (8). Для зручності такого аналізу попередньо

спростимо її, вважаючи $b = \frac{1}{2\pi^2 K_{r1}}$, $c = \frac{1}{2\pi^2 K_{r2}}$ і $K_{r2} = \lambda^2$ [4; 6; 7]. При таких припущеннях (8) набуде вигляду:

$$K_{Q_{\text{опт}}} = \frac{\mu - \mu_m (1 - \eta_{\text{опт}})}{\pi \left[\lambda^2 \left(1 - \frac{\eta_{\text{опт}}}{2} \right) + K_{r1} \left(\frac{\eta}{2} - \frac{1}{2\eta_{\text{опт}}} \right) \right]} \quad (10)$$

Малий вплив вхідних елементів лопаті на величину $K_{Q_{\text{опт}}}$, в порівнянні з вихідними, пояснюється тим, що співмножники при μ_m і K_{r1} (10) істотно менше співмножників при μ і λ^2 , визначальних вплив вихідної геометрії лопаті. Зі зростанням $\eta_{\text{опт}}$ коефіцієнти при μ_m і K_{r1} зменшуються. В області граничних значень гідравлічного ККД коефіцієнти μ_m та K_{r1} близькі до нуля.

Дані чисельного аналізу про вплив гідродинамічних параметрів ПЧ на параметри оптимального режиму повинні використовуватися як для профілювання лопатевої системи РК, з метою покращення енергетичних характеристик (підвищення потужності, рівня ККД та ін.), так і при модифікації лопатевої системи.

При профілюванні лопатевої системи на задані параметри n'_i вибір Q'_i положення вхідної кромки в меридіональній проекції (величина λ задана), обумовлює, відповідно (10), необхідну величину μ . Розподіл геометричних кутів уздовж вихідної кромки має забезпечувати необхідну величину гідродинамічного параметра μ . Зміна положення вихідної кромки (за умови збереження заданої величини $K_{Q_{\text{опт}}}$) викликає необхідність зміни вихідних кутів лопаті, щоб відповідно (10) забезпечувалася необхідна інтегральна величина μ .

Рівняння оптимального режиму (8)–(10) слід також використовувати у процесі модифікування РК з метою покращення енергетичних показників ГТ (підвищення потужності, рівня ККД тощо). Завдання

такого роду виникають у зв'язку із вимогами реконструкції ГАЕС. При реконструкції ГАЕС підвищення енергетичних якостей ГТ, найчастіше досягається шляхом внесення змін до геометрії лопатевої системи РК при незмінних геометричних параметрах органів, що підводять і відводять.

Пошук варіантів проточної частини, що забезпечують необхідні параметри при заданих меридіональних контурах порожнини робочого колеса, може бути таким:

- для визначеного положення вхідної кромки розраховується величина λ ;

- гідродинамічний параметр μ визначається за рівнянням оптимального режиму (10);

- проводиться розрахунок кінематичних і енергетичних параметрів для оптимального режиму;

- на основі аналізу отриманих даних на оптимальному режимі (включаючи умови обтікання вхідної та вихідної кромки, величину ударних і циркуляційних втрат тощо) приймається рішення щодо модифікації вхідної частини лопаті та оцінюється ця модифікація. Після змін у вхідній частині лопаті параметри оптимального режиму розташовуються поблизу центрального променя

$\frac{n'_i}{Q'_i} = \text{const}$ поля універсальної характеристики, що полегшує пошук прийнятних варіантів проточної частини;

- приймається рішення про необхідність розробки нових меридіональних обрисів порожнини робочого колеса.

Якщо це потрібно, такий порядок розрахунку застосовується і для нових обрисів меридіональної порожнини. Такий підхід до багатоваріантного аналізу на основі формул оптимального режиму дозволяє вибрати найбільш прийнятні варіанти проточної частини гідротурбіни і є важливою складовою процесу її проєктування.

Представлені залежності використано для розрахункової оцінки кінематичних та енергетичних характеристик проточних частин гідротурбін РО230, РО310, РО500, а також високонапірних оборотних гідромашин ОРО200 та ОРО500 (як для базових, так і для модифікованих варіантів проточної частини). Результати розрахунків зведені у табл. 1.

Таблиця 1 – Кінематичні та енергетичні характеристики проточних частин гідротурбін та оборотних гідромашин

Тип проточної частини/ Параметри	РО230	РО310	РО500	ОРО200	ОРО500 базовий варіант	ОРО500 модифікований варіант
K_Q	12,15	17,9	30	31,18	53,49	54,80
n'_i	65	64,7	62,76	92,16	80	79
Q'_i	0,561	0,379	0,219	0,309	0,147	0,150
η_{Γ}	94,5	95,2	95,3	94,8	87,3	89,5
λ	0,69	0,6	0,52	0,53	0,46	0,45
μ	9,3	10	11,9	10,79	15,6	15,6
μ_m	2,4	3,6	3,9	3,3	3,9	4,6
$\text{ctg}\beta_1$	0,702	0,614	0,402	3,719	2,150	2,456
$\text{ctg}\beta_2$	3,4	3,41	2,66	2,961	2,487	2,487
$\text{ctg}\alpha_1$	2,352	2,76	3,368	3,136	3,511	3,345
$\text{ctg}\alpha_2$	0,08	0,04	0,17	0,721	0,292	0,360

Висновки: Підтверджено доцільність використання нового підходу до вибору геометричних параметрів РК, заснованого на прогнозуванні та аналізі кінематичних і енергетичних характеристик робочих коліс оборотних гідромашин в оптимальному режимі. Розрахунковий аналіз узгодженості елементів РК виконується за допомогою безрозмірних кінематичних параметрів, що дозволяє уникнути складних обчислень обтікання лопатевих систем. Також запропоновано методичну схему чисельного експерименту для пошуку раціональних варіантів лопатевої системи РК, яка забезпечує необхідні параметри для оптимального режиму. В подальшому уточнюються енергетичні характеристики за допомогою програм чисельного дослідження просторового потоку. Застосування програмних комплексів дозволяє більш ефективно аналізувати характер течії в елементах водопроводу оборотних гідромашини, забезпечуючи тим самим коректні результати досліджень.

Список літератури

1. Про затвердження Національного плану дій з відновленої енергетики на період до 2030 року та плану заходів з його виконання. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/761-2024-%D1%80#Text> (дата звернення: 08.10.2024).
2. Україна – енергетичний хаб Європи. Уряд схвалив Енергетичну стратегію до 2050 року. URL: <https://mev.gov.ua/novyna/ukrayina-enerhetychnyy-khab-yevropy-uryad-skhvalyv-enerhetychnu-stratehiyu-do-2050-roku> (дата звернення: 08.10.2024).
3. Чи зможе «зелена» енергетика стимулювати відновлення бізнесу під час та після війни. URL: <https://mind.ua/publications/20254393-chi-zmozhe-zelena-energetika-stimulyuvati-vidnovlennya-biznesu-pid-chas-ta-pislya-vijni> (дата звернення: 08.10.2024).
4. Відновлення та розвиток відновленої енергетики після війни. Дискусія. URL: <https://lcf.ua/news/1196> (дата звернення: 08.10.2024).
5. Sokol Ye., Cherkashenko M., Drankovskiy V. Control and energy models of reversible hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 2. P. 4–11. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.01
6. Рябенко О. А., Клюха О. О., Тимошук В. С. Роль ГАЕС в роботі енергосистем. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах.* Київ. 2014. № 2. С. 167–170.
7. Кучерява І. М., Сорокіна Н. Л. Шляхи регулювання графіків навантаження та управління споживанням електричної енергії. *Гідроенергетика України.* 2007. № 4. С. 36–44.
8. Ландау Ю. А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы.* Харьков. 2014. Т. 53, вып. 40. С. 82–86.
9. Sun H., Xiao R. F., Yang W., Liu W. C. The optimal model of misaligned guide vanes for a particular pump-turbine. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Vol. 15 (19–23 August 2012, Beijing, China).* doi: 10.1088/1755-1315/15/3/032037
10. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul).* Istanbul, 2020. P. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
11. Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series.* 2015. Vol. 579.
12. Cavazzini G., Houdeline J., Pavesi G., Teller O., Ardizzone G. Unstable behaviour of pump-turbines and its effects on power regulation capacity of pumped-hydro energy storage plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2018. Vol. 94. P. 399–409.
13. Дедков В. Н. Определение расчетных параметров обратимых гидромашин для диапазона напоров $H = 70\text{--}700$ м. *Проблемы машиностроения.* 2008. Т. 11, № 1. С. 7–11.
14. Hasmatuchi V. *Hydrodynamics of a pump-turbine operating at off-design conditions in generating mode.* Lausanne: École polytechnique fédérale de Lausanne, 2012. 168 p.
15. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering.* 2015. Vol. 5. P. 399–410.
16. Khorev O. Numerical study of fluid flow in a spiral chamber of aradial-axial hydraulic machine. *East European Journal of Advanced Technology.* 2013. No. 1/8. P. 41–45.
17. Yang W., Xiao R. Multiobjective Optimization Design of a Pump–Turbine Impeller Based on an Inverse Design Using a Combination Optimization Strategy. *Journal of Fluids Engineering.* 2014. Vol. 136. P. 014501-1–014501-9.
18. Тиньянова І. І., Рєзва К. С., Дранковський В. Е. Визначення гідродинамічних характеристик оборотних гідромашин на основі методів математичного моделювання. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 1. P. 58–66. doi: 10.20998/2411-3441.2021.1.07
19. Кольчєв В. А., Дранковський В. Э., Мараховський М. Б. *Расчет гидродинамических характеристик направляющих аппаратов гидротурбины.* Харьков: НТУ «ХПИ», 2002. 216 с.
20. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical reseach of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2017. No. 7 (1229). P. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
21. Tynianova I., Rezvaya K., Drankovskiy V., Savenkov D., Tynyanov O. Design of highly efficient water passage of pump-turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 2. P. 38–43. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.05

References (transliterated)

1. *Pro zatverdzhennya Natsional'noho planu diy z vidnovlyuvanoyi enerhetyky na period do 2030 roku ta planu zakhodiv z yoho vykonannya* [On approval of the National Renewable Energy Action Plan for the period up to 2030 and the action plan for its implementation]. Available at: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/761-2024-%D1%80#Text> (accessed 08.10.2024).
2. *Ukrayina – enerhetychnyy khab Yevropy. Uryad skhvalyv Enerhetychnu stratehiyu do 2050 roku* [Ukraine is the energy hub of Europe. The government has approved the Energy Strategy until 2050]. Available at: <https://mev.gov.ua/novyna/ukrayina-enerhetychnyy-khab-yevropy-uryad-skhvalyv-enerhetychnu-stratehiyu-do-2050-roku> (accessed 08.10.2024).
3. *Chi zmozhe «zelena» enerhetyka stimulyuvaty vidnovlennya biznesu pid chas ta pislya viyny* [Can "green" energy stimulate business recovery during and after the war]. Available at: <https://mind.ua/publications/20254393-chi-zmozhe-zelena-energetika-stimulyuvaty-vidnovlennya-biznesu-pid-chas-ta-pislya-vijni> (accessed 08.10.2024).
4. *Vidnovlennya ta rozvytok vidnovlyuvanoyi enerhetyky pislya viyny. Dyskusiya* [Restoration and development of renewable energy after the war. Discussion]. Available at: <https://lcf.ua/news/1196> (accessed 08.10.2024).
5. Sokol Ye., Cherkashenko M., Drankovskiy V. Control and energy models of reversible hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 4–11. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.01
6. Ryabenko O. A., Klyukha O. O., Tymoshchuk V. S. Rol' HAES v roboti enerhosystem [The role of PSP in the operation of power systems]. *Vymiryuval'na ta obchyslyuval'na tekhnika v tekhnolohichnykh protsesakh.* Kyiv. 2014, no. 2, pp. 167–170.
7. Kucheryava I. M., Sorokina N. L. Shlyakhy rehulyvannya hrifikiv navantazhennya ta upravlinnya spozhyvanniam elektrychnoyi enerhiyi [Ways of adjusting load schedules and controlling the consumption of electric energy]. *Hidroenerhetyka Ukrayiny.* 2007, no. 4, pp. 36–44.
8. Landau Yu. A. Osnovnye tendentsii razvitiya gidroenergetiki Ukrainy [The main trends in the development of hydropower in

- Ukraine]. *Nauchnye raboty*. Kharkov. 2014, vol. 53, issue 40, pp. 82–86.
9. Sun H., Xiao R. F., Yang W., Liu W.C. The optimal model of misaligned guide vanes for a particular pump-turbine. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Vol. 15 (19–23 August 2012, Beijing, China)*. doi: 10.1088/1755-1315/15/3/032037
 10. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul, 2020, pp. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
 11. Stefan D., Rudolf P. Proper Orthogonal Decomposition of Pressure Fields in a Draft Tube Cone of the Francis (Tokke) Turbine Model. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015, vol. 579.
 12. Cavazzini G., Houdeline J., Pavesi G., Teller O., Ardizzon G. Unstable behaviour of pump-turbines and its effects on power regulation capacity of pumped-hydro energy storage plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018, vol. 94, pp. 399–409.
 13. Dedkov V. N. Opredelenie raschetnykh parametrov obratimyykh gidromashin dlya diapazona naporov $N = 70\text{--}700$ m [Determination of the design parameters of reversible hydraulic machines for the range of head $H = 70\text{--}700$ m]. *Problemy mashinostroeniya*. 2008, vol. 11, no. 1, pp. 7–11.
 14. Hasmatuchi V. *Hydrodynamics of a pump-turbine operating at off-design conditions in generating mode*. Lausanne, École polytechnique fédérale de Lausanne Publ., 2012. 168 p.
 15. Rusanov A., Rusanov R., Lampart P., Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling. *Open Engineering*. 2015, vol. 5, pp. 399–410.
 16. Khorev O. Numerical study of fluid flow in a spiral chamber of aradial-axial hydraulic machine. *East European Journal of Advanced Technology*. 2013, no. 1/8, pp. 41–45.
 17. Yang W., Xiao R. Multiobjective Optimization Design of a Pump–Turbine Impeller Based on an Inverse Design Using a Combination Optimization Strategy. *Journal of Fluids Engineering*. 2014, vol. 136, pp. 014501-1–014501-9.
 18. Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Drankov'skyy V. E. Vyznachennya hidrodinamichnykh kharakterystyk oborotnykh hidromashyn na osnovi metodiv matematychnoho modelyuvannya [Determination of hydrodynamic characteristics of reversible hydraulic machines based on mathematical modeling methods]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 1, pp. 58–66. doi: 10.20998/2411-3441.2021.1.07
 19. Kolychev V. A., Drankovskiy V. E., Marakhovskiy M. B. *Raschet gidrodinamicheskikh kharakteristik napravlyayushchikh apparatov gidroturbiny* [Calculation of the hydrodynamic characteristics of the wicket gate of the hydraulic turbine]. Kharkov, NTU "KhPI" Publ., 2002. 216 p.
 20. Rezvaya K., Krupa E., Drankovskiy V., Potetenko O., Tynyanova I. The numerical reseach of the flow in the inlet of the high-head hydraulic turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: New solution in modern technologies*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 7 (1229), pp. 97–102. doi: 10.20998/2413-4295.2017.07.13
 21. Tynianova I., Rezvaya K., Drankovskiy V., Savenkov D., Tynianov O. Design of highly efficient water passage of pump-turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 2, pp. 38–43. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.05

Надійшла (received) 11.10.2024

Відомості про авторів / About the Authors

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

Дранковський Віктор Едуардович (Drankovskiy Viktor) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9011-2094>; e-mail: drankovskiy50@ukr.net

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

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

Ye. KRUPA, R. DEMCHUK

NUMERICAL STUDY OF FLOW PARAMETERS IN THE HIGH-HEAD FRANCIS TURBINE

The scientific exploration of numerical computation regarding spatial flow within hydraulic machinery components is examined. A survey of contemporary software systems is conducted, and the benefits of their utilization over experimental studies are evaluated. It is indicated that the optimal approach involves a blend of experimental investigations and numerical simulation. This methodology facilitates the validation of simulation outcomes under real-world conditions and iteratively enhances the model based on acquired data. A review of the widely utilized Ansys software program is provided, emphasizing its pivotal features and capabilities for analyzing flow components of hydraulic turbines. An algorithm for computing flow parameters in hydraulic turbines using the Ansys software suite is outlined. The subject of this study is the high-head Francis hydraulic turbine Fr 500. The turbine's geometry was constructed employing a sector-based approach. This technique allows for significant simplification of calculations within the computational fluid dynamics framework, thereby reducing computational workload while preserving result accuracy. In selecting mathematical and turbulence models, a comprehensive analysis of the problem was undertaken, identifying models most suitable for the specific situation to ensure dependable numerical simulation outcomes. For spatial flow calculations in the turbine's flow component, the standard $k-\epsilon$ turbulence model was adopted. Considerable attention was devoted to mesh generation, as mesh quality strongly influences result accuracy and reliability. An unstructured mesh comprising tetrahedral-shaped cells was employed for discretizing the flow component, with local mesh refinement at the edges of the runner blades and guide vanes. As a result of numerical computations, the values of primary flow parameters for the design operating mode were determined. A visualization of the flow within the flow component is provided, alongside the assessment of hydraulic losses and turbine efficiency. The efficiency values obtained differ from corresponding experimental values by no more than 1%. A thorough examination of the flow structure within the flow path was conducted, yielding recommendations for adjusting the blade angle β_1 to reduce inlet impact losses.

Keywords: hydraulic turbine, spatial flow, numerical research, computational fluid dynamics, efficiency, hydraulic losses.

Є. С. КРУПА, Р. М. ДЕМЧУК

ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОТОКУ В ВИСОКОНАПІРНІЙ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВІЙ ГІДРОТУРБІНІ

Розглянуто науковий напрямок чисельного розрахунку просторового потоку в проточних частинах гідравлічних машин. Проведено огляд сучасних програмних комплексів та проаналізовано переваги їх використання у порівнянні з експериментальними дослідженнями. Зазначено, що оптимальним рішенням є поєднання експериментальних досліджень та чисельного моделювання. Це дозволяє перевірити результати моделювання в реальних умовах і вдосконалити модель на основі отриманих даних. Виконано огляд широко використовуваної програми Ansys, виділено її ключові характеристики та можливості для аналізу проточних частин гідравлічних турбін. Представлено алгоритм розрахунку параметрів потоку в гідравлічних турбінах з використанням програмного комплексу Ansys. Об'єктом дослідження в даній роботі є високонапірна радіально-осьова гідротурбіна РО 500. Побудовано геометрію гідравлічної турбіни з використанням секторного підходу. Цей метод дозволяє значно спростити розрахунки в межах обчислювальної динаміки рідини і зменшити об'єм обчислень без втрати точності результатів. Для вибору математичної моделі та моделі турбулентності проведено докладний аналіз задачі та вибрані моделі, які найкраще відповідають конкретній ситуації, щоб забезпечити надійні результати чисельного моделювання. Для розрахунку просторового потоку в проточній частині гідротурбіни було обрано стандартну $k-\epsilon$ модель турбулентності. Велику увагу приділено створенню обчислювальних сіток, якість яких сильно впливає на точність та надійність отриманих результатів. Для дискретизації проточної частини використано неструктуровану сітку з комірками тетраедральної форми, з локальним згущенням сітки біля кромки лопатей робочого колеса та лопаток направляючого апарату. В результаті чисельного розрахунку були розраховані значення основних параметрів потоку для розрахункового режиму роботи. Представлена картина течії в проточній частині, та отримано значення гідравлічних втрат та коефіцієнту корисної дії гідротурбіни. Отримані значення коефіцієнту корисної дії мають розбіжність з аналогічними експериментальними значеннями не більше 1%. Проведено всебічний аналіз структури потоку в проточній частині. Запропоновано рекомендації щодо зміни кута лопаті β_1 для зменшення ударних втрат на вході в робоче колесо.

Keywords: гідротурбіна, просторовий потік, чисельне дослідження, обчислювальна динаміка рідини, коефіцієнт корисної дії, гідравлічні втрати.

Introduction. Modern hydraulic machines, particularly hydraulic turbines and pumps, play a pivotal role in electricity generation and various industrial processes. To optimize their performance and enhance efficiency, detailed modeling of liquid flow within the components of these machines is essential. In this context, contemporary computational fluid dynamics (CFD) software suites have become indispensable tools in engineering research.

There exists a plethora of CFD software packages, including Ansys Fluent, Open FOAM, Star-CCM+, among others. The selection of a specific software suite depends on task requirements, available resources, and the user's expertise level. These tools empower engineers and researchers to analyze and optimize hydraulic machines by simulating fluid flow [1–10].

Advantages of Numerical Modeling.

Experimental studies:

1. Limitations in accuracy. Experimental studies are often constrained by the precision of instruments and external conditions that may influence results.
2. High costs. Conducting experiments can incur significant expenses and time, especially when specialized equipment or conditions are necessary.
3. Restricted variability. Experiments may be limited by factors that can be manipulated or measured, thereby restricting exploration of diverse scenarios.

Numerical Simulation:

1. Enhanced accuracy. Numerical modeling yields highly accurate results as it relies on mathematical models and calculations.
2. Cost-efficiency. Utilizing numerical simulation

software is generally more economical and cost-effective than conducting physical experiments.

3. Increased flexibility. Numerical simulations facilitate easy adjustment of study parameters and conditions, allowing for exploration of a broader spectrum of scenarios.

4. Safety and environmental considerations. In situations where research poses risks to human safety or the environment, numerical simulation offers a safer alternative.

Often, the optimal approach involves a combination of experimental research and numerical modeling. This allows for validation of simulation outcomes under real-world conditions and refinement of the model based on empirical data [3].

In the contemporary scientific and engineering landscape, numerical modeling stands as a crucial tool for acquiring new knowledge and addressing complex challenges. Consequently, numerical modeling continues to hold a central position in the advancement of science and technology.

Object of study. The object of research in this study is the flow path of the Fr 500-V-100 radial-axial (Francis) hydraulic turbine, which includes its inlet, runner, and outlet components.

General concepts of using the Ansys program to study the energy characteristics of hydro turbines. In this work, a numerical study of the spatial flow in the flow part of the radial-axial hydro turbine was performed using the Ansys software complex.

The Ansys program is a powerful engineering tool that has found wide application in researching the energy characteristics of hydraulic machines. With the help of Ansys, engineers and researchers can perform detailed numerical calculations, flow simulations in turbines, and evaluate their performance.

The algorithm for calculating the spatial flow in hydro turbines using Ansys [10]:

1. Preparation of the geometry of the turbine. The first stage is to create a three-dimensional geometry of the hydro turbine. This includes creating an accurate model of the flow part of a hydro turbine in one of the CAD complexes. Geometry plays a key role in the accuracy of calculations, so it is necessary to pay special attention to this stage.

2. Mesh (grid) geometry. For numerical calculations of water flow, it is necessary to create a mesh that divides the geometry into many finite elements. The mesh must be adapted to the characteristics of the hydro turbine and take into account the complex structure of the flow at the edges of the blades and other parts [5].

3. Determination of boundary conditions. Boundary conditions are set according to the operating conditions of the hydro turbine. This includes specifying the initial velocities and pressures, as well as taking into account the inlet and initial boundary conditions [10].

4. Selection of turbulence model. Different turbulence models can be chosen in Ansys depending on the characteristics of the flow. For example, the $k-\epsilon$ or SST (Shear-Stress Transport) model can be used to account for turbulent phenomena [2].

5. Solving the Navier-Stokes equations. After setting the boundary conditions and selecting the turbulence model Ansys solves the system of Navier-Stokes equations that describe the fluid movement inside a hydro turbine. This allows determination of velocities and pressures at each point in the flow.

6. Analysis of the results. After completing the calculations, you can analyze the results. This includes evaluating the turbine's performance, determining the energy performance, and identifying potential problems such as cavitation or vibrations.

Using Ansys for studying the energy characteristics of hydro turbines empowers engineers and researchers to acquire deeper insights into internal turbine processes, facilitating design optimization for enhanced efficiency and reliability.

This tool assumes a significant role in contemporary hydro turbine development, contributing to the advancement of more efficient renewable energy sources.

Creation of a geometric model of the flow section of Fr 500-V-100. Various CAD (Computer-Aided Design) programs are utilized to construct 3D models.

CAD systems, as specialized software tools, facilitate the creation, editing, and analysis of computer models, represented as 2D and 3D images. In mechanical engineering, CAD systems play a pivotal role in assisting engineers and designers in product development and refinement [1–3].

The analysis of flow in hydraulic machines refers to the internal hydraulic flow, necessitating the import of the geometric model of the flow section into the Ansys program. A crucial requirement for the model is its representation of the internal volume as a solid model.

During the initial design phase, a comprehensive 3D model of the Fr 500-V-100 hydro turbine was constructed using the SolidWorks CAD program (refer to Fig. 1).

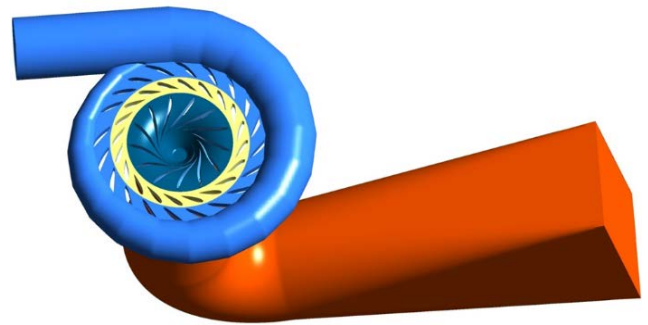


Fig. 1. 3D model of the Fr 500-V-100 hydro turbine

For subsequent calculation of spatial flow within the hydro turbine, a sector-based geometry approach was employed. When modeling flow within the flow path of a hydro turbine featuring complex three-dimensional geometry, such as the Fr 500 hydro turbine, dividing the geometry into sectors proves to be an effective strategy.

This method substantially simplifies calculations within the realm of computational fluid dynamics while reducing computational workload without compromising result accuracy [1–4].

Advantages of sectoring:

- segmenting the turbine into sectors enables the

consideration of only a portion of the geometry, thereby decreasing computational effort and resource requirements;

- through meticulous separation and modeling of transitions between sectors, the accuracy of results is maintained at a high level;

- simulating flow within each sector facilitates the examination of interactions between them, enabling evaluation of their collective impact on the overall performance of the hydraulic turbine.

Sectoring process:

1. Geometric segmentation. The hydro turbine undergoes segmentation into sectors, typically in the form of equal angular divisions or divisions tailored to the design's characteristics. These sectors encompass components such as blades, chambers, and other elements.

2. Creation of individual models. A distinct model is generated for each sector, incorporating mesh structures, boundary conditions, and flow parameters, which may vary depending on operational conditions.

3. Modeling within each sector. Initially, calculations are conducted independently within each sector. This approach enables the assessment of flow characteristics within individual sectors.

4. Interactions among sectors. Subsequently, results from sector-specific simulations are merged to account for interactions among sectors. This involves considering the influence of flow from one sector on neighboring sectors.

Sectoring constitutes an important method in numerically simulating hydro turbines, facilitating adherence to accuracy requirements while reducing computational complexity.

Consideration of the segmentation of elements within the flow path of the Fr 500-V-100 hydraulic turbine:

a) Guide vane:

The guide vane consists of 20 symmetrically shaped blades and is shown in Fig. 2, *a*. One cut sector (guide vane blade and interblade channels) is shown in Fig. 2, *b*.

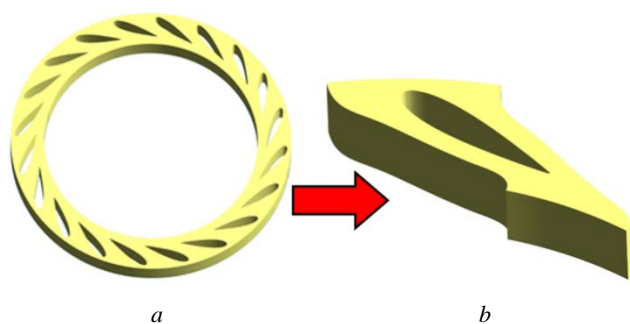


Fig. 2. Obtaining the calculated sector of the guide vane: *a* – 3D solid model of the guide vane; *b* – one calculated sector of the guide vane

b) Runner:

The runner consists of 13 blades. Its 3D solid model is shown in Fig. 3, *a*. To obtain one calculated sector (runner blade and inter-blade channels), the runner was dissected by two surfaces passing roughly along the middle of the inter-blade channels. This sector is presented in Fig. 3, *b*.

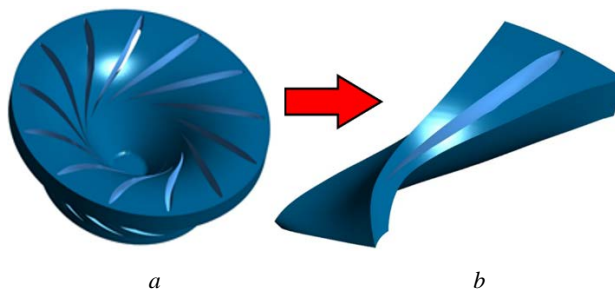


Fig. 3. Obtaining the calculated sector of the runner: *a* – 3D solid model of the runner; *b* – one calculated sector of the runner

Thus, the finalized geometry of the Fr 500-V-100 hydro turbine, incorporating calculated sectors, takes the following form (refer to Fig. 4).

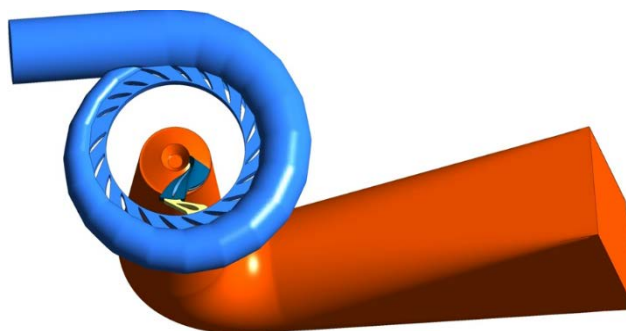


Fig. 4. Three-dimensional model of the Fr 500-V-100 hydro turbine, incorporating calculated sectors

Selection of mathematical and turbulence models.

The choice of mathematical and turbulence models is crucial for accurate fluid flow calculations in hydraulic machines using CFD programs, as the reliability of numerical modeling results depends on this selection [10].

Selection of mathematical model:

1. Models of fluid movement. Ansys offers various mathematical models to describe fluid motion, including the Navier-Stokes model, Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) models, and others. The selection of the model depends on the specific task and flow conditions.

2. Heat transfer calculation. If accounting for heat transfer in a hydraulic machine (e.g., a hydro turbine) is necessary, the choice of a mathematical model should also encompass the energy equations.

Selection of Turbulence Model:

1. *k-ε* model. This model quantifies turbulent kinetic energy and its dissipation in fluid flow. It is well-suited for turbulent flow calculations but may require significant computing hardware resources [3].

2. SST (Shear-Stress Transport) model. Combining the advantages of the *k-ε* model with the Reynolds Stress model, this model allows for more accurate consideration of turbulent effects in regions with significant changes in turbulent parameters [4].

3. LES (Large Eddy Simulation) model. Employed for more precise simulation of turbulent flow, particularly in regions with large vortices and irregular structures.

The selection of appropriate mathematical and turbulence models constitutes a pivotal stage in fluid flow

calculations in hydraulic machines. It dictates the accuracy and reliability of results while also influencing the computational resources required for simulation. A meticulous analysis of the problem is crucial to choose models that best fit the specific situation, ensuring dependable numerical simulation outcomes.

For the spatial flow calculation within the flow path of the Fr 500-V-100 hydro turbine, this study opts for the standard k-ε turbulence model.

Setting boundary conditions. The numerical experiment was conducted for a hydro turbine model with a runner diameter of $D_1 = 1$ m and a head of $H = 1$ m for the design operating mode of the hydro turbine (according to the universal characteristic Fr 500/3502-V-80).

The guide vane opening for the design mode was set to $a_0 = 62$ mm (for the runner diameter of $D_1 = 1$ m). Rotation speed is $n'_1 = 70$ rpm.

The following parameters were assigned to the boundaries of the calculation domains:

- at the inlet: the volumetric flow rate $Q'_1 = 266$ l/sec;
- on the walls: no-slip condition (velocity equals zero);
- at the outlet: the static pressure $P = 101325$ Pa.

Meshing. The creation of an accurate computational mesh stands as a fundamental stage in numerically modeling a hydro turbine using CFD programs. The quality of the computational mesh significantly impacts the accuracy and reliability of the obtained results [5–8].

Types of computational meshes:

1. Structured mesh. This mesh comprises regular geometric elements like cubes, parallelepipeds, or prisms and finds utility in relatively simple geometry shapes. Structured meshes are straightforward to generate and offer good accuracy in regular areas.

2. Unstructured mesh. Employed for complex geometries with irregular shapes, unstructured meshes incorporate triangles, quadrilaterals, and other irregular elements. This mesh type facilitates the comprehensive description of intricate areas.

Mesh cell types:

1. Tetrahedral cells. Comprising four triangular faces, tetrahedral cells are primarily used for irregular geometries.

2. Hexahedral cells. Featuring six square faces, hexahedral cells are employed in structured grids or to depict regular geometries.

3. Polygon cells. Enabling the creation of highly complex shapes to describe geometry details, polygon cells can pose processing challenges.

In this study, an unstructured mesh with tetrahedral cells, incorporating local mesh refinement near the edges of the runner and guide vanes, was employed to discretize the flow section.

Prismatic cells were utilized on the walls of the calculation domains to effectively capture the boundary layer.

Results of a numerical study on the flow in the Fr 500-V-100 hydro turbine. Ansys provides a broad array of tools for visualizing the results of numerical

simulations, facilitating the analysis and interpretation of obtained data [11–12]. The program enables the creation of visual representations of fluid flow, speed distribution, pressure, temperature, and other parameters within a hydro turbine. The Ansys graphical interface simplifies the customization of graphics, the generation of animations, and the creation of user-friendly reports, aiding in a better understanding of results and informed engineering decisions. Fig. 5 through 13 depict visualizations of the results of spatial flow calculations in the Ansys program.

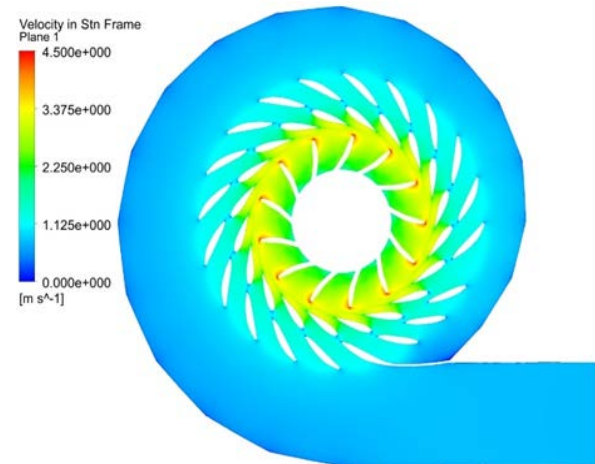


Fig. 5. Distribution of the absolute velocity in the middle section along the height of the guide vane

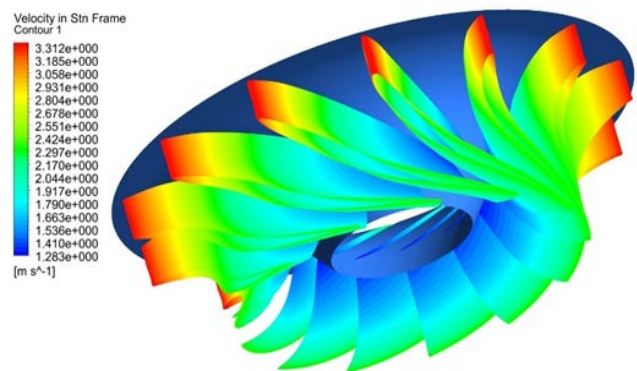


Fig. 6. Distribution of the absolute velocity along the surfaces of the runner blades

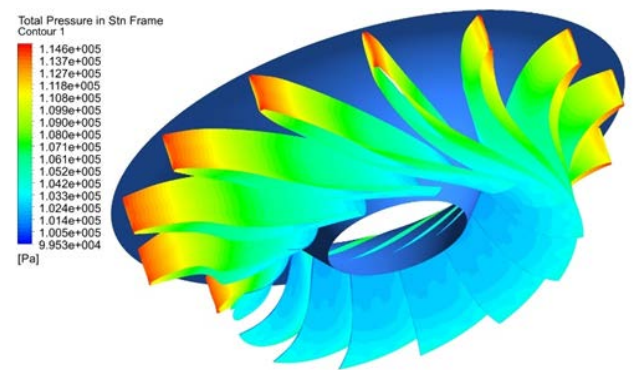


Fig. 7. Distribution of the total pressure along the surfaces of the runner blades

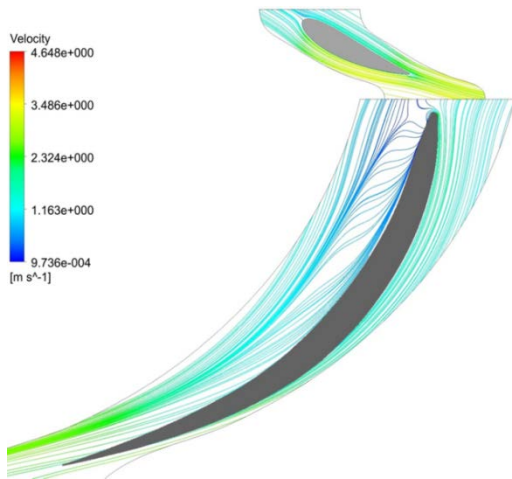


Fig. 8. Relative velocity contours in the guide vane and runner

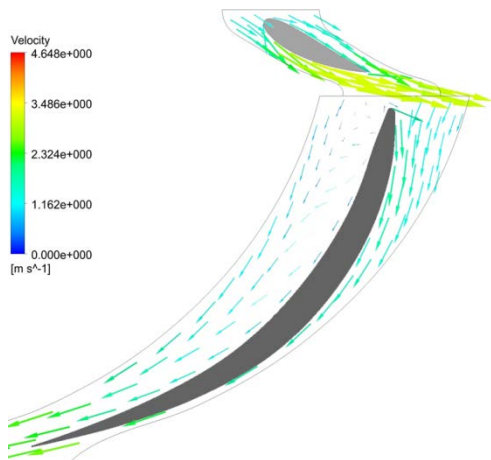


Fig. 9. Relative velocity vectors in the guide vane and runner

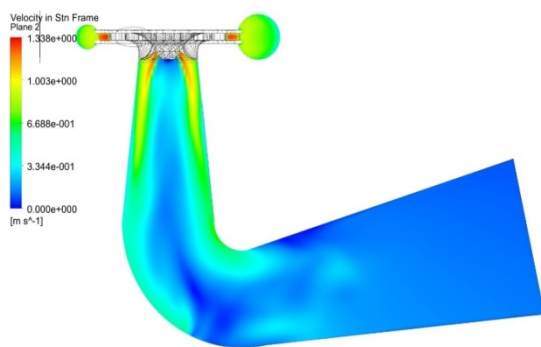


Fig. 10. Distribution of the absolute velocity in the section of the draft tube

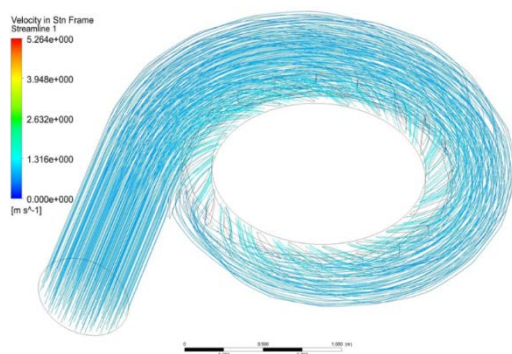


Fig. 11. Fluid movement streamlines in the inlet

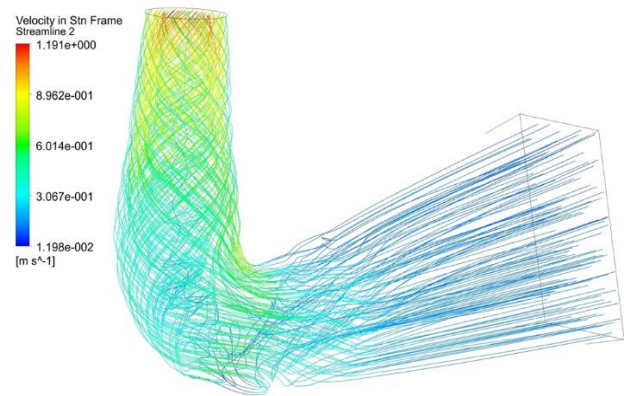


Fig. 12. Fluid movement streamlines in the draft tube

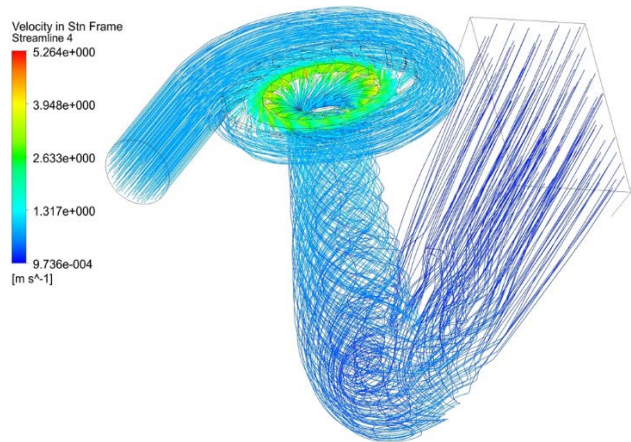


Fig. 13. Fluid movement streamlines in the flow path of the Fr 500-V-100 hydro turbine

Calculation of hydraulic losses. The Ansys program offers tools for accurately computing the hydrodynamic parameters of a hydro turbine, including hydraulic losses. Hydraulic losses encompass pressure losses distributed throughout the hydro turbine's geometry due to fluid resistance and friction. Accurately determining these losses is crucial for assessing the efficiency and operational characteristics of the hydro turbine [10].

The total losses in the inlet and draft tube were computed as the difference between the total energy at the inlet and outlet, divided by the specific gravity [10].

$$h = \frac{P_{in} - P_{out}}{\rho g} \quad (1)$$

The total losses in the runner were determined using the formula:

$$h_r = 1 - \eta_{hyd} = 1 - \frac{N_{ef}}{\rho g Q_r H_r} = 1 - \frac{M \omega}{\rho g Q_r H_r} \quad (2)$$

The hydraulic efficiency of the Fr 500-V-100 hydro turbine was determined using the formula [10]:

$$\eta_{hyd} = \frac{N_{ef}}{\rho g Q H} = \frac{M \omega}{\rho g Q H} \quad (3)$$

After performing the numerical calculation, the value of the moment on the shaft of the hydraulic unit M was

obtained. The value of the moment was used to calculate the hydraulic efficiency (formula 3).

Table 1 shows data on the amount of losses in the flow path of the hydro turbine Fr 500-V-100 in the designed mode of operation.

Table 2 shows a comparison of the values of the hydraulic efficiency obtained by numerical experiment and the efficiency based on the universal characteristic in the designed mode.

Table 1 – Hydraulic losses in the flow path

Elements of the flow path	Losses, %
Inlet (stator + SK + NA)	5.0
Runner	3.1
Draft tube	2.9

Table 2 – Hydraulic efficiency of the Fr 500-V-100

	Efficiency, %
Hydro turbine efficiency (as per the universal characteristic Fr 500/3502-V-80)	89
Hydro turbine efficiency (as per the numerical experiment results)	88.4

Analysis of numerical simulation results. The analysis of numerical simulation results in the Ansys program is pivotal in engineering research, offering deep insights into the physical processes occurring inside the hydro turbine and facilitating the evaluation of its performance and efficiency.

Upon analyzing the results of the numerical calculation of three-dimensional flow in the flow section of the Fr 500-V-100 hydro turbine, the following specific observations clarify the flow structure:

- the flow structure in the spiral case appears uniform without significant vortex formations (Fig. 5);

- the uniform flow can be observed in the vicinity of the stay and guide vanes, devoid of noticeable flow breaks (Figs. 5, 8–9);

- velocity peaks manifest at the inlet edges of the runner blades (Fig. 5–6);

- pressure distribution on the surfaces of the runner blades is uniform, with minimum pressure values observed on the backside of the blades along the upper rim and the outlet edge (Fig. 7);

- Figs. 8 and 9 indicate a slight separation of flow on the runner blade, particularly on the front side closer to the inlet edge, where the flow levels off from the middle of the profile. Detecting such flow separations on the blade enables recommendations for adjusting the blade angle β_1 to mitigate shock losses at the runner inlet;

- the liquid flow in the draft tube exhibits non-uniform velocity values, particularly evident in the inlet cone (Figs. 10, 12). A small vortex bundle is observed in the input cone of the draft tube (Figs. 10, 12), with stagnant zones, where the flow rate is zero or close to zero, visible in the elbow and outlet diffuser of the draft tube (Fig. 10).

Figs. 12 and 13 display fluid movement streamlines in the draft tube, revealing leveled and stabilized flow in the outlet diffuser.

Fig. 13 provides a comprehensive overview of liquid movement throughout the flow path, facilitating flow structure analysis and recommendations for geometry adjustments to enhance the hydro turbine's energy performance.

Conclusions. A numerical experiment was conducted using the Ansys software complex for the designed mode of operation of the Fr 500-V-100 radial-axial (Francis) hydro turbine. The visualization of the flow in the flow section is presented, along with the values of hydraulic losses and turbine efficiency. The efficiency values obtained exhibit a discrepancy of no more than 1 % compared to similar experimental values.

A comprehensive analysis of the flow structure in the flow path was performed, leading to recommendations for adjusting the blade angle β_1 to mitigate impact losses at the runner inlet.

In conclusion, the Ansys software complex proves to be effective for numerically simulating the flow in the flow path of hydro turbines, conducting further analysis of the obtained results, and enhancing the structural elements of the flow section to improve turbine efficiency.

References

1. Krupa Y., Demchuk Y. Modern software for the numerical study of flow in hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 54–58.
2. Prabowoputra D. M., Prabowo A. R., Hadi S., Sohn J. M. Assessment of turbine stages and blade numbers on modified 3D Savonius hydrokinetic turbine performance using CFD analysis. *Multidiscipline Modeling in Materials and Structures.* 2021. Vol. 17, no. 1. P. 253–272. doi: 10.1108/MMMS-12-2019-0224
3. Крупа Е. С., Недовесов В. А. Современное состояние программных комплексов CFD для численного исследования пространственного потока в гидромашинах. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2019. No. 1. P. 98–103.
4. Роговий А. С., Азаров А. С., Толстий П. В. Числове моделювання картин течії газу та характеристики відцентрового компресора. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 2. P. 18–23.
5. Zhao M., Zhao W., Wan D. Numerical simulations of propeller cavitation flows based on OpenFOAM. *Journal of Hydrodynamics.* 2020. No. 32. P. 1071–1079.
6. Pandimani M., Geddada Y. Numerical nonlinear modeling and simulations of high strength reinforced concrete beams using ANSYS. *Journal of Building Pathology and Rehabilitation.* 2022. No. 7. P. 22–30.
7. Brijkishore, Khare R., Prasad V. Performance Evaluation of Kaplan Turbine with Different Runner Solidity Using CFD. *Advances in Intelligent Systems and Computing.* Singapore: Springer, 2020. P. 757–767. doi: 10.1007/978-981-13-8196-6_67
8. Kumar P., Saini R. P. CFD on Francis Turbine Under Different Load Conditions. *Lecture Notes in Civil Engineering.* 2024. Vol. 391. P. 461–468. doi: 10.1007/978-981-99-6616-5_52
9. Birajdar R., Keste A. Prediction of Flow-Induced Vibrations due to Impeller Hydraulic Unbalance in Vertical Turbine Pumps Using One-Way Fluid-Structure Interaction. *Journal of Vibration Engineering & Technologies.* 2020. No. 8. P. 417–430.
10. Krupa Y. Calculation of the spatial flow in the Francis high-head turbine using the CFD software package. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 2. P. 87–93.
11. ANSYS CFX: CFD Software. URL: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx> (дата звернення: 05.06.2024).
12. Tutorial Ansys – How to Make Simulation Fluid Flow by CFX YouTube. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=PfZ0opXcqAQ> (дата звернення: 05.06.2024).

References (transliterated)

1. Krupa Y., Demchuk Y. Modern software for the numerical study of flow in hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 54–58.
2. Prabowoputra D. M., Prabowo A. R., Hadi S., Sohn J. M. Assessment of turbine stages and blade numbers on modified 3D Savonius hydrokinetic turbine performance using CFD analysis. *Multidiscipline Modeling in Materials and Structures.* 2021, vol. 17, no. 1, pp. 253–272. doi: 10.1108/MMMS-12-2019-0224
3. Krupa E. S., Nedovesov V. A. Sovremennoe sostoyanie programnykh kompleksov CFD dlya chislenogo issledovaniya prostranstvennogo potoka v gidromashinakh [Actual status of CFD software complexes for numerical research of spatial flow in hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 1, pp. 98–103.
4. Rogovyi A. S., Azarov A. S., Tolsty P. V. Chyslove modelyuvannya kartyn techiyi hazu ta kharakterystyky vidtsentrovoho kompresora. [Numerical modeling of gas flow patterns and characteristics of a centrifugal compressor]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 2, pp. 18–23.
5. Zhao M., Zhao W., Wan D. Numerical simulations of propeller cavitation flows based on OpenFOAM. *Journal of Hydrodynamics.* 2020, no. 32, pp. 1071–1079.
6. Pandimani M., Gedda Y. Numerical nonlinear modeling and simulations of high strength reinforced concrete beams using ANSYS. *Journal of Building Pathology and Rehabilitation.* 2022, no. 7, pp. 22–30.
7. Brijkishore, Khare R., Prasad V. Performance Evaluation of Kaplan Turbine with Different Runner Solidity Using CFD. *Advances in Intelligent Systems and Computing.* Singapore, Springer Publ., 2020, pp. 757–767. doi: 10.1007/978-981-13-8196-6_67
8. Kumar P., Saini R. P. CFD on Francis Turbine Under Different Load Conditions. *Lecture Notes in Civil Engineering.* 2024, vol. 391, pp. 461–468. doi: 10.1007/978-981-99-6616-5_52
9. Birajdar R., Keste A. Prediction of Flow-Induced Vibrations due to Impeller Hydraulic Unbalance in Vertical Turbine Pumps Using One-Way Fluid–Structure Interaction. *Journal of Vibration Engineering & Technologies.* 2020, no. 8, pp. 417–430.
10. Krupa Y. Calculation of the spatial flow in the Francis high-head turbine using the CFD software package. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 2, pp. 87–93.
11. ANSYS CFX: *CFD Software.* Available at: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx> (accessed 05.06.2024).
12. *Tutorial Ansys – How to Make Simulation Fluid Flow by CFX YouTube.* Available at: <https://www.youtube.com/watch?v=PfZ0opXcqAQ> (accessed 05.06.2024).

Received 12.06.2024

Відомості про авторів / About the Authors

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

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

Д. В. РИМЧУК, С. В. ЦИБУЛЬКО, К. С. РЕЗВА

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ГЕРМЕТИЧНОСТІ ГАЗОВИХ СВЕРДЛОВИН, ОБЛАШТОВАНИХ ХВОСТОВИКАМИ

Розглянуто актуальну проблему фонтанної безпеки, що впливає на подальшу експлуатацію свердловин, а саме проблему їх негерметичності. Проаналізовано традиційні та сучасні технології, які використовуються для забезпечення герметичності газових свердловин (у тому числі і на морському шельфі), облаштованих хвостовиками, що одночасно перекривають газонапірні і водонапірні пласти. Детальніше розглянуто питання обов'язкового випробування обсадних колон двома способами: опресування після спуску і наступного цементування хвостовика та зниження рівня робочої рідини у стволі свердловини. Дані випробування призначені виявити факт герметичності свердловини і придатності її до подальшої експлуатації, або виявити факт негерметичності і одночасно зібрати дані для аналізу подальшого плану дій з подолання наслідків такої негерметичності. Розглянуто послідовність проведення випробувань обсадних колон з використанням кольтюбінгової установки вапарайзерного типу, що споживають зріджений азот. Представлено схеми об'язки свердловини при проведенні випробувань експлуатаційної колони. Відмічено особливості процесів опресування при закачуванні азоту в затрубний простір та в насосно-компресорну трубу. В результаті проведення розрахунку тиску закачування азоту (допустиме значення якого складало 80 % від тиску опресування експлуатаційної колони) та допустимого тиску в обсадних трубах, було побудовано порівняльний графік. Аналіз отриманих даних підтвердив доцільність проведення опресування за допомогою кольтюбінгової установки при закачуванні рідини в насосно-компресорні труби, в наслідок перевищення допустимого значення на глибині 3500 м. Визначено необхідність використання експлуатаційного пакеру, який було встановлено в насосно-компресорну трубу на рівні між головою хвостовика і продуктивним горизонтом, та проведення перфорування хвостовика через внутрішній простір насосно-компресорної труби з використанням гідропіскоструминного перфоратора.

Ключові слова: герметизація, хвостовик, випробування свердловини, кольтюбінгова труба, насосно-компресорна труба, пакер.

D. RYMCHUK, S. TSYBULKO, K. REZVA

ENSURING THE SEALING OF GAS WELLS EQUIPPED WITH LINER

The current problem of fountain safety, which affects the further well operation, namely the problem of their sealing, is considered. Traditional and modern technologies used to ensure the sealing of gas wells (including offshore wells), equipped with liners that simultaneously cover gas and water layers, are analysed. The issue of mandatory testing of casing strings in two ways is considered in more detail: pressing after lowering and cementing of the liner; lowering the level of the working fluid in the wellbore. These tests are intended to detect the fact of the well sealing and its suitability for further operation, or to detect the sealing fact and at the same time collect data for the analysis of the further action plan to overcome the consequences of such sealing. The sequence of testing casing strings using vaporizer-type coiled tubing installation that consumes liquefied nitrogen is considered. Schemes of well tying during tests of the production casing are presented. The peculiarities of the pressing process when nitrogen is injected into the annular space and into the tubing are noted. As a result of calculating of nitrogen injection pressure (the permissible value of which was 80 % of the testing pressure of the production casing) and the permissible pressure in the casing pipes, a comparative graph was constructed. The analysis of the received data confirmed the feasibility of pressing using a coiled tubing unit when pumping liquid into the tubing, as a result of exceeding the permissible pressure value at a depth of 3500 m. The need to use an operational packer, which was installed in the pipeline at the level between the head of the liner and the productive horizon, was determined. The necessity of perforating the liner through the inner space of the tubing using a hydraulic sandblasting perforator was confirmed.

Keywords: sealing, liner, well testing, coil tubing, tubing, packer.

Вступ. В даний час становище світової нафтогазовидобувної галузі таке, що поступово в розробку включаються нові родовища зі значним збільшенням глибин ствола свердловин, їх максимальним відходом забою від вертикалі та складнішими геологічними умовами буріння. Звідси випливають найбільш актуальні проблеми збереження внутрішнього діаметра конструкції ствола свердловини, своєчасної ізоляції пластів, зниження ризиків порушення цілісності експлуатаційних обсадних колон.

При цьому виникає гостра необхідність розробки сучасних технологій, що дозволяють мінімізувати економічні витрати на обладнання та час, необхідний для будівництва свердловини.

Проблема негерметичності свердловин вже не перший рік вивчається фахівцями, бо далеко не завжди їй надається належного значення. Багато фахівців вважають, що ці проблеми локальні в просторі і часі, внаслідок чого вони можуть бути легко вирішені в рамках існуючих ремонтних робіт. Ряд аварійних ситуацій демонструють, наскільки

активними можуть бути процеси прориву флюїду (в основному газу) по заколонному простору.

Як способи забезпечення герметичності запропоновані різні технічні рішення, пов'язані з використанням традиційних технологій і технологій, які тільки почали використовуватись у промисловості [1–5].

Згідно отриманого досвіду авторів зі спостереження за будівництвом газових свердловин з питань фонтанної безпеки, у тому числі і за будівництвом свердловин на морському шельфі, підкреслюється доцільність використання наступних технологій для забезпечення герметичності газових свердловин облаштованих хвостовиками, які одночасно перекривають газонапірні і водонапірні пласти [6–9]:

- обов'язкового випробування обсадних колон, споряджених хвостовиками двома способами – і внутрішнім тиском, і зниженням рівня рідини [10];

- проведення таких випробувань одразу після етапу спуску і цементування хвостовика (з урахуванням часу на ОТЦ – очікування тужавіння

цементу) перед етапом перфорування зони продуктивного горизонту, поки стінка хвостовика зберігає суцільність;

- використання для операції зі зниження рівня рідини колтубінгової установки для створення гнучкою колтубінговою трубою (ГНКТ) каналу із виносу рідини із свердловини [9];

- використання азотної установки для закачування азоту в затрубний простір ГНКТ і створення в ньому стиснутого середовища для витиснення свердловинної рідини через ГНКТ;

- надання переваги азотним установкам вапарайзерного типу, що споживають зріджений азот (з точки зору більшої точності контролю витрати азоту) [11];

- проведення спостережень за зміною рівня свердловинної рідини при відкритому стволі.

Методи випробування свердловин. Існує щонайменше два способи, щоб визначити герметичність ствола свердловини: опресування після спуску і наступного цементування хвостовика та зниження рівня робочої рідини у стволі свердловини.

Важлива роль при забезпеченні герметичності газових свердловин відводиться випробуванням ствола після спуску і наступного цементування хвостовика [12; 13]. Такі випробування призначені виявити факт герметичності свердловини і придатності її до подальшої експлуатації, або виявити факт негерметичності і одночасно зібрати данні для аналізу подальшого плану дій з подолання наслідків такої негерметичності.

Особливо важлива своєчасність проведення таких випробувань і подальших заходів ще на етапі наявності суцільної стінки хвостовика, тобто до проведення її перфорування.

В разі виявлення негерметичності свердловини в зоні голови хвостовика і облаштування обладнання колони насосно-компресорних труб (НКТ) експлуатаційним пакером [14; 15], отримані при випробуваннях данні необхідно використати для створення найбільш сприятливих умов роботи останнього, а саме для вибору і реалізації оптимального перепаду тисків в зонах над і під пакером [13].

Також такі випробування для виявлення сприятливих умов експлуатації пакеру доцільні і в випадках, коли колону НКТ обладнають експлуатаційним пакером із інших міркувань, наприклад, при розташуванні свердловин на мінімальній відстані одна від одної на морських видобувних платформах [16; 17].

Згідно з прийнятими в галузі вимогами, що сформульовані в СОУ 09.1-30019775-215:2013 «Випробування обсадних колон на герметичність», після закінчення терміну тужавіння цементу необхідно провести випробування сформованої експлуатаційної колони внутрішнім тиском. Випробування проводять опресуванням при заповненні водою всієї колони. Внутрішній тиск на труби колони $P_{\text{опт}}$ повинен створюватись з розрахунку перевищення не менше, ніж на 10 % від

максимально можливого внутрішнього тиску $P_{\text{вз}}$:

$$P_{\text{опт}} = 1,1 \cdot P_{\text{вз}}. \quad (1)$$

Зазвичай вважається, що при витримці на протязі обумовленого планом робіт часу надлишкового тиску без спостерегання його падіння, свердловина є герметичною.

Існують геологічні умови, при котрих водонапірні пласти під гірським тиском легко віддають воду в ствол свердловини, але назад із свердловини в пласт цю воду не приймають. Такими є деякі пласти, наприклад, з непроникних пісковиків-водоносів. В цих умовах прийняті в галузі вимоги передбачають проведення ще одного випробування обсадної колони – зниженням в ній рівня робочої рідини, яке проводять після випробування внутрішнім тиском.

Зниження рівня робочої рідини повинно проводитись будь-яким технологічним способом, що відповідає вимогам нормативних документів на спорудження нафтогазових свердловин. При випробуванні обсадної колони способом зниження рівня останній повинен бути зниженим до повного опорожнення свердловини або до рівня на 40–50 м нижче того, при якому можливий приплив заклонної рідини (в нашому випадку – рівень голови хвостовика).

При випробуванні способом зниження рівня випробувана колона вважається герметичною при умові, якщо підвищення рівня після зниження за час восьмигодинного спостереження не перевищить 2-х метрів. Заміри рівня підйому рідини проводять геофізичними приладами: перший – через 3 години після зниження рівня, другий і третій – через 2 години після попереднього, останній – через 8 годин.

Розглянемо послідовність проведення зниження рівня методом «сполучених посудин», який полягає у витисненні рідини із затрубного простору НКТ до розрахункового рівня $H_{\text{рз}}$ нагнітанням в затруб газоподібного азоту при відкритому трубному просторі, через який скидають витіснену зайву рідину.

Після опускання рідини в затрубі до розрахункового рівня закачування азоту припиняють і обидва простори з'єднують з атмосферою, в наслідок чого рівень рідини в обох просторах вирівнюється на відмітці $H_{\text{пв}}$.

Схема обв'язки свердловини при закачуванні азоту в затрубний простір наведена на рис. 1 (використання в схемі зворотних клапанів на лініях від азотної установки і насосного агрегату обов'язкове).

Операцію зі зниження рівня рідини в свердловині можливо проводити як закачуванням азоту в затрубний простір із витисненням зайвої рідини через НКТ, так і навпаки – закачуванням азоту в НКТ із витисненням зайвої рідини через затрубний простір.

В обох випадках буде витіснено однаковий об'єм рідини. Однак, з урахуванням того, що площа внутрішнього перетину трубного простору НКТ значно менша за площу внутрішнього перетину затрубного простору, то відстань $H_{\text{рз}}$ в разі закачування азоту в НКТ буде в рази більшою.

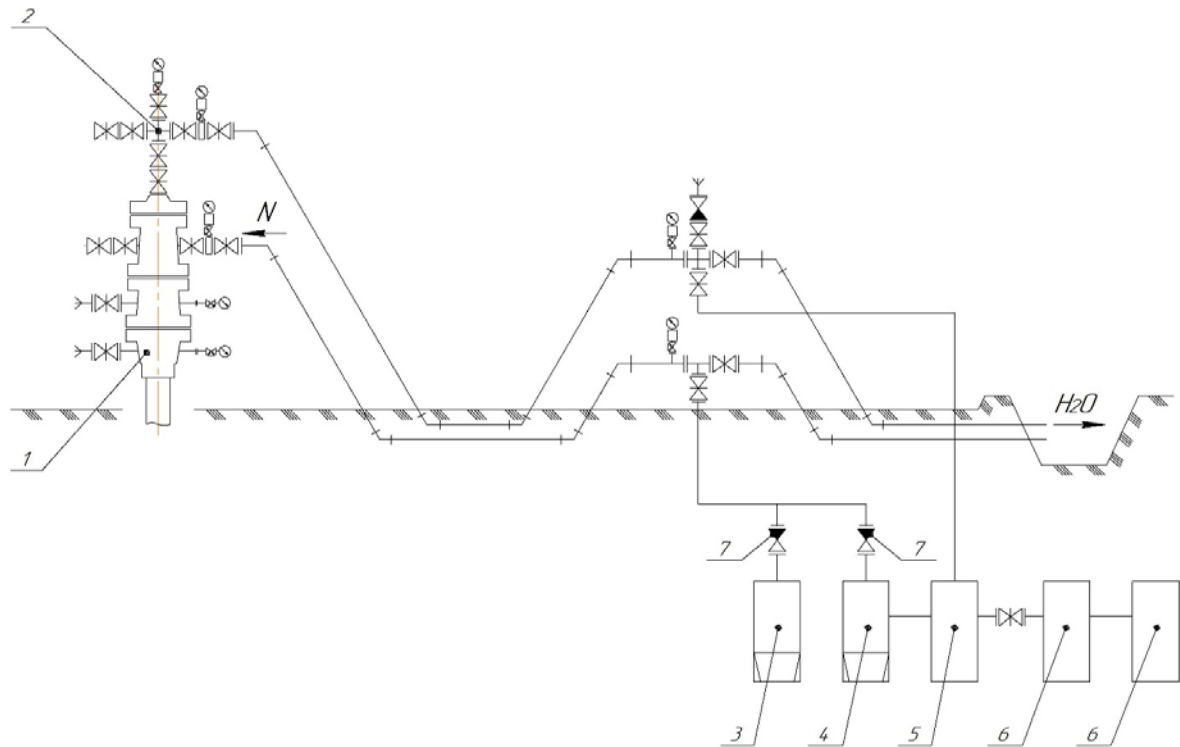


Рис. 1. Схема обв'язки свердловини при закачуванні азоту в затрубний простір:

1 – колонна обв'язка; 2 – фонтанна арматура; 3 – азотна установка; 4 – насосний агрегат; 5 – ємність приймальня; 6 – ємність з рідиною глушіння; 7 – зворотний клапан

Слід зауважити, що тиск закачуваного в простір азоту наприкінці операції буде досягати гідростатичного тиску стовпа рідини висотою H_{P3} , а від так – масова кількість азоту при закачуванні в НКТ буде значно більшою. Тому економічніше закачувати азот в затрубний простір свердловини.

Визначення потрібної кількості зрідженого азоту для операції зі зниження рівня рідини над експлуатаційним пакером до рівня $H_{ПВ}$ (м) проводять за наступним алгоритмом:

- розраховують об'єм V (m^3) зайвої рідини, який потрібно витіснити із заповненої свердловини до рівня $H_{ПВ}$ перед розпакуванням пакера

$$V = H_{ПВ} \cdot (S_{ЗТР} + S_{ТР}), \quad (2)$$

де $S_{ЗТР}$ – площа перетину затрубного простору НКТ в експлуатаційній колоні, m^2 ;

$S_{ТР}$ – площа перетину трубного простору колони НКТ, m^2 ;

- розраховують рівень зниження рідини H_{P3} (м) в затрубному просторі НКТ для витіснення із свердловини через трубний простір об'єму рідини V :

$$H_{P3} = H_{ПВ} \cdot (S_{ЗТР} + S_{ТР}) / S_{ТР}; \quad (3)$$

- розраховують тиск P (МПа), створений стовпом рідини в трубному просторі НКТ на рівні H_{P3} :

$$P = \rho_p \cdot g \cdot H_{P3} \cdot 10^{-6}, \quad (4)$$

де ρ_p – густина рідини, котрою заповнена свердловина, kg/m^3 ;

g – прискорення вільного падіння, m/s^2 ;

- розраховують середню температуру T ($^{\circ}C$) в затрубному просторі від гирла до рівня H_{P3} , при цьому

враховують природне для наших геологічних умов зростання температури надр приблизно на $28^{\circ}C$ за кожні 1000 метрів заглиблення

$$T = 28 \cdot H_{P3} / 2000; \quad (5)$$

- розраховують потрібний для операції зі зниження рівня рідини об'єм V_0 (m^3) газоподібного азоту приведеного до нормальних умов за газовими законами Бойля-Маріотта і Менделєєва-Клайперона:

$$V_0 = V \cdot \frac{273 \cdot P}{(273 + T) \cdot P_0}, \quad (6)$$

де P_0 – тиск газу при нормальних умовах ($P_0 = 0,1013$ МПа), МПа;

273,2 – температура газу при нормальних умовах, $^{\circ}K$;

- переводять потрібний об'єм газоподібного азоту в потрібну вагу M (кг) враховуючи, що $1 m^3$ газоподібного азоту важить 1,251 кг,

$$M = V_0 \cdot K_3 \cdot 1,251, \quad (7)$$

де K_3 – коефіцієнт запасу кількості азоту на втрати, що для азотних установок випарайзерного типу приймають рівним 1,05.

Проведення випробувань обсадних колон на свердловині № 7. На свердловині були проведені випробування двома способами, що дозволило своєчасно виявити і відреагувати на негерметичність з'єднання хвостовика з обсадною колоною і приплив пластової води в свердловині. При цьому приплив пластової води було виявлено саме способом зниження рівня рідини.

За проектом конструкцією ствола свердловини № 7 передбачено і реалізовано наступне: свердловина вертикальна, штучний вибій – 4061 м; експлуатаційна колона діаметром 245 мм спущена на глибину 3602 м, цемент до гирла; хвостовик діаметром 168,3 мм в інтервалі 3498–4080 м підвищений в експлуатаційній колоні за допомогою комплексу для підвищення і цементування хвостовиків типу КПЦХ і зацементований по всій довжині. Продуктивний горизонт розташований в інтервалі 4023–4042 м. Насосно-компресорну колону передбачено спустити до рівня 4025 м. Водонапірний горизонт знаходиться в інтервалі 3681–3717 м з пластовим тиском 25,4 МПа.

Етапи випробування експлуатаційної колони і проведення спостережень за рівнем рідини в свердловині зображено на рис. 2.

Випробування новоствореної експлуатаційної колони після спуску і цементування хвостовика і часу ОТЦ в перший спосіб було проведено опресуванням технічною водою надлишковим тиском 5,0 МПа з витримкою 30 хвилин. За час витримки падіння тиску не перевищило 0,3 МПа.

Випробування новоствореної експлуатаційної колони другим способом було проведено осушуванням свердловини азотом на рівень на 50 м нижчий голови хвостовика. Осушування було проведено за допомогою колтбінга і азотної установки вапарайзерного типу JR 90 KHV-10 K. Газоподібний азот після вапарайзера під тиском було закачано в затрубний простір, а рідину було видалено через трубний простір ГНКТ. Осушування контролювали по виходу азоту на амбар. Зміну рівня пластової води спостерігали після підйому ГНКТ за допомогою геофізичного приладу. За перші 7 годин спостереження пластова вода піднялась до рівня $H_{ПВ} = 1285$ м і після того за 8 годин більш не прибувала.

Після аналізу результатів випробування створеної експлуатаційної колони були зроблені наступні висновки:

- свердловина негерметична по стику голови хвостовика з обсадною колоною;
- через негерметичність стику в свердловину прибуває пластова вода із активного водоносу;

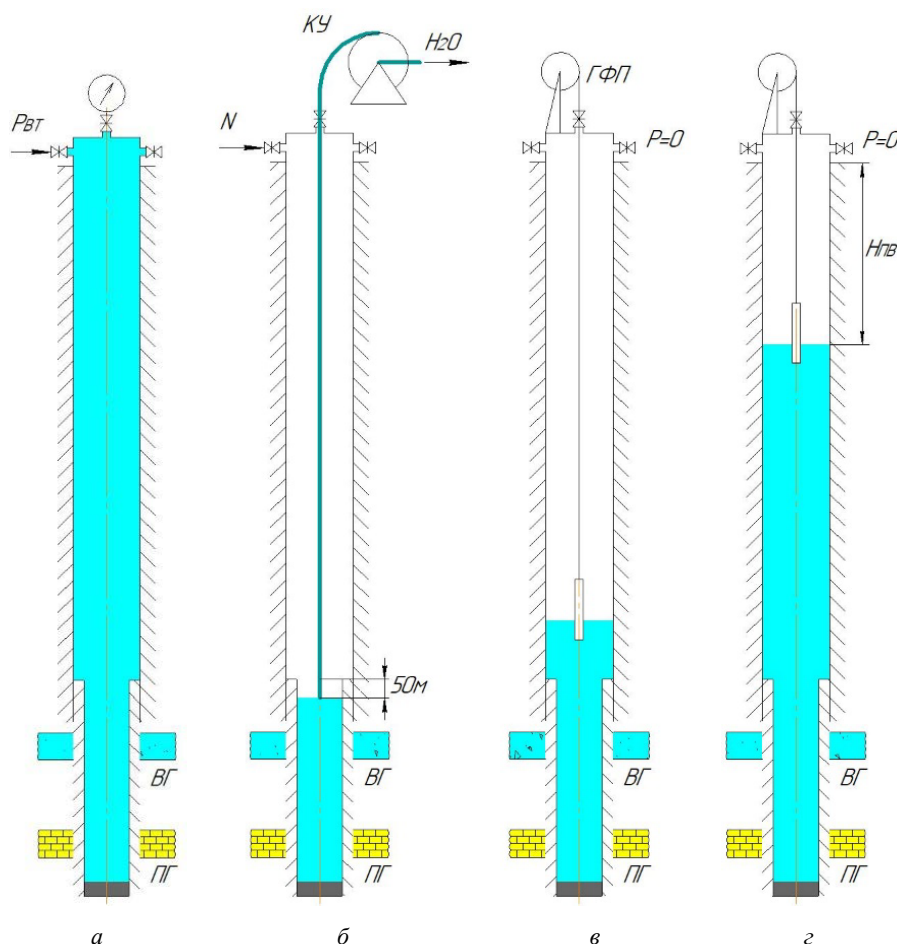


Рис. 2. Етапи випробування експлуатаційної колони на свердловині № 7:

a – випробування внутрішнім тиском; *б* – зниження рівня рідини; *в* – спостереження за зростанням рівня пластової води; *г* – остаточно встановлений рівень пластової води;

ПГ – продуктивний горизонт; ВГ – водоносний горизонт; КУ – колтбінгова установка; ГФП – геофізичний прилад; $P_{вт}$ – умовно створення внутрішнього тиску; N – умовно закачування азоту; H_2O – умовно скидання витисненої рідини;

$P = 0$ – умовно скидання тиску в стволі до атмосферного; $H_{ПВ}$ – остаточно встановлений рівень пластової води в експлуатаційній колоні (визначене значення остаточно встановленого рівня пластової води $H_{ПВ}$ в подальшому буде використано при визначеннях із експлуатаційним пакером)

- водоносний пласт не приймає рідину у зворотному напрямку, що значно звужує спектр можливих водоізоляційних робіт;

- для розмежування зони перфорації продуктивного горизонту від зони припливу пластової рідини доцільно встановити в хвостовику свердловини експлуатаційний пакер;

- підйом пластової води в затрубному просторі до рівня $H_{ПВ}$, а не до гирла, надає можливість розвантаження експлуатаційного пакера зверху від зайвого гідростатичного тиску у разі зниження рівня рідини над пакером;

- враховуючи вимоги фонтанної безпеки проведення операції із зниження рівня рідини над пакером можливе тільки при цілісній стінці хвостовика, тобто – до проведення операції з перфорування стінки;

- у разі використання експлуатаційного пакерау гідравлічної дії із внутрішнім проходом більшим за 60 мм існує можливість пропустити через внутрішній простір НКТ колтюбінгову трубу із гідропіскоструминним перфатором;

- у разі залучення колтюбінгової установки існує можливість випробувати на герметичність ущільнення стиснений експлуатаційний пакер способом повного зниження рівня рідини в трубному просторі НКТ з одночасним випробуванням на герметичність штучного вибою свердловини.

Керуючись вищевказаним аналізом випробувань свердловини № 7 крім запланованих проектом будівництва заходів було впроваджено наступні

додаткові заходи:

- було підібрано для оснащення колони НКТ експлуатаційний пакер типу Schlumberger Hydro-6-6.625-2.441 з внутрішнім проходом 62 мм, з перепадом тиску в 50 МПа в обидва напрямки, із гідравлічним приводом розпакування і фіксації, із можливістю вивільнення осьовим натягом НКТ розрахункового значення;

- експлуатаційний пакер було встановлено в НКТ на рівні між головою хвостовика і продуктивним горизонтом;

- для створення подальших оптимальних умов роботи експлуатаційного пакера за рахунок зниження на нього гідростатичного зовнішнього тиску затрубної рідини по завершенні спуску НКТ в свердловині було проведено зниження рівня рідини до відмітки $H_{ПВ} = 1285$ м методом «сполучених посудин», після чого було приведено пакер в стиснений робочий стан, як це зображено на рис. 3, а, б, в;

- за допомогою колтюбінгової і азотної установок було повністю осушено трубний простір свердловини і скинуто тиск азоту до атмосферного для випробування експлуатаційного пакера на герметичність зовнішнім тиском стовпа затрубної рідини. Одночасно цим самим було випробувано на герметичність штучний вибій (рис. 3, з);

- щільну перфорацію продуктивного горизонту було проведено гідропіско-струминним перфатором ТТ17165-47mmOD фірми Top Tools GmbH за допомогою колтюбінгової установки з трубою ГНКТ-38,1 мм, після чого свердловина була освоєною.

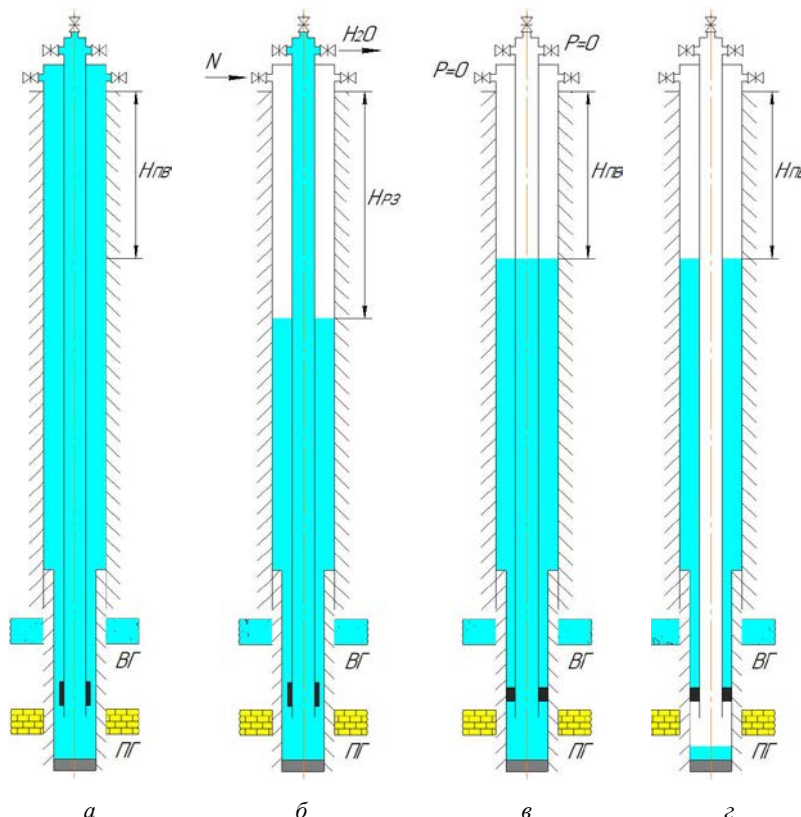


Рис. 3. Етапи встановлення експлуатаційного пакера на свердловині № 7:

а – спуск колони НКТ із пакером; б – зниження рівня рідини над пакером закачуванням азоту в затрубний простір; в – зрівноваження рівнів і розпакування експлуатаційного пакера; з – варіант зниження рівня рідини закачуванням азоту в трубний простір

Розрахунок освоєння свердловини № 7 азотом.

Для проведення розрахунку було використані наступні вихідні дані: штучний вибій свердловини – 4061 м; НКТ спущені в інтервалі 0–4025 м; експлуатаційна колона Ø 245 мм спущена в інтервалі 0–3602 м, хвостовик Ø 168,3 мм в інтервалі 3498–4080 м підвішений в експлуатаційній колоні; продуктивний горизонт розташований в інтервалі 4023–4042 м; водонапірний горизонт знаходиться в інтервалі 3681–3717 м з пластовим тиском 25,4 МПа. Експлуатаційна колона опресована технічною водою густиною 1000 кг/м³ на тиск 35 МПа до хвостовика, та на тиск 5 МПа на ділянці із хвостовиком [7–11].

Визначаємо гідростатичний тиск рідини глушіння на вибої свердловини за наступною формулою:

$$P_{\text{виб}} = \rho_r \cdot g \cdot L, \text{ Па,}$$

де $P_{\text{виб}}$ – тиск на вибої свердловини (на рівні башмака НКТ), Па;

ρ_r – густина рідини, якою заповнена свердловина, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

L – глибина спуску НКТ, м.

$$P_{\text{виб}} = 1050 \cdot 9,81 \cdot 4025 = 41,46, \text{ МПа.}$$

Розрахуємо необхідний тиск закачування азоту на гирлі свердловини для освоєння за формулою:

$$P_{\text{гир}} = P_{\text{виб}} \cdot e^{(1,2 \cdot 10^{-4} \cdot (-L) \cdot \rho_{\text{аз}})}, \text{ МПа,}$$

де $P_{\text{гир}}$ – необхідний тиск закачування азоту, МПа;

$P_{\text{виб}}$ – тиск на вибої свердловини (на рівні башмака НКТ), МПа;

e – число Ейлера; $e \approx 2,72$;

L – глибина спуску НКТ, м;

$\rho_{\text{аз}}$ – відносна густина азоту за повітрям.

Відносна густина азоту за повітрям:

$$\rho_{\text{аз}} = \frac{M_{N_2}}{M_{\text{повітря}}}$$

де M_{N_2} – молярна маса азоту, г/моль;

$M_{\text{повітря}}$ – молярна маса повітря, г/моль;

$M_{\text{повітря}} = 29 \text{ г/моль}$.

$$\rho_{\text{аз}} = \frac{28}{29} = 0,97;$$

$$P_{\text{гир}} = 41,46 \cdot 2,72^{(1,2 \cdot 10^{-4} \cdot (-3602) \cdot 0,97)} = 27,26 \text{ МПа.}$$

Тиск закачування азоту не повинен перевищувати допустимий тиск на експлуатаційну колону. Допустимий тиск складає 80 % від тиску опресування експлуатаційної колоні.

Для порівняння допустимого тиску з тиском закачування азоту необхідно побудувати криві – графіки розподілу тисків.

Для побудови графіків розподілу тисків,

визначимо допустимий тиск на експлуатаційній колоні на глибині h за формулою:

$$P_{\text{доп}}(h) = \rho \cdot g \cdot h + P_{\text{опр}} \cdot 0,8, \text{ МПа,}$$

де $P_{\text{доп}}(h)$ – допустимий тиск на ЕК на глибині h , Па;

ρ – густина рідини глушіння, кг/м³;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

h – задана глибина, м;

$P_{\text{опр}}$ – надлишковий тиск, створюваний насосним агрегатом під час опресування експлуатаційної колоні, Па.

Тиск закачування азоту на глибині h визначаємо за формулою:

$$P_{\text{аз}}(h) = \frac{P_{\text{гир}}}{e^{(1,2 \cdot 10^{-4} \cdot (-h) \cdot \rho_{\text{аз}})}}, \text{ МПа.}$$

Виконаємо розрахунки допустимого тиску на експлуатаційній колоні та тиску закачування азоту для глибин: від 0 до 4000 м з інтервалом 200 м.

За результатами розрахунків побудуємо графік розподілу тисків (рис. 4).

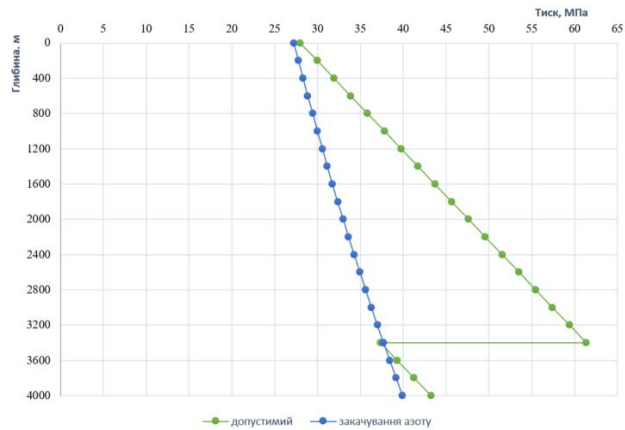


Рис. 4. Графік розподілу тисків

Як видно з графіка, тиск закачування азоту глибині 3500 м перевищує допустимий тиск, що підтверджує доцільність проведення робіт з використанням колтубінгової установки.

Висновки. 1. Рекомендовано обов'язкове випробування на герметичність обсадних колон свердловин споряджених хвостовиками двома способами – і внутрішнім тиском, і зниженням рівня рідини.

2. В разі необхідності використання експлуатаційного пакеру для захисту продуктивного горизонту від припливу пластової рідини і з метою створення оптимальних умов роботи пакера за рахунок зменшення зовнішнього тиску рекомендовано проводити заходи із зниження рівня рідини над пакером в затрубному просторі.

3. Зниження рівня рідини над експлуатаційним пакером рекомендовано проводити методом «сполучених посудин» за наведеними вище технологією і алгоритмом розрахунку.

4. Зниження рівня рідини над експлуатаційним

пакером і наступні його випробування рекомендовано проводити до проведення операції з перфорування хвостовика.

5. Перфорування хвостовика рекомендовано проводити за допомогою колтбінгової установки через внутрішній простір НКТ з використанням гідропіскоструминного перфоратора.

Список літератури

- Grindhaug G., Wenn T., Eidem M., Schwartz S., Regener T. Implementing Liner Drilling to Achieve Increased Well Construction Robustness. *Paper presented at the SPE Annual Caspian Technical Conference and Exhibition (1–3 November 2017, Baku, Azerbaijan)*. Baku, 2017. P. SPE-189002-MS. doi: 10.2118/189002-MS
- Jabs M., Tools B. O. Using expandable metal technology to create a monobore well. *Paper OTC 16670, Offshore Technology Conference (3–6 May 2004, Houston, Texas, USA)*.
- Abusal Y. A. Y. *Prospects for the development of technology for the use of expandable pipes for casing wells with mono-diameter casing*. 2021.
- Pavkovic B., Bizjak R., Petrovic B. Review of casing while drilling technology. *Podzemni radovi*. 2016. Vol. 29. P. 11–32. doi: 10.5937/podrad1629011P
- Abubakar M., Chika O., Chika A. O., Current Trends and Future Development in Casing Drilling. *Int. J. Sci. Technol.* 2012. Vol. 2. P. 567–582.
- Коцкулич Я. С., Тищенко О. В. *Закінчування свердловин*. Київ: Інтерпрес ЛТД, 2004. 368 с.
- Мислюк М. А., Рибчик І. Й., Яремійчук Р. С. *Буріння свердловин. Т. 4. Завершення свердловин*. Київ: Інтерпрес ЛТД, 2012. 608 с.
- Мислюк М. А., Салижин Ю. Н., Богославец В. В. Гідравлічна програма цементування свердловин: сучасний стан і перспективи удосконалення. *Нафтова і газова промисловість*. 2011. № 4 (258). С. 25–27.
- Римчук Д. В., Цибулько С. В., Климченко О. С. Удосконалення конструкції комплексів для підвищення і цементування хвостовиків. *Нафтогазова галузь України*. 2020. № 3 (45). С. 9–15.
- Катеринчук П. О., Мінчукова Н. Ф., Римчук Д. В., Цибулько С. В. *Фонтанна та газова безпека в нафтогазовій галузі*. Харків: Планета-Принт, 2022. 646 с.
- Катеринчук П. О., Римчук Д. В., Цибулько С. В., Шудрик О. Л. *Освоєння, інтенсифікація та ремонт свердловин*. Харків: Пром-Арт, 2018. 608 с.
- Каталог Schlumberger. Роз'єднувальні пакери 2020*. URL: www.slb.com/completions (дата звернення: 26.02.2024).
- COU 09.1-30019775-215:2013 Свердловини на нафту і газ. Випробування обсадних колон на герметичність / Стандарт Організації України*. Київ: ПАТ «Укргазвидобування», 2014. 50 с.
- Римчук Д. В., Цибулько С. В. Ліквідування пробки в затрубному просторі НКТ способом «мегапоштовх». *Нафтогазова галузь України*. 2020. №4 (46). С. 19–26.
- ТОВ «Карбон»*. URL: www.carbon.com.ua (дата звернення: 26.02.2024).
- ТОВ НВП «Техноімпульс»*. URL: www.technimpuls.com.ua (дата звернення: 26.02.2024).
- Products & amp; Services – Halliburton Production Packers, 2020*. URL: www.halliburton.com (дата звернення: 26.02.2024).

References (transliterated)

- Grindhaug G., Wenn T., Eidem M., Schwartz S., Regener T. Implementing Liner Drilling to Achieve Increased Well Construction Robustness. *Paper presented at the SPE Annual Caspian Technical Conference and Exhibition (1–3 November 2017, Baku, Azerbaijan)*. Baku, 2017. p. SPE-189002-MS. doi: 10.2118/189002-MS
- Jabs M., Tools B. O. Using expandable metal technology to create a monobore well. *Paper OTC 16670, Offshore Technology Conference (3–6 May 2004, Houston, Texas, USA)*.
- Abusal Y. A. Y. *Prospects for the development of technology for the use of expandable pipes for casing wells with mono-diameter casing*. 2021.
- Pavkovic B., Bizjak R., Petrovic B. Review of casing while drilling technology. *Podzemni radovi*. 2016. Vol. 29. P. 11–32. doi: 10.5937/podrad1629011P
- Abubakar M., Chika O., Chika A. O., Current Trends and Future Development in Casing Drilling. *Int. J. Sci. Technol.* 2012. Vol. 2. P. 567–582.
- Kotskulych Ya. S., Tyshchenko O. V. *Zakinchuvannya sverdlolvyn* [Completion of wells]. Kyiv, Interpres LTD Publ., 2004. 368 p.
- Myslyuk M. A., Rybchych I. Y., Yaremiychuk R. S. *Burinnya sverdlolvyn. T. 4. Zavershennya sverdlolvyn* [Well Drilling. Vol. 4. Well completion]. Kyiv, Interpres LTD Publ., 2012. 608 p.
- Myslyuk M. A., Salyzhyn Yu. N., Bohoslavets' V. V. *Hidravlichna prohrama tsementuvannya sverdlolvyn: suchasnyy stan i perspektyvy udoskonalennya* [Hydraulic well cementing program: current state and prospects for improvement]. *Naftova i hazova promyslovist*. 2011, no. 4 (258), pp. 25–27.
- Rymchuk D. V., Tsybul'ko S. V., Klymchenko O. S. *Udoskonalennya konstruktivnykh kompleksiv dlya pidvishuvannya i tsementuvannya khvostovykh* [Improvement of the design of complexes for hanging and cementing liners]. *Naftohazova haluz Ukrainy*. 2020, no. 3 (45), pp. 9–15.
- Katerynchuk P. O., Minchukova N. F., Rymchuk D. V., Tsybul'ko S. V. *Fontanna ta hazova bezpeka v naftohazoviyi haluzi* [Fountain and gas safety in the oil and gas industry]. Kharkiv, Planeta-Prynt Publ., 2022. 646 p.
- Katerynchuk P. O., Rymchuk D. V., Tsybul'ko S. V., Shudryk O. L. *Osvoyennya, intensyfikatsiya ta remont sverdlolvyn* [Development, intensification and repair of wells]. Kharkiv, Prom-Art Publ., 2018. 608 p.
- Kataloh Schlumberger. Roz'yednuval'ni pakery 2020* [Schlumberger Catalogue. Separating packers 2020]. Available at: www.slb.com/completions (accessed 26.02.2024).
- SOU 09.1-30019775-215:2013 Sverdlolvyni na naftu i haz. Vyprobuvannya obsadnykh kolon na hermetychnist'* [Standard of the Organisation of Ukraine 09.1-30019775-215:2013 Oil and gas wells. Testing casing for leaks]. Kyiv, PJSC "Ukrgazvydobuvannya" Publ., 2014. 50 p.
- Rymchuk D. V., Tsybul'ko S. V. *Likviduvannya probky v zatrubnomu prostori NKT sposobom "mega-push"* [Elimination of the cork in the annular space of the tubing using the "mega-push" method]. *Naftohazova haluz Ukrainy*. 2020, no. 4 (46), pp. 19–26.
- TOV "Karbon"* [Carbon LLC]. Available at: www.carbon.com.ua (accessed 26.02.2024).
- TOV NVP "Tekhnoimpul's"* [LLC "Technoimpuls" NVP]. Available at: www.technimpuls.com.ua (accessed 26.02.2024).
- Products & amp; Services – Halliburton Production Packers, 2020*. Available at: www.halliburton.com (accessed 26.02.2024).

Надійшла (received) 27.04.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Римчук Данило Васильович (Rymchuk Danylo) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Видобування нафти газу та конденсату»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1750-9140>; e-mail: daniilorymchuk@gmail.com

Цибулько Сергій Володимирович (Tsybulko Serhii) – Сервісна компанія «Регіон», провідний інженер; м. Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-2074-7506>; e-mail: s.tsybulko@region.if.ua

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

О. Л. ШУДРИК, Н. Г. ШЕВЧЕНКО, К. С. РЕЗВА, М. В. ПЕТРУНЯК, В. О. БОВКУН

АНАЛІЗ ТЕЧІЇ В ШАРОШКОВОМУ ДОЛОТІ ПРИ БУРІННІ З ВИКОРИСТАННЯМ БУРОВИХ РОЗЧИНІВ НА ВОДНІЙ ТА ВУГЛЕВОДНЕВІЙ ОСНОВІ

Буріння є основним видом збільшення кількості видобування вуглеводнів. В якості породоруйнівного інструменту при бурінні використовуються долота різних типів. При бурінні будь-яких свердловин на нафту та газ в якості робочої рідини використовуються бурові розчини. Течія даних типів рідин відрізняється від течії води, яка є нестисливим середовищем. Метою даної роботи є дослідження течії ньютонівської рідини води та двох типів бурових розчинів на водній основі, що описується степеневою моделлю неньютонівської рідини та на вуглеводневій основі – рідини типу Гершеля-Балклі. В роботі виконано побудову геометричної моделі шарошкового долота, побудовано розрахункову неструктуровану сітку об'єму рідини, що заповнює внутрішню область долота та задолотного простору. Проведено розрахунки тривимірної течії води, бурових розчинів на водній та вуглеводневих основах з допомогою відкритої платформи *OpenFOAM*. Виявлено, що під час течії рідин, що описуються неньютонівськими моделями, змінюється кінематична в'язкість рідини в залежності від швидкостей та напруг зсуву. Ще одним важливим фактором використання неньютонівських рідин при бурінні свердловин є зменшення гідравлічних втрат під час їх течії. Це досягається за рахунок наявності певної структури рідини, ненульових значень напруг зсуву, змашуючих властивостей навіть при їх в'язкості, що в десятки разів перевищує в'язкість води. Представлено візуалізацію течії трьох типів рідин ньютонівської, неньютонівської степеневої та неньютонівської типу Гершеля-Балклі. Саме використання неньютонівських рідин дає зменшити вихорутворення і, як наслідок, також впливає на величину гідравлічних втрат в сторону їх зменшення.

Ключові слова: долото шарошкове, буровий розчин, вуглеводні, реологічні параметри, кінематичні параметри, в'язкість, розрахункова сітка, турбулентність.

O. SHUDRYK, N. SHEVCHENKO, K. REZVAYA, M. PETRUNIAK, V. BOVKUN

FLOW ANALYSIS IN A ROLLER DRILL BIT DURING DRILLING USING WATER-BASED AND HYDROCARBON-BASED MUD

Drilling is the main type of increase in hydrocarbon production. Bits of various types are used as a rock-destroying tool during drilling. When drilling any wells for oil and gas, drilling fluids are used as a working fluid. The flow of these types of liquids differs from the flow of water, which is an incompressible medium. The purpose of this work is to study the flow of the Newtonian fluid of water and two types of water-based drilling fluids, which is described by the power-law model of a non-Newtonian fluid and the hydrocarbon-based fluid of the Herschel-Bulkley type. In the work, the construction of the geometric model of the square bit was carried out, and the estimated unstructured grid of the liquid volume filling the internal area of the bit and the space behind the bit was constructed. Calculations of the three-dimensional flow of water, drilling fluids on water and hydrocarbon bases were carried out using the open platform *OpenFOAM*. It was found that during the flow of liquids described by non-Newtonian models, the kinematic viscosity of the liquid changes depending on the velocities and shear stresses. Another important factor in the use of non-Newtonian fluids when drilling wells is the reduction of hydraulic losses during their flow. This is achieved due to the presence of a certain structure of the liquid, non-zero values of shear stresses, lubricating properties even with their viscosity, which is ten times higher than the viscosity of water. Visualization of the flow of three types of fluids: Newtonian, non-Newtonian power-law and non-Newtonian Herschel-Bulkley type is presented. The use of non-Newtonian fluids makes it possible to reduce the formation of vortices and, as a result, also affects the amount of hydraulic losses in the direction of their reduction.

Keywords: drill bit, mud, hydrocarbons, rheological parameters, kinematic parameters, viscosity, calculation grid, turbulence.

Вступ. Більшість нафтогазових родовищ України є виснаженими з низькими пластовими тисками та знаходяться на завершальній стадії розробки. Одним зі способів збільшення видобутку нафти і газу є буріння нових свердловин або додаткових стволів існуючих свердловин.

Основними породоруйнівними інструментами в складі компоновки низу бурильної колони є долота, які бувають основних двох типів: шарошкові та PDC (Polycrystalline Diamond Composite). У роботі [1] теоретично і експериментально обґрунтовано розроблені структури єдиної інформаційної системи підтримки процесів проєктування, підготовки виробництва і виготовлення тришарошкових бурових доліт.

Сучасні способи буріння, як правило, супроводжуються безперервним промиванням стовбура свердловини. Достатність знань про процеси, що відбуваються при течії бурового розчину в процесі промивки дозволяють визначити гідродинамічні закономірності та чітко ставити завдання при конструюванні гідравлічного обладнання. При цьому

визначаються схеми промивки та геометричні форми промивних вузлів, що підвищує ефективність процесу очищення вибою та буріння загалом.

В якості робочого середовища при бурінні свердловин виступають бурові розчини – неньютонівські рідини. Вони різняться за своїм хімічним складом, а це, у свою чергу, впливає на реологію бурових розчинів, моделі, які описують рідини даного типу. Бурові розчини, що використовуються при бурінні свердловин в нашій країні, бувають наступних типів: глинисті нестабілізовані, глинисті полімерні стабілізовані, полімерні мінералізовані і розчини на вуглеводневій основі, в якості основного середовища в яких виступає дизельне паливо, олива чи нафта з об'ємною часткою до 90–95 %.

Бурові розчини виконують наступні основні функції:

- 1) Якісне очищення стовбуру від вибуреної породи.
- 2) Можливість утримання часток породи у зваженому стані при відсутності циркуляції.

3) Створення надійної малопроникної кірки на стінках свердловини.

4) Охолодження долота та елементів компоновок низу бурильної колони.

5) Приведення в дію вибійних двигунів.

6) Створення протитиску на пласти з метою недопущення нафто-, газо- та водопроявлень.

Оскільки очищення вибою від твердих частинок тісно пов'язана з конструкцією свердловини та долота, точний прогноз гідравліки долота, особливо швидкості потоку на виході із сопла долота та відповідної швидкості в кільцевих просторах, дуже важливий для оцінки параметрів буріння та долота.

Аналіз останніх досліджень. Розробкою систем бурових розчинів на водній та вуглеводневих основах, їх реологічними характеристикам в нашій країні присвячені роботи В. П. Онищенка, С. В. Лубана, І. І. Полетучого, М. І. Орінчака, І. Ф. Чудика, Ru Liu та ін. [2–5]. Але в даних роботах автори розглядають в більшій мірі технологічні параметри, не приділяючи значну увагу гідравлічним характеристикам та картинам течії бурових розчинів.

Бурові розчини представляють собою неньютонівські рідини через необхідність мати ненульові значення динамічної напруги зсуву та забезпечення необхідної величини статичної напруги зсуву, що в свою чергу, дає можливість утримувати частки вибуреної породи у зваженому стані при відсутності циркуляції.

Як відомо, більшість типів бурових розчинів описуються наступними моделями неньютонівських рідин: Бінгама, степенева та Гершеля-Балклі або ж модифікована степенева модель [6; 7], що описуються наступними рівняннями:

1) Модель Бінгама:

$$\tau = \tau_0 + k\dot{\gamma}.$$

2) Степенева модель:

$$\tau = k\dot{\gamma}^n.$$

3) Модель Гершеля-Балклі:

$$\tau = \tau_0 + k\dot{\gamma}^n.$$

де τ – напруга зсуву;

τ_0 – початкова напруга зсуву (гранича текучості);

k – показник консистенції;

$\dot{\gamma}$ – швидкість зсуву;

n – показник степені середовища.

У роботах [8; 9] представлені результати лабораторних та промислових досліджень біополімерної системи для проведення похилих та горизонтальних стволів глибоких нафтогазових свердловин. Реологія розчинів описана статичною (Power-law) та бінгамівською (Bingham) моделями.

У роботах [10–13] надано результати CFD-моделювання поведінки потоку навколо бурового долота: вплив бурових розчинів на ефективність буріння, охолодження долота та транспортування шлама у кільцевому просторі свердловини.

У цьому дослідженні було проведено гідродинамічне моделювання CFD внутрішнього потоку бурового долота з метою оцінки впливу неньютонівської поведінки бурового розчину на енергетичні характеристики.

Мета. Метою роботи є дослідження структури течії та характеристик бурових розчинів на водній та вуглеводневій основі через породоруйнівний інструмент – шарошкове долото з одним прохідним отвором.

Постановка задачі. Шарошкове долото – це породоруйнівний інструмент для буріння свердловин на воду у м'яких абразивних породах – рис. 1.

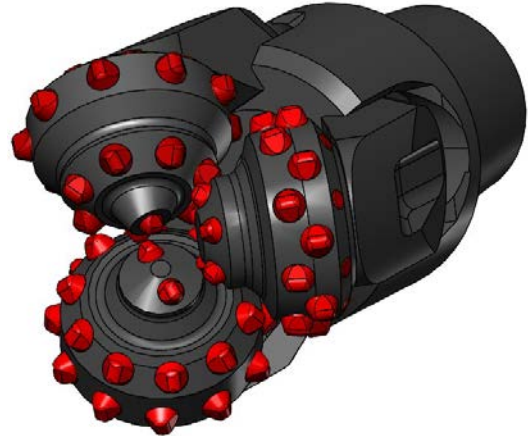


Рис. 1. Долото шарошкове

Досліджувана область представляє собою твердотільну модель рідини, що заповнює внутрішню порожнину долота та, що знаходиться в задолотному просторі.

При тривимірному моделюванні течії в долоті використовується система рівнянь нерозривності та Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом. Для замикання системи рівнянь використовуються різні моделі турбулентності. Найбільш доцільною при розрахунках течії неньютонівських рідин бурових розчинів є модель турбулентності Ментера SST [14–16].

Модель Ментера SST 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 на відстані від твердих стінок забезпечується введенням вагової емпіричної функції F_1 .

Другий важливий аспект моделі полягає у зміні стандартного зв'язку між k , ω та турбулентною в'язкістю. Модифікація цього зв'язку полягає у введенні переходу до формули Бредшоу в пристінній області. Згідно пропозиції Бредшоу напруження зсуву в приграничному шарі пропорційне енергії турбулентних пульсацій.

Для визначення початкових значень параметрів турбулентності – кінетичну енергію турбулентності, швидкість дисипації і питому швидкість дисипації. Розрахунок величин проводиться за наступними формулами.

Визначення кінетичної енергії турбулентності:

$$k = \frac{3}{2}(UI)^2,$$

де U – швидкість на вході;

I – інтенсивність турбулентності (при розрахунку тривимірних течій в гідромашинах зазвичай приймають $I = 0,05$).

Швидкість дисипації турбулентності:

$$\omega = \frac{\rho k}{\mu} \left(\frac{\mu_t}{\mu} \right)^{-1},$$

де μ_t/μ – відношення турбулентної в'язкості до динамічної. Варто відзначити, що на відміну від молекулярної в'язкості μ , турбулентна в'язкість μ_t не є властивістю рідини, а залежить від самої течії і для заданої течії може змінюватися від точки до точки.

Далі наведено рівняння моделі турбулентності SST.

Турбулентна в'язкість:

$$\nu_T = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega, SF_2)}.$$

Кінетична енергія турбулентності:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right].$$

Швидкість дисипації турбулентності:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = & \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ & + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}. \end{aligned}$$

Коефіцієнти замикання і допоміжні співвідношення наведено у [17].

Для порівняння характеру течій води та бурових розчинів на водній та вуглеводневій основах, а також втрат тиску в розрахунковій області від входу в долото до границі в задолотному просторі на рівні входу.

Досліджувані середовища наступні:

- вода густиною 1000 кг/м^3 – ньютонівська рідина;

- буровий розчин на водній основі густиною 1220 кг/м^3 – неньютонівська рідина, що описується степеневою моделлю (застосовувався при бурінні на Ланнівському газоконденсатному родовищі);

- буровий розчин на вуглеводневій основі густиною 1140 кг/м^3 – неньютонівська рідина, що описується моделлю Гершеля-Балклі (застосовувався при бурінні на Селюхівському газоконденсатному родовищі).

Реологія бурових розчинів наведена на рис. 2.

Особливості чисельного моделювання.

Моделювання проводилося у відкритому пакеті *OpenFOAM* [18] за допомогою солвера для

гомогенного нестисливого середовища *simpleFoam*. Валідація відкритої бібліотеки *OpenFOAM* для задач гідродинаміки проведено у роботах авторів [19; 20].

У програмному пакеті *OpenFOAM* при дискредитації математичної моделі використовується метод зважених нев'язань. Для перевірки збіжності ітераційного процесу необхідно задати значення середньоквадратичних нев'язок – нижче 10^{-4} .

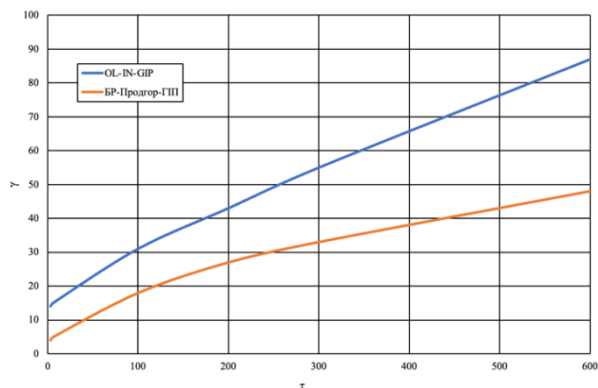


Рис. 2. Реологія бурових розчинів

В якості граничних умов приймалося наступне:

1) Частота обертання долота 60 хв^{-1} або $6,283 \text{ рад/с}$. В даному випадку використовується підхід MRF. Вхід, вихід, зовнішня та нижня стінки області визначені як такі, що не обертаються.

2) На вході вектор швидкості, що відповідає об'ємній витраті 30 л/с . Вектор входу в розрахункову область є перпендикулярним.

3) Вихід – границя зі значенням 30390 . В *OpenFOAM* всі рівняння без врахування густини. Тому, для визначення величини тиску розраховані значення тисків необхідно в подальшому домножати на густину досліджуваного середовища.

4) На стінках – умова прилипання, швидкість дорівнює 0.

В моделюванні не враховувалася модель кавітації та теплообмін.

При моделюванні течії рідини з використанням степеневої моделі та моделі Гершеля-Балклі в розрахунок додатково додаються наступні параметри, які визначалися за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення (ПЗ) *MudWare* [21]. Це програмне забезпечення MUDWARE від M-I SWACO є набір інженерних програм, пов'язаних з буровими розчинами та бурінням, що безкоштовно надається нафтовій промисловості.

1) Для степеневої моделі рідини параметри k , n , ν_{\min} , ν_{\max} розраховані у ПЗ *MudWare*. Параметри ν_{\min} , ν_{\max} визначені як в'язкість при максимальному та мінімальному значеннях швидкості зсуву – рис. 3.

2) Для моделі рідини Гершеля-Балклі параметри k , n , ν_0 , τ_0 також розраховані у ПЗ *MudWare*. Параметр ν_0 визначено як в'язкість при мінімальній швидкості зсуву.

Варто зазначити, що в пакеті *OpenFOAM* величини k , ν_{\min} , ν_{\max} , ν_0 , τ_0 необхідно задавати, попередньо розділивши їх на густину рідини, що досліджується.

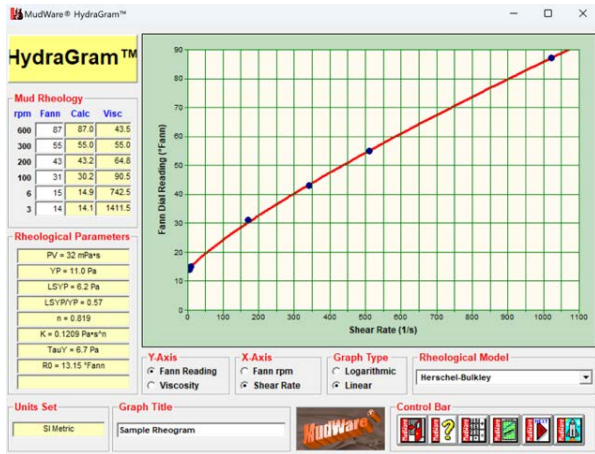


Рис. 3. Розрахунок реологічних параметрів бурового розчину на вуглеводневій основі для моделі Гершеля-Балклі

Побудова твердотільної моделі рідини. Загальна кількість осередків розрахункової області склала 3,27 млн, яка включає в себе 20 призматичних шарів для опису пристінного шару та забезпечення прийняттого значення y^+ для обраної моделі турбулентності (рис. 4).

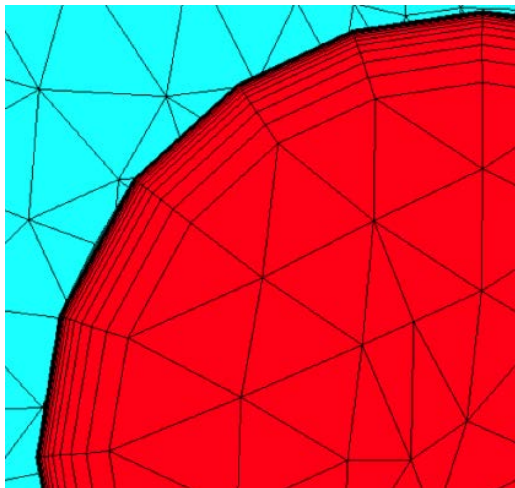


Рис. 4. Призматичні шари в пристінній області на вході в область, що досліджується

Через складність геометрії було побудовано неструктуровану розрахункову сітку з осередками у виді тетраедрів з локальним зменшенням осередків та згущенням сітки в області шарошок та каналу виходу з долота. Аналіз чутливості проведено шляхом порівняння результатів розрахунків на трьох сітках різного розміру. Якщо кількість осередків стає більшою за 3,2 млн, результати не відрізняються та не залежать від кількості елементів (рис. 5).

Одним із основних параметрів, що показує коректність побудови розрахункової сітки є безрозмірний параметр y^+ . Його величина прямо залежить від розміру першого призматичного шару, що будується на стінках розрахункової області. В результаті розрахунку визначено величину даного параметру та наведено візуалізацію його розподілу по розрахунковій області. Визначено, що максимальна величина $y^+ < 1$ (рис. 6).

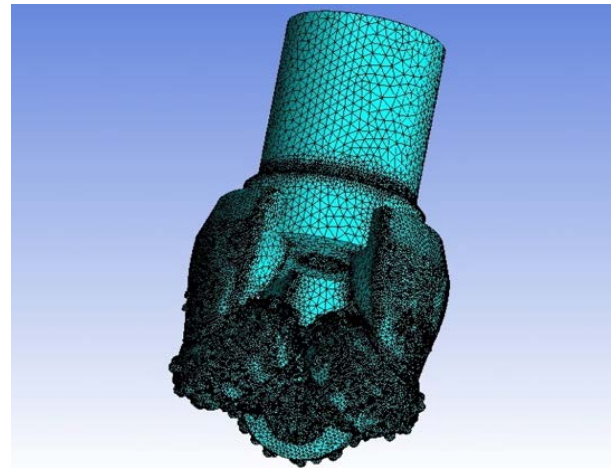


Рис. 5. Розрахункова неструктурована сітка на поверхні долота

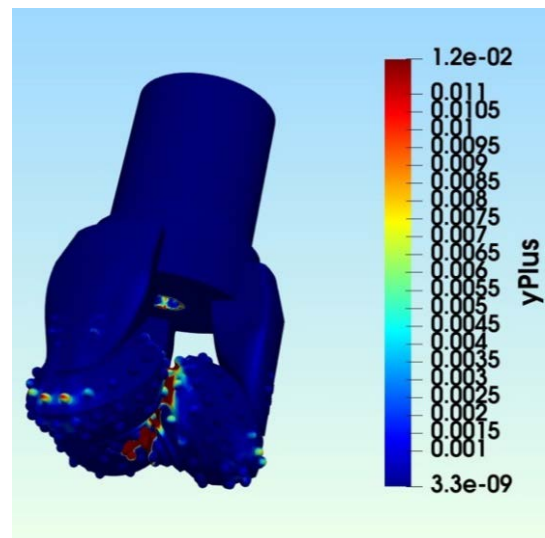


Рис. 6. Розподіл безрозмірного параметру y^+ по розрахунковій області

Результати дослідження. Для перевірки коректності задання вектору швидкості та його значення після проведення розрахунку використано утиліту *flowRatePatch* в постпроцесорі. Розрахована витрата рідини через границю входу складає $0,0299 \text{ м}^3/\text{с}$, що показує коректність задання граничних умов.

В результаті моделювання були отримані різні ці повних тисків на вході та виході з лінії – гідравлічні втрати (табл. 1) і профілі швидкості вздовж прохідного каналу долота.

Тиск, що необхідно створити для подолання гідравлічних втрат через долото (сумою статичної та динамічної складових) між входом та виходом:

$$\Delta P = P_{\text{вх}} - P_{\text{вих}}$$

де $P_{\text{вх}}$ – повний тиск на виході з області долота;
 $P_{\text{вих}}$ – повний тиск на вході в область долота.

Слід зазначити, що розрахунковий перепад тиску між входом та виходом з долота, відповідає практичним величинам при бурінні свердловин.

Для більш якісного розуміння впливу

реологічних параметрів рідин та порівняння втрат тиску при проходженні рідин через долото приведемо всі розрахунки до густин бурових розчинів, що розглядаються, а саме – в розрахунку збільшено густину води до 1140 кг/м³ та 1220 кг/м³ при незмінних інших параметрах таких як в'язкість та реологія (табл. 2, 3).

Таблиця 1 – Гідравлічні втрати в розрахунковій області

Тип рідини	ΔP , атм
Вода 1000 кг/м ³	21,2
Буровий розчин на водній основі 1220 кг/м ³	27,2
Буровий розчин на вуглеводневій основі 1140 кг/м ³	25,2

Таблиця 2 – Порівняння гідравлічних втрат при проходженні через долото ньютонівської рідини 1220 кг/м³ та бурового розчину на водній основі 1220 кг/м³

Вода 1220 кг/м ³	Буровий розчин на водній основі 1220 кг/м ³
25,9 атм	27,2 атм

Таблиця 3 – Порівняння гідравлічних втрат при проходженні через долото ньютонівської рідини 1140 кг/м³ та бурового розчину на вуглеводневій основі 1140 кг/м³

Вода 1140 кг/м ³	Буровий розчин на вуглеводневій основі 1140 кг/м ³
24,2 атм	25,2 атм

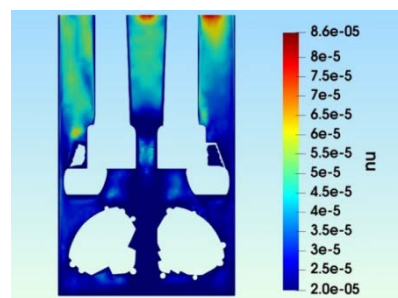
Як показує моделювання, гідравлічні втрати у розрахунковій зоні для неньютонівської поведінки рідини за ступеневою моделлю менші, ніж ті, що описуються моделлю Гершеля-Балклі. Основну роль відіграє структура рідин – реологія (швидкість та напруження зсуву). Умова відсутності ковзання на межі твердого тіла створює тонку область поблизу поверхні твердого тіла (приграничний шар), де швидкість деформації є великою, що посилює ефект молекулярної в'язкості та, таким чином, створює вихороутворення. У програмній реалізації для течії неньютонівських середовищ вводиться модель середньої по Рейнольдсу молекулярної в'язкості (ефективна в'язкість) яка залежить від швидкості здвигу.

На рис. 7 надано порівняльні картини розподілу ефективної в'язкості для різних типів неньютонівських рідин.

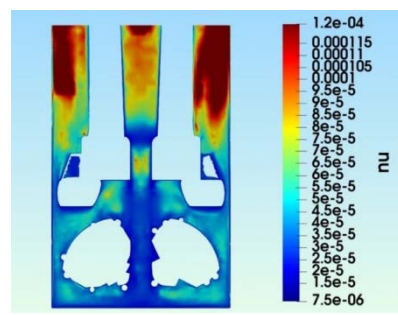
На рис. 8 наведені лінії току при течії води та бурових розчинів через розрахункову область.

При розгляді течії води через розрахункову область в районі шарошок спостерігаються значно більші вихороутворення на відміну від течії бурових розчинів. Це у свою чергу значно зменшує гідромоніторний ефект та зменшує ефективність, швидкість буріння і, як наслідок, збільшення загального часу проведення робіт на свердловинах.

Висновки. В роботі досліджено тривимірну просторову течію двох основних типів бурових розчинів – на водній та вуглеводневих основах. Порівняно картини течії ньютонівської рідини (вода) та рідин, що описуються ступеневою реологічною моделлю та моделлю Гершеля-Балклі.

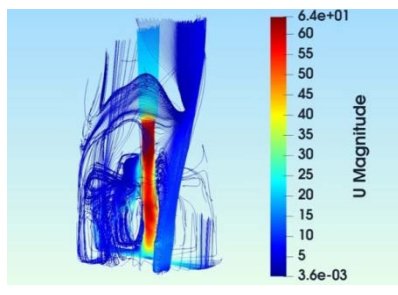


а

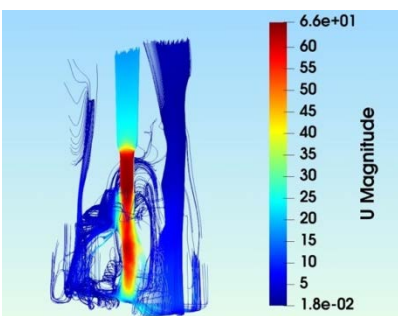


б

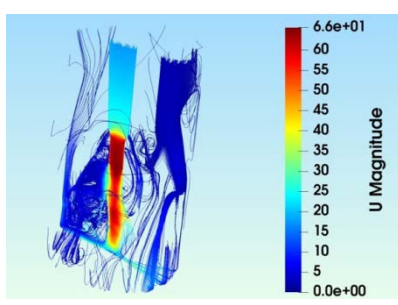
Рис. 7. Розподіл величини ефективної в'язкості при течії: а – ступеневої рідини; б – рідини типу Гершеля-Балклі



а



б



в

Рис. 8. Лінії току при течії: а – води; б – бурового розчину на водній основі; в – бурового розчину на вуглеводневій основі

Визначено, що в'язкість неньютонівських рідин змінюється під час течії через розрахункову область, тому в розрахунках гідравлічних втрат необхідно визначитися із параметрами рівнянь визначеної моделі, а саме показниками консистенції, степені середовища, початкової напруги зсуву та ін.

В'язкість бурових розчинів, яка в десятки-сотні разів більша за в'язкість води, не має критичного впливу на гідравлічні втрати. Завдяки реології рідини зменшуються гідравлічні втрати під час течії та за рахунок зменшення вихороутворення.

Список літератури

- Яким Р. С., Петрина Ю. Д., Яким І. С. *Науково-практичні основи технології виготовлення тришарошкочових бурових долит та підвищення їх якості і ефективності*. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2011. 384 с.
- Лубан Ю. В., Лубан С. В., Жолоб Н. Р., Онищенко В. П., Король Н. О. Високотемпературні біополімерні бурові розчини, як альтернатива застосуванню обважнених РВО. *Матеріали міжнар. конф. GeoDrilling III «Буріння і розкриття пластів – 2019»*. Полтава: ФОП Говоров С. В., 2020. С. 91–94.
- Полеутчий І. І. «Геосинтез Інженіринг» – 10 років роботи в сервісі бурових розчинів. *Матеріали міжнар. конф. GeoDrilling II «Буріння і розкриття пластів – 2017»*. Полтава: ФОП Говоров С. В., 2017. С. 8–10.
- Liu R., Li H., Hou W. Synthesis of Sodium Trimetaphosphate Crosslinked Xanthan Gum and Rheological Properties of Its Aqueous Solution. *Chinese Journal of Applied Chemistry*. 2015. Vol. 32. P. 1061–1069.
- Оринчак М. І., Оринчак М. М., Бейзык О. С. Буровий розчин для якісного вторинного розкриття продуктивних горизонтів. *Prospecting and Development of Oil and Gas Fields*. 2012. No. 1 (42). P. 25–32.
- Leusheva E., Brovkina N., Morenov V. Investigation of Non-Linear Rheological Characteristics of Barite-Free Drilling Fluids. *Fluids*. 2021. Vol. 6. P. 327. doi: 10.3390/fluids6090327
- Khan S., Yusuf M., Sardar N. Studies on rheological behavior of Xanthan Gum solutions in presence of additives. *Petroleum & Petrochemical Engineering Journal*. 2018. Vol. 2, issue 5. P. 000165.
- Berdugo-Clavijo C., Scheffer G., Sen A., Gieg L. M. Biodegradation of Polymers Used in Oil and Gas Operations: Towards Enzyme Biotechnology Development and Field Application. *Polymers*. 2022. Vol. 14, issue 9. P. 1871. doi: 10.3390/polym14091871
- Rymchuk D., Shevchenko N., Tulska A., Ponomarenko V., Shudryk O. Research and development of a mathematical model of a polymer-based viscous non newtonian fluid for oil and gas wells drilling. *Petroleum and Coal*. 2022. Vol. 64, issue 4. P. 796–803.
- King I., Bratu C., Delbast B., Besson A., Chabard J. P. Hydraulic Optimization of PDC bits. *European Petroleum Conference (21–24 October 1990, Hague, Netherlands)*.
- Shigemi N. CFD Simulation to Optimize Depressurization of Thermal-Shock Enhanced Drill Bit. *Proc. 43rd Workshop on Geothermal Reservoir Engineering Stanford University (12–14 February 2018, Stanford, California)*. 2018. SGP-TR-213.
- Ledgerwood L. W., Wells M. R., Wiesner B. C., Harris T. M. Advanced Hydraulics Analysis Optimizes Performance of Roller Cone Drill Bits. *Proc. IADC/SPE Drilling Conference (23–25 February 2000, New Orleans, Louisiana)*. 2000. P. SPE-59111-MS. doi: 10.2118/59111-MS
- Esfahanizadeh L., Dabira B., Goharpey F. CFD modeling of the flow behavior around a PDC drill bit: effects of nano-enhanced drilling fluids on cutting transport and cooling efficiency. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2022. Vol. 16, no. 1. P. 977–994.
- Donmez M., Yemenci O. A numerical study on centrifugal pump performance with the influence of non-Newtonian fluids. *International Journal Sciences*. 2019. Vol. 8. P. 39–45.
- Gavrilov A. A., Rudyak V. Ya. Reynolds-averaged modeling of turbulent flows of power-law fluids. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*. 2016. Vol. 227. P. 45–55.
- Роговий А. С., Шудрик О. Л., Лук'янець С. І., Нескорожений А. О., Лебединець Д. В. Характеристики відцентрового насоса при перекачуванні Бінгамівської рідини із різними значеннями початкових напруг зсуву. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 66–70. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.11
- Smirnov P. E., Menter F. R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term. *Journal of Turbomachinery*. 2009. Vol. 131, issue 4. P. 1–8. doi: 10.1115/1.3070573
- OpenFOAM. *Open source CFD. Documentation*. URL: <https://www.openfoam.com/documentation/guides/v2206/doc/index.html> (дата звернення: 26.03.2024).
- Shudryk A. Using open software application packages for simulation of viscous incompressible fluid. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2016. No. 20 (1192). P. 90–93.
- Роговий А. С., Азаров А. С., Шудрик О. Л., Панамарьова О. Б., Лебединець Д. В. Валідація відкритої бібліотеки OpenFoam гідротурбін для високотемпературного відцентрового компресора. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 2. P. 62–66. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.09
- MUDWARE engineering software from M-I SWACO. URL: <https://mudware.software.informer.com/3.0/> (дата звернення: 10.05.2024).

References (transliterated)

- Yakym R. S., Petryna Yu. D., Yakym I. S. *Naukovo-praktychni osnovy tekhnolohiy vyhotovlennya trysharoshkovykh burovyykh dolit ta pidvyshchennya yikh yakosti i efektyvnosti* [Scientific and practical foundations of the technology of manufacturing three-rollers drill bits and improving their quality and efficiency]. Ivano-Frankivsk, IFNTUNH Publ., 2011. 384 p.
- Luban Yu. V., Luban S. V., Zholob N. R., Onyshchenko V. P., Korol' N. O. Vysokotemperaturni biopolimerni burovi rozchyny, yak alternatyva zastosuvannu obvazhnykh RVO [Highly mineralized biopolymer drilling muds as an alternative to the use of weighted FCB]. *Materialy Mizhnar. Conf. GeoDrilling III "Burinnya i rozkryttya plastiv – 2019"* [Proc. of the Int. Conf. GeoDrilling III "Drilling and formation completion – 2019"]. Poltava, FOP Hovorov S. V. Publ., 2020, pp. 91–94.
- Poletuchiy I. I. "Geosintez Inzhenerinh" – 10 rokiv roboty v servisi burovyykh rozchyniv ["Geosynthesis Engineering" – 10 years of experience in drilling fluids service]. *Materialy Mizhnar. Conf. GeoDrilling II "Burinnya i rozkryttya plastiv – 2017"* [Proc. of the Int. Conf. GeoDrilling II "Drilling and formation completion – 2017"]. Poltava, FOP Hovorov S. V. Publ., 2017, pp. 8–10.
- Liu R., Li H., Hou W. Synthesis of Sodium Trimetaphosphate Crosslinked Xanthan Gum and Rheological Properties of Its Aqueous Solution. *Chinese Journal of Applied Chemistry*. 2015, vol. 32, pp. 1061–1069.
- Orynychak M. I., Orynychak M. M., Beyzyk O. S. Burovy rozchyn dlya yakisnoho vtorynnoho rozkryttya produktyvnykh horizontiv [Drilling solution to qualitatively secondary open the productive horizons]. *Prospecting and Development of Oil and Gas Fields*. 2012, no. 1 (42), pp. 25–32.
- Leusheva E., Brovkina N., Morenov V. Investigation of Non-Linear Rheological Characteristics of Barite-Free Drilling Fluids. *Fluids*. 2021, vol. 6, p. 327. doi: 10.3390/fluids6090327
- Khan S., Yusuf M., Sardar N. Studies on rheological behavior of Xanthan Gum solutions in presence of additives. *Petroleum & Petrochemical Engineering Journal*. 2018, vol. 2, issue 5, p. 000165.
- Berdugo-Clavijo C., Scheffer G., Sen A., Gieg L. M. Biodegradation of Polymers Used in Oil and Gas Operations: Towards Enzyme Biotechnology Development and Field Application. *Polymers*. 2022, vol. 14, issue 9, p. 1871. doi: 10.3390/polym14091871
- Rymchuk D., Shevchenko N., Tulska A., Ponomarenko V., Shudryk O. Research and development of a mathematical model of a polymer-based viscous non newtonian fluid for oil and gas wells drilling. *Petroleum and Coal*. 2022, vol. 64, issue 4, pp. 796–803.
- King I., Bratu C., Delbast B., Besson A., Chabard J. P. Hydraulic Optimization of PDC bits. *European Petroleum Conference (21–24 October 1990, Hague, Netherlands)*.

11. Shigemi N. CFD Simulation to Optimize Depressurization of Thermal-Shock Enhanced Drill Bit. *Proc. 43rd Workshop on Geothermal Reservoir Engineering Stanford University* (12–14 February 2018, Stanford, California). 2018, SGP-TR-213.
12. Ledgerwood L. W., Wells M. R., Wiesner B. C., Harris T. M. Advanced Hydraulics Analysis Optimizes Performance of Roller Cone Drill Bits. *Proc. IADC/SPE Drilling Conference (23–25 February 2000, New Orleans, Louisiana)*. 2000, p. SPE-59111-MS. doi: 10.2118/59111-MS
13. Esfahanizadeh L., Dabira B., Goharpey F. CFD modeling of the flow behavior around a PDC drill bit: effects of nano-enhanced drilling fluids on cutting transport and cooling efficiency. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2022, vol. 16, no. 1, pp. 977–994.
14. Donmez M., Yemencici O. A numerical study on centrifugal pump performance with the influence of non-Newtonian fluids. *International Journal Sciences*. 2019, vol. 8, pp. 39–45.
15. Gavrilov A. A., Rudyak V. Ya. Reynolds-averaged modeling of turbulent flows of power-law fluids. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics*. 2016, vol. 227, pp. 45–55.
16. Rogovyi A. S., Shudryk O. L., Luk"yanets' S. I., Neskorozenyuk A. O., Lebedynets' D. V. Kharakterystyky vidtsentrovoho nasosa pry perekachuvanni Binhamiv's'koyi ridyny iz riznymy znachennyamy pochatkovykh napruh zsuvu [Characteristics of centrifugal pump for pumping Bingham liquid with different values of yield stresses]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 66–70. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.11
17. Smirnov P. E., Menter F. R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart-Shur correction term. *Journal of Turbomachinery*. 2009, vol. 131, issue 4, pp. 1–8. doi: 10.1115/1.3070573
18. *OpenFOAM. Open source CFD. Documentation*. Available at: <https://www.openfoam.com/documentation/guides/v2206/doc/index.html> (accessed 26.03.2024).
19. Shudryk A. Using open software application packages for simulation of viscous incompressible fluid. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016, no. 20 (1192), pp. 90–93.
20. Rogovyi A. S., Azarov A. S., Shudryk O. L., Panamar'ova O. B., Lebedynets' D. V. Validatsiya vidkrytoyi biblioteky OpenFoam hidroturbin dlya vysokonapirnoho vidtsentrovoho kompresora [Validation of the hydraulic turbine OpenFoam library for a high-pressure centrifugal compressor]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 2, pp. 62–66. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.09
21. *MUDWARE engineering software from M-I SWACO*. Available at: <https://mudware.software.informer.com/3.0/> (accessed 10.05.2024).

Надійшло (received) 13.06.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Шудрик Олександр Леонідович (Shudryk Oleksandr) – кандидат технічних наук, ТОВ «Реґіон», головний інженер, м. Полтава, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0991-2498>; e-mail: o.shudryk@region.if.ua

Шевченко Наталія Григорівна (Shevchenko Nataliia) – 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: nataliia.shevchenko@khp.edu.ua

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

Петруняк Марина Валентинівна (Petruniak Maryna) – кандидат технічних наук, доцент, Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», доцент кафедри «Нафтогазова інженерія та технології»; м. Полтава, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8923-0640>; e-mail: marinamarina230679@gmail.com

Бовкун Віктор Олександрович (Bovkun Viktor) – Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», аспірант кафедри «Нафтогазова інженерія та технології»; м. Полтава, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-3731-5472>; e-mail: bovkun93@gmail.com

ПРИКЛАДНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ

APPLIED
RESEARCH

*М. В. ЧЕРКАШЕНКО, М. І. ЧЕРПАКОВ***СИНТЕЗ СХЕМ СИСТЕМ ГІДРОПНЕВМОПРИВОДІВ НА СЕМИЛІНІЙНИХ РОЗПОДІЛЬНИКАХ**

Метою статті є поглиблене вивчення шляхів вдосконалення гідравлічних і пневматичних систем з використанням семилінійних розподільників. Основні переваги, на які спрямована увага, включають підвищення ефективності, підвищення простоти монтажу, зменшення апаратних витрат та здешевлення гідропневмоприводу, – це основні складові, якими треба керуватись при проєктуванні гідравлічних та пневматичних схем. При досягненні цих показників велику роль має гідроапаратура, що застосовується у системі. Завдяки ідеї використання гранично універсальних модулів, у статті було досліджено розподільники із більшою кількістю ліній ніж у стандартних рішеннях, а саме семилінійні гідро- та пневморозподільники. Надано умовне позначення семилінійного розподільника. Розглянуто мінімальні комбінації функцій, які можуть бути реалізовані за допомогою семилінійних розподільників. Було визначено що можна вважати тригером. Наведено приклади використання семилінійних розподільників при побудові тригерів з домінуючим нулем та тригерів з лічильним входом. Наведено докладний опис роботи таких тригерів. Досліджено можливості розширення функцій командоапарату. Зроблено детальний опис командоапарату, що побудований на семилінійних розподільниках. Надано визначення поняття графу операцій. Побудовано граф операцій для формувальної машини. На основі цього графу побудовані логічні рівняння. Було описується увесь процес роботи системи та стани переходів із урахуванням сигналів, що переводять систему у наступний стан, та сигналів, що діють всередині переходу. Також побудовано пневматичну схему для формувальної машини на основі отриманих логічних рівнянь. Застосовано семилінійний командоапарат для побудови цієї схеми, що демонструє можливості застосування семилінійного командоапарату в практичних умовах. Розглянуто сфери застосування подібного командоапарату та семилінійних розподільників.

Ключові слова: семилінійні гідророзподільники, командоапарат, семилінійний командоапарат, синтез схем, гідропневмопривід, тригери.

*М. CHERKASHENKO, M. CHERPAKOV***SYNTHESIS OF HYDROPNEUMATIC DRIVE SYSTEM SCHEMES ON SEVEN-LINEAR DISTRIBUTORS**

The purpose of the article is an in-depth study of ways to improve hydraulic and pneumatic systems using seven-line distributors. The main advantages focused on include increased efficiency, increased ease of installation, reduced hardware costs, and lower cost of the hydropneumatic actuator, these are the main components that must be guided when designing hydraulic and pneumatic circuits. When achieving these indicators, the hydraulic equipment used in the system plays an important role. Due to the idea of using extremely universal modules, the article investigated distributors with more lines than in standard solutions, namely seven-line hydraulic and pneumatic distributors. The conventional notation of the seven-line distributor is given. The minimal combinations of functions that can be implemented using seven-line distributors are considered. It was determined what can be considered a trigger. Examples of the use of seven-line dividers in the construction of flip-flops with a dominant zero and flip-flops with a counting input are given. A detailed description of the operation of such triggers is given. The possibility of expanding the functions of the command apparatus was investigated. A detailed description of the command apparatus built on seven-line distributors is made. The definition of the concept of graph of operations is given. A graph of operations for a molding machine is built. On the basis of this graph, logical equations are constructed that describe the entire system operation process and transition states, taking into account the signals that move the system to the next state and the signals acting inside the transition. A pneumatic circuit for the molding machine was also constructed based on the obtained logic equations. A seven-line command apparatus was used to build this scheme, which demonstrates the possibilities of using a seven-line command apparatus in practical conditions. The areas of application of such command apparatus and seven-line distributors are considered.

Keywords: seven-line hydraulic distributors, command device, seven-line command device, circuit synthesis, hydropneumatic drive, triggers.

Вступ. Основним завданням при розробці системи гідропневмоавтоматики є синтез одно- та многотактних схем. Під час роботи над синтезом таких схем можна зіткнутися з проблемою мінімальної кількості елементів логічної схеми. Тобто більша кількість елементів здорожчує та ускладнює схему, тож ми, в обличчі розробника, прагнемо зменшити кількість елементів. Це зменшення дозволяє як підвищити надійність, так і зменшити вартість, габарити системи, підвищити швидкість роботи та монтажу, а також спростити експлуатацію кінцевої системи.

У ряді випадків практично доцільно створювати пристрої, які реалізують будь-яку логічну функцію будь-якого числа змінних шляхом використання невеликої кількості елементів. Тому, були створені гранично-універсальні модулі, які реалізують, наприклад, повний набір функцій трьох змінних, і декомпозиційні методи, які дозволяють реалізувати будь-яку логічну схему з n вхідними сигналами. Роль декомпозиції полягає у мінімізації вже синтезованої

системи рівнянь шляхом виділення повторюючихся частин рівнянь та їх вилучення [1].

Гідро- та пневмоапаратура, що випускається серійно може містити серійні розподільники (наприклад, трилінійні) з одностороннім управлінням. У той же час, ці пристрої можуть бути побудовані із меншою кількістю апаратури, наприклад з використанням чотирьох- та п'ятилінійних розподільників [1; 2].

Командоапарат таких серійних пристроїв буде збільшуватись за рахунок кількості елементів та специфіки з'єднання елементів, в яких вихідні канали одного розподільника, з'єднані з вхідним каналом попереднього розподільника дерева пристрою. Оскільки сутність командоапарату в тому, що це – ланцюжок тригерів з розділними входами, які вмикаються сигналом з наступного виходу тригера, а вмикаються кон'юнкцією відповідного вхідного сигналу із сигналом виходу попереднього елемента пам'яті.

Елементом пам'яті або тригером слід вважати

пристрій, у якого є два стабільних стани, що змінюються елементами керування. Наступним після останнього тригера йде перший. Наявність такого блоку пам'яті дозволяє виключити різні неприпустимі стани системи, але і збільшує кількість елементів у дереві системи. Розростання дерева пристрою можна уникнути за рахунок збільшення лінійності гідро- та пневморозподільників [3].

У цьому випадку оптимальним рішенням є використання семилінійних розподільників із двостороннім управлінням, які, у свою чергу, будуть реалізовувати логічну функцію для великої кількості вхідних сигналів.

Семилінійні розподільники. Основне призначення розподільника – це зміна напрямку потоку робочої рідини в двох або більше гідролініях залежно від зовнішньої керувальної дії [4]. Тож семилінійним розподільником є той, який має у собі можливість змінювати напрям потоку робочої рідини у 7 гідролініях. Використання семилінійних розподільників є продовженням ідеї граничноуніверсальних логічних модулів, описаних у [3–8].

То все таки, які можна побудувати конфігурації за допомогою семилінійного клапану? Це може бути комбінації декількох логічних функцій в межах одного гідро- або пневморозподільника. Наприклад, дві функції І в одному клапані, дві функції АБО в одному клапані, функції І-АБО та АБО-І в одному клапані, функції АБО-АБО та АБО-І в одному клапані, тощо. І все це в рамках одного розподільника, що забезпечує зменшення кількості апаратури, підвищення надійності за рахунок можливості додати опції гідролініям, підвищує діапазон застосування.

Тригери. Розглянемо можливості застосування семилінійних розподільників у побудові тригерів. Схеми цих тригерів наведено на рис. 1.

Тригер з домінуючим нулем (рис. 1, а), що містить лише один розподільник [5], працює наступним чином. У початковій позиції тиск живлення на виході ($y = 0, \bar{y} = 1$). Під час подачі на вмикаючий вхід сигналу $S = 1$ розподільник перемикається, і тиск живлення надходить на вихід

($y = 1$). Одночасно тиск з виходу ($y = 0$) скидається в атмосферу. Сигнали на виходах запам'ятовуються ($y = 1, \bar{y} = 0$) при знятті вхідного сигналу ($S = 0$). Під час подачі на вмикаючий вхід сигналу ($R = 1$) розподільник під дією тиску і зусилля пружини повертається в початкове положення незалежно від значення сигналу: $S = 1$ або $S = 0$. Подальша робота після зняття сигналу проходить так само, як і під час подачі вмикаючого сигналу $S = 1$.

Тригер з лічильним входом [6] (рис. 1, б) працює наступним чином. У початковій позиції тиск живлення надходить на вихід ($\bar{y} = 1, y = 0$); за сигналом $S = 1$ перемикається розподільник 1, і одночасно тиск подається в камеру управління розподільника 2; при цьому $y = 1$, а $\bar{y} = 0$. Під час зняття сигналу ($S = 0$) сигнали на виходах зберігають свої значення $\bar{y} = 0, y = 1$. Якщо знову подати сигнал $S = 1$, розподільник 1 перемикається в початкову позицію, при цьому $\bar{y} = 1, y = 0$, а розподільник 2 залишається у ввімкненому стані. Під час зняття вхідного сигналу ($S = 0$) значення сигналів на виходах залишаються $\bar{y} = 1, y = 0$, а розподільник 2 під дією пружини перемикається в початкове положення. Подальша робота проходить аналогічно до попередньо описаному при подачі сигналу $S = 1$.

Тригер з лічильним входом [7] (рис. 1, в) формує сигнал, рівний 1, у вихідних каналах по передньому фронту вхідного сигналу, а сигнал, який дорівнює 0, – по задньому фронту вхідного сигналу. Тригер працює таким чином: у початковому стані тиск живлення надходить у вихідний канал, при цьому $\bar{y} = 1, y = 0$. Під час подачі вхідного сигналу $S = 1$ розподільник 1 перемикається, одночасно сигнал подається в камеру управління розподільника. Сигнал $S = 1$ зберігає сигнал $y = 1$. Під час зняття вхідного сигналу ($S = 0$) сигнал на виході $\bar{y} = 0$, а $y = 1$, одночасно розподільник 2 перемикається. Якщо знову подати сигнал $S = 1$, то розподільник 1 перемикається в початкову позицію, при цьому $y = 1$, а сигнал живлення надходить на вихід ($\bar{y} = 1$). Під час скидання вхідного сигналу $\bar{y} = 1$, а $y = 0$. Одночасно під дією пружини розподільник 2 повертається в початкове положення. Далі робота повторюється.

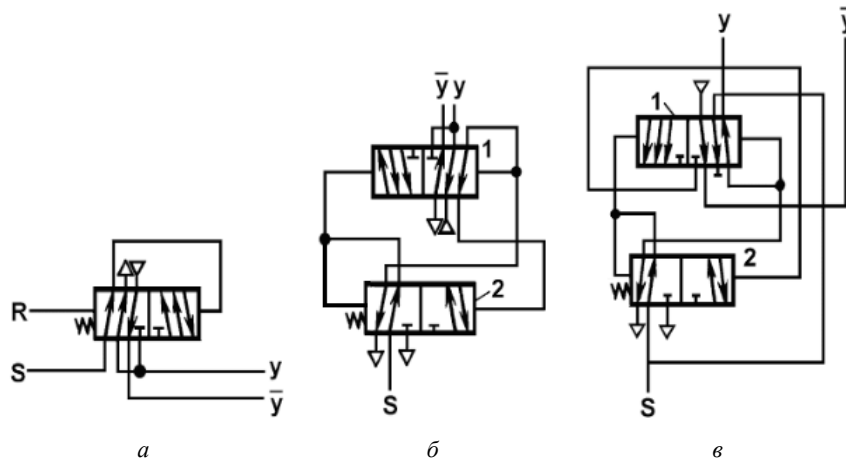


Рис. 1. Тригери, побудовані з використанням семилінійних розподільників

Семилінійний командоапарат. Окрім побудови тригерів, семилінійні розподільники можуть бути застосовані у побудові командоапарату. Грунтуючись на [5–8], опишемо роботу семилінійного командоапарату (рис. 2).

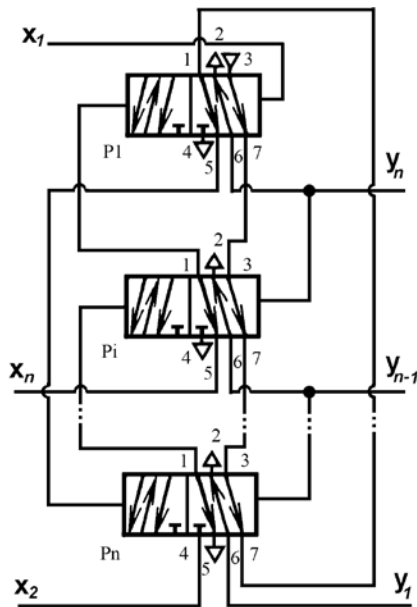


Рис. 2. Схема командоапарату, побудованого на семилінійних розподільниках

На початку роботи всі семилінійні розподільники знаходяться в початковому положенні. При цьому тиск живлення через канали 3 та 7 всіх пневморозподільників надходить у канал 1 пневморозподільника P1 і далі через його канал 5 – в інверсну керуючу камеру пневморозподільника Pn, який, перемикаючись, з'єднує канали 3 і 6, і на виході y_1 з'являється одиничний сигнал, тобто $y_1 = 1$.

При подачі вхідного сигналу $x_2 = 1$, проходячи через канали 4 та 1 пневморозподільника Pn, тиск надходить в інверсну керуючу камеру 4 пневморозподільника Pi, перемикаючи його. При цьому тиск живлення через канали 3 і 6 пневморозподільника Pi надходить на вихід y_{n-1} пристрою. Крім того, пневморозподільник Pn перемикається у початкове положення, і тиск живлення з виходу y_1 через канали 6 і 2 пневморозподільника Pn скидається в атмосферу. Таким чином, сигнал на виході з'являється у такті

роботи, наступному за тактом, у якому вихідний сигнал $y_1 = 1$ тощо.

При подачі сигналу на введення $x_n = 1$ тиск через канали 4 і 1 пневморозподільника Pi надходить в інверсну керуючу камеру пневморозподільника 1, перемикаючи його. Тиск живлення через канали 3 та 6 пневморозподільника 1 надходить на вихід y_n пристрою, крім того, пневморозподільник Pi перемикається у початкове положення, і тиск з виходу y_{n-1} через канали 6 і 2 пневморозподільника Pi скидається в атмосферу.

При подачі у пряму керуючу камеру пневморозподільника 1 вхідного сигналу $x_1 = 1$ пневморозподільник 1 повертається у початкове положення, з'являється вихід y_1 з повторенням циклу.

Таке виконання пневматичного пристрою управління дозволяє спростити конструкцію, а саме, скоротити кількість апаратів, тож основною метою є підвищення ефективності та зменшення апаратних затрат. Це може знайти місце у багатьох сферах машинобудування, зокрема й для модернізації гідросистем верстатів або використанні даного командоапарату у модульному виконанні [9; 10]. Також така система має потенціал використання у сучасних роботизованих системах, які можуть мати у собі цифрову та пропорційну гідравлічну апаратуру, промислові логічні контролери [11] або використовувати технологію комп'ютерного зору.

Розглянемо синтез пневматичної системи управління, запропонований М. Черкашенко [11]. Для цього візьмемо його граф операцій. Графом є безліч яких-небудь елементів, зв'язаних між собою співвідношеннями [12]. Граф операцій репрезентує цикл, по якому рухаються виконавчі механізми гідропневмоприводу. Отже, маємо граф операцій на рис. 3.

На основі графу, керуючись [1; 2] та дослідженнями зробленими у [11] виводимо наступні рівняння. Рівняння функцій мають вигляд:

$$\begin{aligned}
 S_1 &= w = \bar{z}_7 = x_9 y_3; S_2 = \bar{z}_2 = z_3 = z_6 = \tau; \\
 S_3 &= \bar{z}_3 = z_8 = x_4; R_1 = y_2; R_2 = y_3; R_3 = y_1; \\
 z_1 &= x_1 + x_{11}; \bar{z}_1 = w + \tau; z_2 = x_{11}; z_4 = z_7 = x_5 x_8; \\
 \bar{z}_4 &= x_{10}; z_5 = x_7 y_1; \bar{z}_5 = \bar{z}_6 = x_5 x_7 y_2; \\
 z_8 &= x_4 - \text{видування форми.}
 \end{aligned}$$

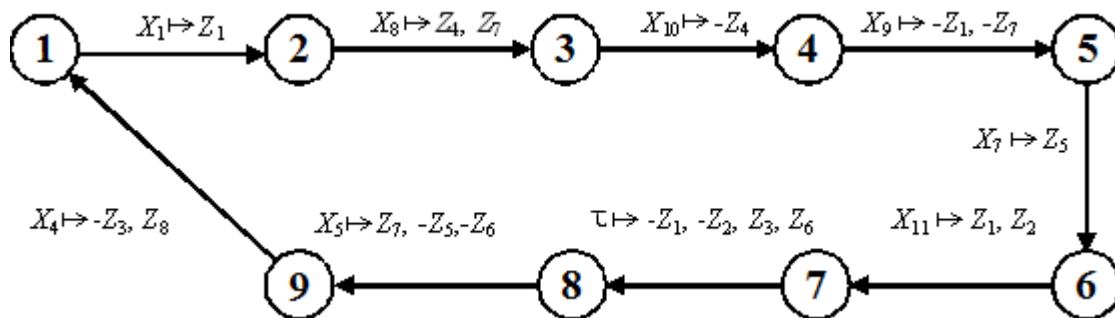


Рис. 3. Граф операцій формувальної машини:
-Z – сигнал на повернення штока циліндра у вихідне положення

Отримавши ці рівняння, на основі графу операцій можемо побудувати схему із застосуванням семилінійного командоапарату. Ця схема відповідає графу операцій та зображена на рис. 4.

Висновок. Таким чином, використання семилінійних розподільників має великий спектр застосування. Вони можуть бути використані для побудови різноманітних тригерів, підвищити надійність системи. Використання таких розподільників у командоапараті дозволяє спростити його конструкцію за умови, що кожен наступний такт здійснюється при контролі попереднього такту. Таке

виконання пневматичного пристрою управління дозволяє скоротити кількість апаратів у командоапараті, тож основною метою є підвищення ефективності та зменшення апаратних затрат. Потенціал застосування такої системи може знайти місце у багатьох сферах машинобудування як для модернізації гідросистем верстатів, так і для використання у сучасних роботизованих системах. Забезпечення надійності такими розподільниками може стати у нагоді в гідроенергетиці, машинобудівництві та місцях, де має сенс критично зменшувати кількість апаратури.

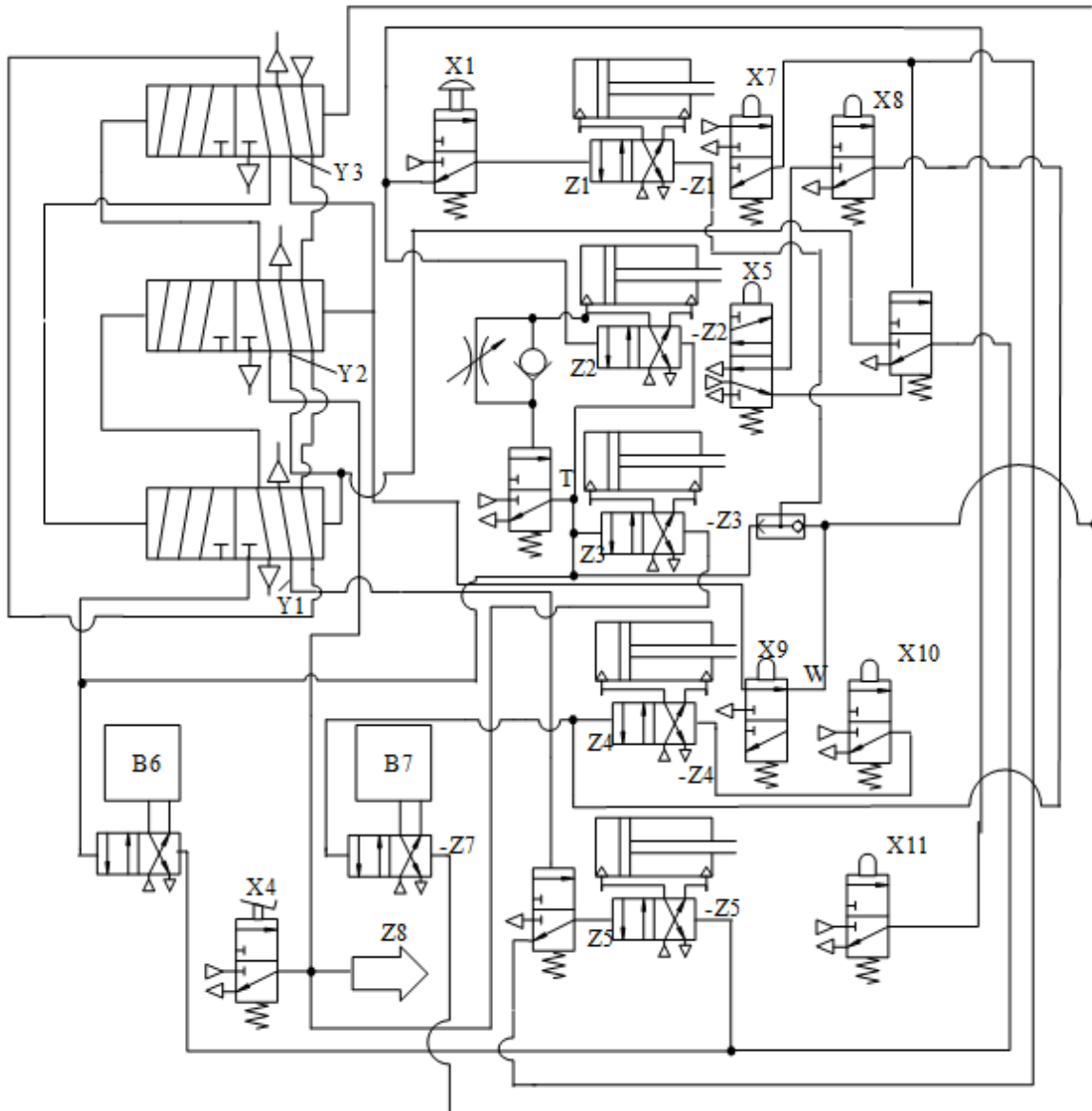


Рис. 4. Схема пневматичної системи керування формувальної машини із використанням семилінійного командоапарату: Т – сигнал з виходу реле часу

Список літератури

1. Черкашенко М. В. *Автоматизація проектування систем гідро-і пневмоприводів з дискретним управлінням*. Харків: НТУ «ХП», 2001. 182 с.
2. Сокол С., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Т. 2. Гідравлічні машини*. Харків: НТУ «ХП», 2020. 534 с.
3. Черкашенко М. В., Вурье Б. А. *Теорія побудови схем гідропневмоагрегатів*. Харків: НТУ «ХП», 2016. 253 с.
4. Мигущенко Р. П., Кропачек О. Ю. *Елементи цифрової електроніки в технічних пристроях*. Харків: НТУ «ХП», 2013. 255 с.
5. Черкашенко М. В., Барський О. Б. Авторське свідоцтво 1012226. *Пневматичний тригер з роздільними входами*. 1983.
6. Черкашенко М. В., Барський О. Б. Авторське свідоцтво 1062673. *Пневматичний тригер з лічильним входом*. 1983.
7. Черкашенко М. В., Барський О. Б. Авторське свідоцтво

1111144. Пневматичний тригер з лічильним входом. 1984.
8. Келерман Ю. І., Черкашенко М. В., Сметанка Л. А., Писаренко А. П. Авторське свідоцтво 935933. *Пневматичний пристрій управління*. 1982.
 9. Fatyeyev O., Fatieieva N., Sushko S., Pastushenko A., Ponomarov V. Comparative Analysis of Design Methods for Pneumatic Control Systems. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI. DSMIE 2023. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham: Springer, 2023. P. 23–32. doi: org/10.1007/978-3-031-32774-2_3
 10. Черпаков М. І. Підвищення ефективності свердлильного верстата за допомогою структурної організації. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 2. P. 85–88. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.13
 11. Cherkashenko M. Synthesis of minimal schemes of systems control of hydraulic and pneumatic drives. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 12–17. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.02
 12. Harary F. *Graph Theory*. Boston: Addison-Wesley, 1971. 274 p.
- References (transliterated)**
1. Cherkashenko M. V. *Avtomatyzatsiya proektuvannya system hidro- i pnevmopryvodiv z dyskretnym upravlinnyam* [Automating the design of hydraulic and pneumatic drive systems with discrete control]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2001. 182 p.
 2. Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Drankovs'kyi V., Hasyuk O., Hryb O. *Hidroenerhetyka. Tom 2. Hidravlichni mashyny* [Hydropower engineering. Vol. 2. Hydraulic machines]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020. 534 p.
 3. Cherkashenko M. V., Vur'e B. A. *Teoriya pobudovy skhem hidropnevmoahrehativ* [The theory of designing hydraulic pneumatic units]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2016. 253 p.
 4. Myhushchenko R. P., Kropachek O. Yu. *Elementy tsyfrovoyi elektroniky v tekhnichnykh prystroyakh* [Digital electronics elements in technical devices]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2013. 255 p.
 5. Cherkashenko M. V., Bars'kyi O. B. *Pnevmatychnyy tryher z rozdil'nymy vkhodom* [Pneumatic trigger with separate inputs]. Patent, no. 1012226, 1983.
 6. Cherkashenko M. V., Bars'kyi O. B. *Pnevmatychnyy tryher z lichyl'nym vkhodom* [Pneumatic trigger with counting input]. Patent, no. 1062673, 1983.
 7. Cherkashenko M. V., Bars'kyi O. B. *Pnevmatychnyy tryher z lichyl'nym vkhodom* [Pneumatic trigger with counting input]. Patent, no. 1111144, 1984.
 8. Kelerman Yu. I., Cherkashenko M. V., Smetanka L. A., Pysarenko A. P. *Pnevmatychnyy prystriy upravlinnya* [Pneumatic control device]. Patent, no. 935933, 1982.
 9. Fatyeyev O., Fatieieva N., Sushko S., Pastushenko A., Ponomarov V. Comparative Analysis of Design Methods for Pneumatic Control Systems. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VI. DSMIE 2023. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Cham, Springer Publ., 2023, pp. 23–32. doi: org/10.1007/978-3-031-32774-2_3
 10. Cherpakov M. I. Pidvyshchennya efektyvnosti sverdyl'noho verstata za dopomohoyu strukturnoyi orhanizatsiyi [Increasing the efficiency of the drilling machine with structural organization]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 2, pp. 85–88. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.13
 11. Cherkashenko M. Synthesis of minimal schemes of systems control of hydraulic and pneumatic drives. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 12–17. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.02
 12. Harary F. *Graph Theory*. Boston, Addison-Wesley Publ., 1971. 274 p.

Надійшла (received) 14.10.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Черкашенко Михайло Володимирович (Cherkashenko Mykhailo) – доктор технічних наук, професор, головний редактор Вісника Національного технічного університету «ХПІ», серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3908-7935>; e-mail: mchertom@gmail.com

Черпаков Микита Ігорович (Cherpakov Mykyta) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8801-1489>; e-mail: mykyta.cherpakov@gmail.com

О. М. ФАТЄЄВ, Н. М. ФАТЄЄВА, А. В. КРАСИЛЬНИК, А. В. ШИЯН, В. В. ПОЛЯКОВ

ТЕХНОЛОГІЇ ГІДРОСТАТИЧНИХ ВИПРОБУВАНЬ У МЕТАЛУРГІЙНІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ

Розробка нових випробувальних пресів обґрунтована вимогами сучасних технологій видобутку нафти з надглибоких свердловин і сланцевого газу до перевірки міцності труб в бік збільшення випробувального тиску. Алгоритм гідростатичних випробувань полягає в тому, що на кінці труби насувають випробувальні голівки, які герметизують внутрішню порожнину труби. Потім трубу наповнюють водяною емульсією і збільшують тиск цієї емульсії до величини, встановленої нормативними документами. Для гідростатичного випробування труб нафтогазового сортаменту високим тиском найбільше переваг має спосіб зовнішньої герметизації труб за допомогою сегментних манжет. Механічне обладнання для випробування має враховувати компенсацію осьових зусиль від дії тиску випробувальної рідини в середині труби, для цього рама преса має бути силовою. Розглянуто найбільш розповсюджену силову схему випробувальних пресів, в яких всі осьові сили, які виникають внаслідок дії тиску рідини всередині труби на випробувальні голівки, компенсуються силами реакції в силових колонах. Передню голівку роблять жорстко зв'язаною з колонами, а задню голівку розміщують на рухомій каретці для компенсації немірності довжини труби. В робочому положенні задня каретка фіксується на колонах спеціальними замковими механізмами. Підвищення якості проведення випробування доцільно розглядати за рахунок удосконалення конструкції елементів гідравлічної системи та дослідження процесів при підйомі та утриманні високого тиску. Випробувальний тиск в середині труби створюється переважно за допомогою гідромультіплікатора тиску. Параметри мультіплікатора: коефіцієнт мультіплікації, діаметр поршня та робочий хід вибирають в залежності від потрібного випробувального тиску, довжини та діаметрів труб, що піддаються випробуванню. Дослідження гідросистем високого тиску мультіплікаторного типу наразі представляють особливий інтерес.

Ключові слова: випробувальний тиск, труба нафтогазового сортаменту, сегментні ущільнення, осьові навантаження, прес, мультіплікатор високого тиску.

O. FATYEV, N. FATIEVA, A. KRASYLNYK, A. SHYIAN, V. POLIAKOV

HYDROSTATIC TESTING TECHNOLOGIES IN THE METALLURGICAL INDUSTRY

The development of the new test presses is based on the requirements of modern technologies for the extraction of oil from ultra-deep wells and shale gas to test the strength of pipes up to higher test pressures. The hydrostatic test algorithm involves pushing test heads onto the ends of the pipe to seal the internal cavity of the pipe. Then the pipe is filled with a water emulsion and the pressure of this emulsion is increased to the value specified in regulatory documents. For high-pressure hydrostatic testing of oil and gas pipes, the most advantageous method is the external sealing of pipes using segmental sleeves. The mechanical testing equipment should take into account the compensation of axial forces from the pressure of the test fluid inside the pipe, for which purpose the press frame should be power-operated. The most common power scheme of test presses is considered, in which all axial forces arising from the action of the fluid pressure inside the pipe on the test heads are compensated by reaction forces in the power columns. The front head is rigidly connected to the columns, and the rear head is placed on a movable carriage to compensate for uneven pipe lengths. In the working position, the rear carriage is fixed to the columns with special locking mechanisms. It is advisable to improve the quality of the test by improving the design of the hydraulic system elements and studying the processes during the rise and retention of high pressure. The test pressure inside the pipe is created mainly by means of a hydraulic pressure multiplier. The parameters of the multiplier: multiplication factor, piston diameter and stroke are selected depending on the required test pressure, length and diameters of the pipes to be tested. Research on high-pressure hydraulic systems of the multiplier type is of particular interest at present.

Keywords: test pressure, oil and gas pipe, segmental seals, axial loads, press, high-pressure multiplier.

Вступ. Труби нафтогазового сортаменту працюють у найжорсткіших умовах навантаження. Наприклад, при видобутку сланцевого газу в стовбур свердловини закачується в середньому від 3 до 10 тисяч тон води під тиском до 140 МПа. Буріння свердловин довжиною 3000 м для максимізації площі поверхні свердловин, яка контактує зі сланцевим пластом, чи надглибоке буріння нафтових свердловин, вимагають використання надміцних безшовних труб. Адаже руйнування труб в свердловинах призводить до великих збитків.

Щоб врахувати вимоги нових технологій [1; 2], постійно оновлюються процеси виготовлення і зміцнення труб нафтогазового сортаменту, розробляються нові різьбові з'єднання, покращується матеріал труб тощо. Найнадійнішим і незмінним способом перевірки міцності та щільності труб та трубних з'єднань є гідростатичні випробування. Під час цих випробувань для перевірки експлуатаційних характеристик виготовлених труб застосовується підвищений тиск рідини. Як правило, в якості випробувальної рідини використовують водяну емульсію з антикорозійними присадками. Величину

випробувального тиску встановлюють відповідними стандартами [3; 4] і нормативно-технічними документами на виробництво певного типу труб [5; 6].

Основна частина. Узагальнений алгоритм гідростатичних випробувань полягає в тому, що на кінці труби насувають випробувальні голівки, які герметизують внутрішню порожнину труби. Потім трубу наповнюють водяною емульсією і збільшують тиск цієї емульсії до величини, встановленої нормативними документами. Як правило, випробувальний тиск перевищує робочий на 25–70 %. Далі трубу витримують під дією цього тиску, як правило, 5–10 с. В цей час контролюють стабільність тиску в трубі та перевіряють відсутність просочування і витікання рідини з труби назовні.

В залежності від вимог нормативних документів витримка труби під дією випробувального тиску здійснюється або з компенсацією падіння тиску, або без компенсації. Компенсація невеликого падіння тиску відбувається за рахунок повільного руху штока мультіплікатора. Якщо ж компенсація падіння тиску не допускається, стабільність випробувального тиску досягається за рахунок цілісності труби, а також

герметичності ущільнень у випробувальних голівках і водяної апаратури високого тиску.

Труба успішно пройшла випробування, якщо графік витримки випробувального тиску не показує перевищення допустимого значення падіння; просочування і витікання рідини відсутні; деформації труби не перевищують норми – її відправляють на фінішну обробку. В іншому випадку трубу бракують [7].

Герметизацію внутрішньої порожнини труби забезпечують еластичні ущільнення. В залежності від того, зазор між якими поверхнями ущільнюється, можна виділити три види ущільнень. На рис. 1–3 схематично показані три типи ущільнень труби і відповідні осьові навантаження на трубу та випробувальну голівку.

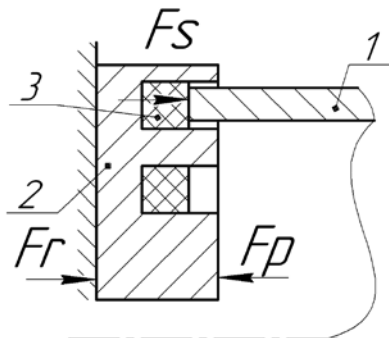


Рис. 1. Торцеве ущільнення

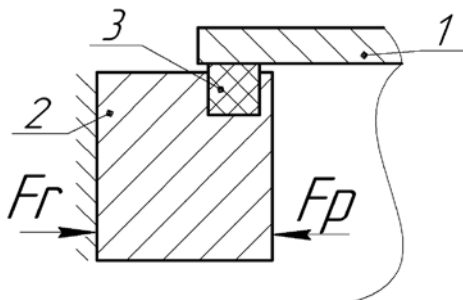


Рис. 2. Внутрішнє ущільнення

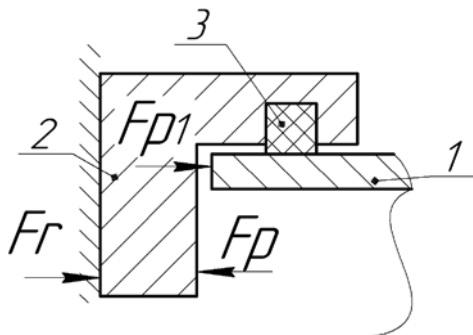


Рис. 3. Зовнішнє ущільнення

В схемах використані наступні позначення:

1 – труба;

2 – випробувальна голівка;

3 – еластичне ущільнення (узагальнено, не залежно від форми перерізу);

F_p – активна сила вздовж осі труби від дії тиску рідини на внутрішню поверхню голівки;

F_r – сила реакції на дію тиску рідини (виникає силової рами випробувального преса);

F_s – сила притискання ущільнення до торця труби;

F_{p1} – сила стискання труби вздовж осі, викликана дією тиску рідини на торець стінки труби.

При торцевому ущільненні труби герметизації досягають за рахунок притискання ущільнення до торця труби з певним зусиллям F_s , якого повинно вистачати для створення суцільної площадки контакту поверхонь ущільнення і торця труби [8].

Основними недоліками торцевого типу ущільнення труби є:

- швидке руйнування ущільнення через постійне циклічне механічне неконтрольоване притискання ущільнення торцем труб до голівки і через гострі краї труби;

- легка втрата герметичності через дефекти площини торця труби, нерівномірне притискання ущільнення до торця, або через недостатню компенсацію розтягнення рами преса.

Основні переваги торцевого ущільнення:

- простота монтажу і заміни ущільнень;

- можливість однією голівкою з кількома торцевими ущільненнями випробувати труби відповідних діаметрів труб без заміни голівок.

При внутрішньому ущільненні труби осьова сила стискання труби відсутня, контакт зовнішньої поверхні ущільнення з внутрішньою поверхнею труби більш стійкий, ніж у торцевого ущільнення. Це є переваги такого виду ущільнення.

Проте, форма і шорсткість внутрішньої поверхні труби без додаткової обробки, як правило, гірші за зовнішню і торцеву поверхні труб. Через це робоча поверхня внутрішнього ущільнення досить часто псується і доводиться його міняти. Крім того, як правило, для труб кожного внутрішнього діаметру треба своє відповідне ущільнення. Тобто, якщо внутрішні діаметри труб часто змінюються, треба часто міняти випробувальні голівки.

При зовнішньому ущільненні труби виникає додаткова сила стискання труби, зумовлена дією тиску рідини на торці труби. Чим більший випробувальний тиск і товщина стінки труби, тим більша сила стискання. Проте, ущільнення зовнішньої поверхні труби досягається найбільш просто, і воно найбільш стійке в порівнянні з торцевим і внутрішнім. Особливо, якщо взяти до уваги сегментне [9], рухоме в радіальному напрямі ущільнення, яке охоплює трубу під дією зовнішнього тиску рідини (рис. 4).

Оскільки робоча поверхня ущільнення типу МС контактує з поверхнею труби тільки під дією зовнішнього тиску рідини при випробуванні труб, довговічність такого типу ущільнень суттєво більша, ніж у торцевих чи внутрішніх ущільнень. Тому що при відсутності зовнішнього тиску між поверхнею труби і робочою поверхнею ущільнення існує досить великий гарантований зазор і робоча поверхня ущільнення не руйнується гострими краями труби чи шорсткою зовнішньою поверхнею труби. Крім того, завдяки збільшеним зазорам, одне сегментне

ущільнення може використовуватись для випробування труб цілого ряду зовнішніх діаметрів без зміни розміру ущільнення.

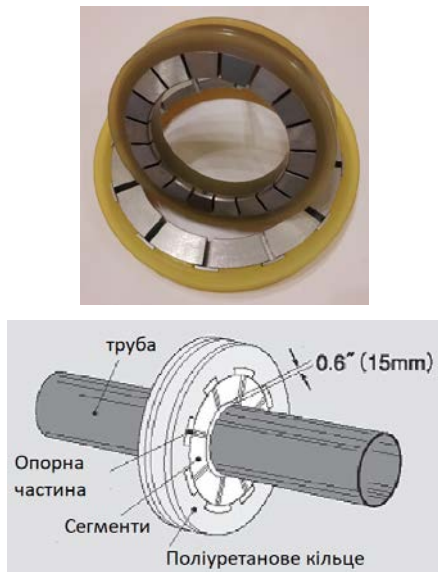


Рис. 4. Зовнішнє сегментне ущільнення типу MS та MCO

До того ж, сегментні ущільнення дозволяють випробувати труби з різбовими і потовщеними кінцями. Це одна з основних переваг сегментних ущільнень над звичайними U-подібними, чи комірцевими манжетами, котрі не дозволяють герметизувати подібні поверхні.

Схематично роботу сегментної манжети показано на рис. 5. При відсутності дії зовнішнього тиску рідини між робочою поверхнею манжети і поверхнею труби існує великий зазор, позначений на верхній половині рис. 5.

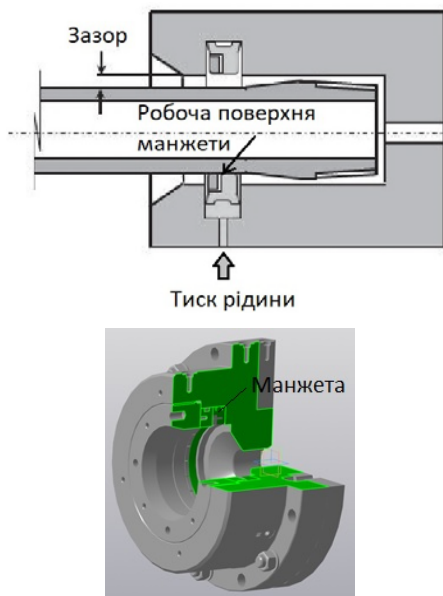


Рис. 5. Випробування труб з різбовими кінцями

Під дією тиску рідини на зовнішній обідок манжета охоплює трубу робочою поверхнею і створює міцний ущільнювальний пояс на поверхні труби, як показано на нижній половині рис. 5.

Як видно зі схем (рис. 1–3), тільки при внутрішньому ущільненні на трубу не діє ніяка зовнішня сила в осьовому напрямку. Але, при будь-якому з трьох видів ущільнень труби сила від дії тиску рідини всередині труби спрямована на те, щоб зіштовхнути випробувальні голівки з труби. Тому цю силу замикають на раму преса, тобто рама преса є силовою, як показано на рис. 6.

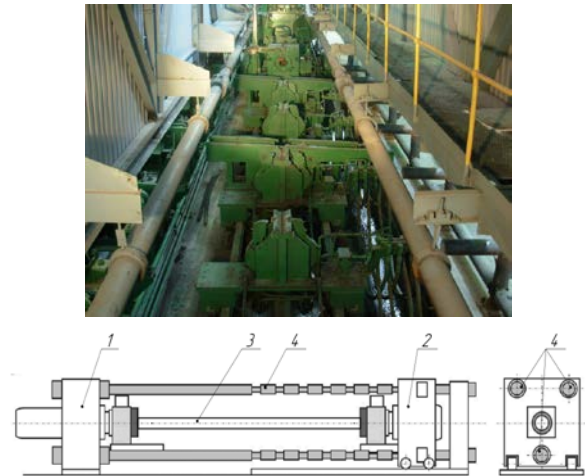


Рис. 6. Силова схема преса:

1 – передній фіксований упор; 2 – задній рухомий упор або задня каретка; 3 – випробувальна труба; 4 – силові колони

На рис. 6 наведена найбільш розповсюджена силова схема випробувальних пресів. На передньому фіксованому упорі, жорстко зв'язаному з силовими колонами, розміщена передня випробувальна голівка. На задній каретці розміщена задня випробувальна голівка. Задню каретку переміщують в залежності від довжини труби, завантаженої для випробування в прес, і фіксують на силових колонах. Таким чином, всі осьові сили, які виникають внаслідок дії тиску рідини всередині труби на випробувальні голівки, компенсуються силами реакції в силових колонах.

Створення випробувального тиску в трубі відбувається за рахунок роботи мультиплікатора високого тиску [10]. Спрощену принципову схему системи гідравлічного випробування труб показано на рис. 7.

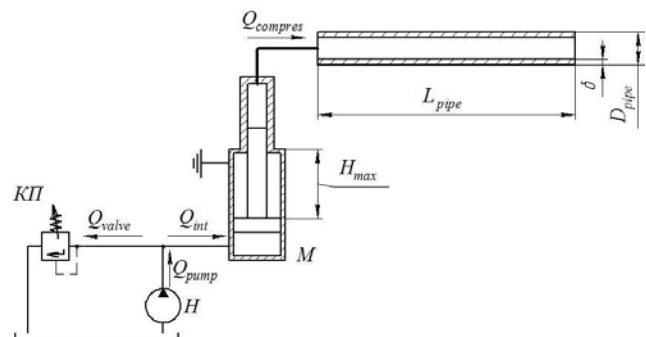


Рис. 7. Спрощена принципова схема системи випробування труб

Масляний насос H подає робочу рідину в поршневу порожнину мультиплікатора M і спричиняє рух поршня зі штоком. Шток мультиплікатора

втісняє водяну емульсію в наповнену трубу і підіймає тиск у ній. Значення тиску рідини в трубі пропорційне тиску робочої рідини, який створює масляний насос, і коефіцієнту мультиплікації. Коефіцієнт мультиплікації – стала характеристика мультиплікатора. Це співвідношення площі поршня до площі штока мультиплікатора.

Величина тиску масла встановлюється запобіжним клапаном КП масляної гідросистеми [11]. Параметри масляного насоса і масляної гідроапаратури, а також параметри мультиплікатора – коефіцієнт мультиплікації, діаметр поршня та робочий хід H_{\max} вибирають в залежності від потрібного випробувального тиску, довжини та діаметрів труб, що піддаються випробуванню [12]. Для забезпечення компактності проєктованого обладнання доцільно використовувати гідроапаратуру модульного монтажу [13].

Висновки. Розробка нових випробувальних пресів обґрунтована вимогами сучасних технологій видобутку нафти з надглибоких свердловин і сланцевого газу до перевірки міцності труб в бік збільшення випробувального тиску.

Для гідростатичного випробування труб нафтогазового сортаменту високим тиском найбільше переваг має спосіб зовнішньої герметизації труб за допомогою сегментних манжет.

Механічне обладнання для випробування має враховувати компенсацію осьових зусиль від дії тиску випробувальної рідини в середині труби, для цього рама преса має бути силовою. Найрозповсюдженіша схема рами пресів – з силовими колонами. Передню голівку роблять жорстко зв'язаною з колонами, а задню голівку розміщують на рухомій каретці для компенсації немірності довжини труби. В робочому положенні задня каретка фіксується на колонах спеціальними замковими механізмами.

Підвищення якості проведення випробування доцільно розглядати за рахунок удосконалення конструкції елементів гідравлічної системи та дослідження процесів при підйомі та утриманні високого тиску. Випробувальний тиск в середині труби створюється переважно за допомогою гідромultiплікатора тиску. Тому дослідження гідросистем високого тиску мультиплікаторного типу представляють особливий інтерес.

Список літератури

1. Роговий А. С., Костюк М. О., Азаров А. С. Удосконалювання енергетичних параметрів нафтових струминних насосів. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 25–32. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.04
2. Черпаков М. І. Аналітичний огляд шляху та методів синтезу схем гідропневмоагрегатів. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 78–81. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.13
3. *ДСТУ 3845:2019. Труби металеві. Метод випробування гідростатичним тиском (ГОСТ 3845:2017, IDT)* / Нац. стандарт України. Київ: УкрНДНЦ, 2019. 8 с.
4. *ДСТУ 11960:2022. Нафтова та газова промисловість. Сталеві труби для використання як обсадних труб або труб для свердловин (EN ISO 11960:2021, IDT; ISO 11960:2020, IDT)* /

- Нац. стандарт України. Київ: УкрНДНЦ, 2022. 536 с.
5. *ДСТУ 8932:2019. Труби обсадні та муфти до них. Технічні умови* / Нац. стандарт України. Київ: УкрНДНЦ, 2020. 51 с.
6. *ДСТУ 8935:2019. Труби насосно-компресорні та муфти до них. Технічні умови* / Нац. стандарт України. Київ: УкрНДНЦ, 2020. 24 с.
7. Guangzheng J., Mantian L., Shujin Z., Fengshan W. Monitor and Control of Hydrostatic Sealing Tester for Tubing and Casing. *WRI World Congress on Software Engineering (19–21 May 2009, Xiamen, China)*. IEEE, 2009. P. 47–49. doi: 10.1109/WCSE.2009.323
8. Gu R. J., Liu J. G., Zhang J. G., Li P. L., Kou Y. L., Liu H. C. Simulation Study on the Heavy Parts of Pipe Hydrostatic Tester and their Structures Optimization. *Applied Mechanics and Materials*. 2011. Vol. 109. P. 296–301. doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.109.296
9. *Hydrostatic pipe tester*. URL: <https://www.hyprex.co.jp/en/technology/pdf/2013/yukuatu201308.pdf> (дата звернення: 10.09.2024).
10. Фатєєв Н. М., Красильник А. В., Фатєєв О. М., Кулжанов О. А. Дослідження динаміки гідравлічного мультиплікатора. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Тези доповідей XXIX міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2021 (18–20 травня 2021 р., Харків)*. Харків: НТУ «ХПІ», 2021. С. 123.
11. Fatyeyev O., Fatieieva N., Poliakov V., Shyian A., Radchenko O. Design Specifics of a Built-in Diagnostic System for Hydraulic Machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 2. P. 78–84. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.12
12. Cameron K., Pettinger A. M. Effectiveness of Hydrostatic Testing for High Strength Pipe Material. *Proc. of the 8th International Pipeline Conference. Vol. 1 (27 September–1 October 2010, Calgary, Alberta, Canada)*. ASME, 2010. P. 647–651. doi: 10.1115/IPC2010-31426
13. Fatyeyev O., Fatieieva N., Ponomarov V. Advantages of using hydraulic equipment of modular mounting in the modernization of machine hydrosystems. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 33–41. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.05

References (transliterated)

1. Rogovyi A. S., Kostiuk M. O., Azarov A. S. Udskonaluyvannya enerhetychnykh parametriv naftovykh strumynnykh nasosiv [Improving energy parameters of oil jet pumps]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 25–32. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.04
2. Cherpakov M. I. Analitichnyy ohlyad shlyakhu ta metodiv syntezy skhem hidropnevmoahrehativ [Analytical review of the way and methods of synthesis of hydropneumatic units schemes]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 78–81. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.13
3. *DSTU GOST 3845:2019. Truby metalevi. Metod vyprovuvannya hidrostatychnym tyskom* [State Standard 3845:2019. Metallic pipes. Internal hydrostatic pressure testing method]. Kyiv, UkrNDNTS Publ., 2019. 8 p.
4. *DSTU 11960:2022. Naftova ta hazova promyslovist'. Stalevi truby dlya vykorystannya yak obsadnykh trub abo trub dlya sverdlavyin* [State Standard 11960:2022. Petroleum and natural gas industries – Steel pipes for use as casing or tubing for wells]. Kyiv, UkrNDNTS Publ., 2022. 536 p.
5. *DSTU 8932:2019. Truby obsadni ta mufty do nykh. Tekhnichni umovy* [State Standard 8932:2019. Casing pipes with couplings. Technical specification]. Kyiv, UkrNDNTS Publ., 2020. 51 p.
6. *DSTU 8935:2019. Truby nasosno-kompresorni ta mufty do nykh. Tekhnichni umovy* [State Standard 8935:2019. Tubing pipes and couplings for them. Technical specification]. Kyiv, UkrNDNTS Publ., 2020. 24 p.
7. Guangzheng J., Mantian L., Shujin Z., Fengshan W. Monitor and Control of Hydrostatic Sealing Tester for Tubing and Casing. *WRI World Congress on Software Engineering (19–21 May 2009, Xiamen, China)*. IEEE Publ., 2009, pp. 47–49. doi: 10.1109/

- WCSE.2009.323
8. Gu R. J., Liu J. G., Zhang J. G., Li P. L., Kou Y. L., Liu H. C. Simulation Study on the Heavy Parts of Pipe Hydrostatic Tester and their Structures Optimization. *Applied Mechanics and Materials*. 2011, vol. 109, pp. 296–301. doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.109.296
 9. *Hydrostatic pipe tester*. Available at: <https://www.hyprex.co.jp/en/technology/pdf/2013/yukuatu201308.pdf> (accessed 10.09.2024).
 10. Fatieieva N. M., Krasyl'nyk A. V., Fatyeyev O. M., Kulzhanov O. A. Doslidzhennya dynamiky hidravlichnoho mul'typlikatora [Study of the dynamics of a hydraulic multiplier]. *Informatsiyi tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya. Tezy dopovidey KhKhIKh mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi MicroCAD-2021 (18–20 travnya 2021 r., Kharkiv)* [Information technology: science, engineering, technology, education, health. Abstracts of the XXIX Int. Sci.-Pract. Conf. MicroCAD-2021 (18–20 May 2021, Kharkiv)]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, p. 123.
 11. Fatyeyev O., Fatieieva N., Poliakov V., Shyian A., Radchenko O. Design Specifics of a Built-in Diagnostic System for Hydraulic Machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 2, pp. 78–84. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.12
 12. Cameron K., Pettinger A. M. Effectiveness of Hydrostatic Testing for High Strength Pipe Material. *Proc. of the 8th International Pipeline Conference. Vol. 1 (27 September–1 October 2010, Calgary, Alberta, Canada)*. ASME Publ., 2010, pp. 647–651. doi: 10.1115/IPC2010-31426
 13. Fatyeyev O., Fatieieva N., Ponomarov V. Advantages of using hydraulic equipment of modular mounting in the modernization of machine hydrosystems. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 33–41. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.05

Надійшла (received) 10.09.2024

Відомості про авторів / About the Authors

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

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

Красильник Анатолій Володимирович (Krasyl'nyk Anatolii) – незалежний інженер-дослідник; м. Харків, Україна; e-mail: hydrotolik@meta.ua

Шиян Анатолій Вадимович (Shyian Anatolii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-6744-085X>; e-mail: anatolii.shyian@mit.khpi.edu.ua

Поляков Валерій Валерійович (Poliakov Valerii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-5868-9898>; e-mail: valerii.poliakov@mit.khpi.edu.ua

Ю. М. КУХТЕНКОВ, С. О. НАЗАРЕНКО

ДО ПИТАННЯ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ РОБОЧИХ КОЛІС РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ ГІДРОТУРБІН

Унікальні робочі колеса високонапірних гідротурбін мають великі розміри і масу. Їх виготовляють у вигляді зварнolитих конструкцій, в яких верхній обід, нижній обід і кожну лопать відливають окремо, а потім зварюють, а іноді виготовляють цільнолитими. Внаслідок умов роботи гідротурбін окремі частини робочого колеса (лопати, нижній обід) виготовляють з кавітаційно- та корозійностійких хромистих сталей. Зварна конструкція дозволяє виготовляти робочі колеса комбінованими: деталі, схильні до кавітації, виконують з нержавіючих хромистих сталей, решта – з дешевих малолегованих. Тріщини, зазвичай, починаються у місцях концентрації напруг і після заварювання через деякий час виникають знову. У відлитих як одне ціле робочих колесах також виникають втомні руйнування при експлуатації гідротурбін, які викликані вібрацією агрегату в результаті пульсації тиску потоку води, вихроутворення, кавітації поряд з гідроабразивним зносом. Втомні тріщини і злами частіше за все виникають на вхідній і вихідній кромках лопаті, де на постійно діюче, максимальне від напору води статичне навантаження накладаються динамічні навантаження. Розглянуті методи боротьби з тріщеноутворенням, методика досліджень і моделювання експлуатаційної навантаженості лопатей. Розрахунки робочих коліс на втомну міцність дозволили зробити висновки про їх напружений стан. Проведені натурні і модельні експерименти по визначенню рівнів пульсації тиску в робочих колесах високонапірних радіально-осьових гідротурбін на напір 300 метрів. Результати цих досліджень можуть розглядатися, як вихідні дані для подальшого їх використання в розрахунках на втомну міцність сучасних 3D моделей робочих коліс високонапірних радіально-осьових гідротурбін.

Ключові слова: гідротурбіна, радіально-осьові робочі колеса, лопать, верхній і нижній обід, тріщини, коефіцієнт запасу втомної міцності, пульсації тиску, вібрація гідроагрегату, кавітація.

Yu. KUKHTENKOV, S. NAZARENKO

BEFORE FEEDING THE INTEGRATED PERFORMANCE OF WORKING WHEELS OF RADIAL-AXLE HYDROTURBINES

The unique impellers of high-pressure hydroturbines are large in size and mass and are manufactured as welded structures, in which the top rim, bottom rim and each blade are cast separately and then welded, or sometimes made as a single piece. Due to the operating conditions of hydroturbines, individual parts of the impeller (blades, lower rim) are made of cavitation- and corrosion-resistant chromium steels. The welded design allows for the production of combined impellers: the parts prone to cavitation are made of stainless chromium steels, the rest are made of cheap low-alloyed ones. Cracks that usually start in places of stress concentration and after brewing appear again after some time. In impellers cast as a whole, fatigue failures also occur during the operation of hydroturbines, they are caused by vibration of the unit as a result of pulsation of the pressure of the water flow, vortex formation, cavitation along with hydroabrasive wear. Fatigue cracks and fractures most often occur at the inlet and outlet edges of the blade, where dynamic loads are superimposed on the constant, maximum static load from the water pressure. The methods of combating cracking, research methods and modeling of the operational load of the blades are considered. Calculations of the fatigue strength of the working wheels made it possible to draw conclusions about their stressed state. Real-life and model experiments were conducted to determine the levels of pressure pulsation in the impellers of high-pressure radial-axial hydroturbines at a head of 300 meters. The results of these studies can be considered as initial data for their further use in calculations of the fatigue strength of the impellers of high-pressure radial-axial hydroturbines in modern 3D models.

Keywords: hydroturbine, radial-axial wheels, blade, upper and lower rim, cracks, fatigue strength factor, pressure pulsations, vibration of the hydraulic unit, cavitation.

Вступ. Розвиток вітчизняного гідротурбобудування ставить перед конструкторами та технологами завдання покращення існуючих та створення нових потужних гідротурбін. Зі зростанням одиничних потужностей гідротурбін збільшуються розміри їхніх робочих коліс. Унікальні робочі колеса великих турбін радіально-осьового типу мають діаметри – 8–10 м та масу 240–300 т. В даний час виготовлення таких великих деталей литими не є можливим і доцільним. Тому унікальні робочі колеса виготовляють у вигляді зварнolитих конструкцій, в яких верхній обід, нижній обід і кожну лопать відливають окремо, а потім зварюють. Внаслідок специфічних умов роботи гідротурбін окремі частини робочого колеса (лопати, нижній обід) виготовляють з кавітаційно- та корозійностійких хромистих сталей. Зварна конструкція дозволяє виготовляти робочі колеса комбінованими: деталі, схильні до кавітації, виконують з нержавіючих хромистих сталей, решта – з дешевих малолегованих. Перспективність виготовлення таких робочих коліс зумовлена значним зниженням вартості робочого колеса через зменшення

застосування дорогих високолегованих сталей. Зварювання значно покращує технологічність виготовлення гідротурбін, проте зварні з'єднання у великих конструкціях, особливо зі сталей різного класу, створюють небезпеку виникнення в них високої залишкової напруги, що може суттєво знизити несучу здатність робочого колеса. Особливо небезпечні високі рівні залишкової напруги (розтягування) при дії циклічних навантажень. Дослідження навантаженості натурних робочих коліс та його моделей виявили під час роботи гідротурбін наявність циклічних навантажень із частотою 10–100 Гц [1–15]. Підтвердженням небезпечних циклічних навантажень є пошкодження гідротурбін, які носять втомний характер [1–5]. Тріщини, що починаються зазвичай у місцях концентрації напруг (зварні шви, ливарні дефекти тощо) і після заварювання через деякий час виникають знову. Виникнення втомних тріщин погіршується роботою деталей робочих коліс гідротурбін у корозійному середовищі. Втомні руйнування значно збільшують трудомісткість та терміни ремонтних робіт, а в окремих випадках,

доводиться передчасно зупиняти гідротурбіни та замінювати дорогі деталі. Приділяючи основну увагу кавітаційним та гідроабразивним руйнуванням, дослідники та конструктори до останнього часу мало аналізували випадки втомних руйнувань деталей гідротурбін. Передбачалося, що основними силами, які діють на робоче колесо, є статичні навантаження, а динамічні навантаження незначні проти статичних, у розрахунках враховувалися лише статичні навантаження [6]. У відлитих як одне ціле робочих колесах втомні руйнування виникали у великій кількості. Зі зростанням одиничних потужностей і відповідно розмірів гідротурбін ускладнилася технологія виготовлення, підвищилася напруженість окремих деталей, в результаті частіше виявлялися втомні руйнування. Виміри напруг і деформацій деталей радіально-осьової гідротурбіни в натурних умовах при роботі з номінальною потужністю показали, що динамічні навантаження становлять 10 % статичних (середніх) і викликаються вони вібраціями лопаті через нерівномірність потоку води. Аналогічні виміри в елементах турбіни на режимах розгону та при роботі на номінальній потужності показали, що при пуску турбіни в кореневому перерізі лопаті динамічна складова дорівнює 60 % статичного навантаження [12; 14; 15]. Працюючи на режимі номінальної потужності, динамічні напруги становлять 10–15 % статичних. Крім того, у всіх точках міжлопатевого простору та робочої камери існують високочастотні пульсації тисків з амплітудою 5–7 % статичних. Дослідження на моделі робочого колеса показали, що на режимах номінальної потужності динамічні складові можуть досягати 15–20 % статичних. Турбіни часто працюють на нерозрахункових режимах та напорах в умовах сильної кавітації, що суттєво збільшує діючі циклічні навантаження.

Таким чином, при експлуатації гідротурбін поряд з кавітаційним та гідроабразивним зносом виникають втомні руйнування, викликані вібрацією агрегату в результаті пульсації тиску потоку води, вихроутворення, кавітації і т.п. Виникненню втомних руйнувань сприяє також корозійне середовище.

Основна маса втомних тріщин і зламів виникає на вихідній кромці лопаті, де на постійно діюче, максимальне від напору води статичне навантаження накладаються динамічні навантаження.

Нерідко пошкодження від втоми металу піддаються перерізу лопаті з малими статичними напругами, але при цьому пошкодження починається завжди в місцях концентрації напруг (зварні шви, місця заварок, ливарні дефекти, конструктивні концентратори тощо). Для створення надійних та довговічних унікальних зварних гідротурбін у розрахунках на міцність необхідно враховувати втомні характеристики використовуваних металів та зварних з'єднань. Деталі гідротурбін, виготовлені з вуглецевих та малолегованих сталей, для усунення впливу корозії покривають корозійностійкими облицюваннями та наплавками. У цьому випадку також визначальним є вплив облицювання та

наплавлення на опір втомі основного металу та міцність приварювання облицювання. Надійність та довговічність гідротурбін багато в чому залежать від правильності вибору технологічних процесів їх виготовлення (лиття, кування, різних видів зварювання, електродів, термообробки тощо). Встановлення впливу технологічних процесів на опір втомі сталей та зварних з'єднань дозволяє оцінити переваги та недоліки різних технологічних процесів. Аналіз напруг показує, що лопаті робочих коліс гідротурбін піддаються одночасно дії не менше двох навантажень, різних частот та амплітуд.

Враховуючи, що деталі гідротурбін працюють в умовах асиметричного навантаження, і у зв'язку з тим, що при дослідженнях міцності сталей була виявлена значна їх чутливість до асиметрії циклу навантаження, для оцінки втомної міцності гідротурбін необхідно знати напружений стан, що визначається в значному ступені статичною складовою напруг.

Пошкодження радіально-осьових коліс гідротурбін. На деяких агрегатах високонапірних гідротурбін на напір 100–300 метрів виникали втомні тріщини в місці сполучення лопатей з нижнім ободом. Поодинокі тріщини спостерігалися у навколошовній зоні у верхнього обода. Робочі колеса виготовлялися з вуглецевої сталі 20ГСЛ із облицюванням зі сталей 1Х13 та 1Х18Н10Т. Тріщини виникають в початковий період експлуатації під час роботи на напорах, значно менших за розрахунковий. Тріщини утворювалися після 10–15 тис. годин роботи агрегату. Протягом цього терміну агрегат піддавався впливу циклів змінного навантаження, яке мало оборотну та джотову частоту.

Втомні тріщини неодноразово з'являлися на лопатях РО робочих коліс в гідротурбін на напори 100–300 м потужністю до 340 МВт. Дослідження обладнання ГЕС виявили, що на багатьох агрегатах є втомні тріщини (рис. 1). При експлуатації можна запропонувати наступний спосіб боротьби з появою тріщин: втомні тріщини на лопатях насамперед слід локалізувати засвердлюванням по кінцях. Краї тріщини обробляють пневмозубилом. Неглибокі тріщини вибирають пневмомашинкою.

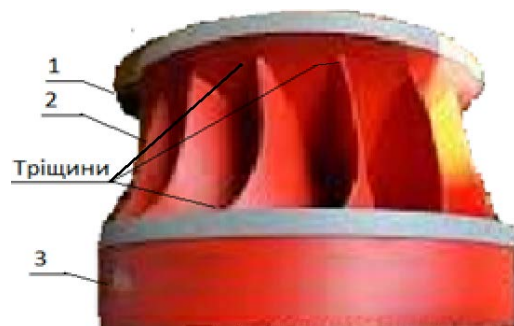


Рис. 1. Типові місця виникнення втомних тріщин у РО робочому колесі:

1 – верхній обід; 2 – лопать; 3 – нижній обід

Якщо робоче колесо виготовлене із сталі 20ГСЛ, тріщини зварюють електродами типу Е-42А.

Тріщини, що виникають іноді у робочих колесах,

виконаних із сталі 0X12НДЛ, заварюють аустенітними електродами Е-395, які характеризуються великим вмістом нікелю. Глибокі висвердлені тріщини (> 40 мм) заварюють за так званим методом «поступового зменшення оброблення», тобто метал наплавляють не тільки на дно тріщини, а й на її краї. Наскрізні тріщини заварюють із обов'язковим видаленням кореня шва. Лопаті, виготовлені зі сталі 20ГСЛ, наплавляють електродами Е-42А, а лопаті з нержавіючої сталі електродами Е-395. Потім наплавлені місця, шви та навколошовну зону зачищають, шліфують і травлять. Після цього наплавлення (якщо тріщини знаходилися біля обіду) піддаються поверхневому зміцненню. Слід зазначити, що зазвичай тріщини, заварені за такою технологією, при подальшій експлуатації знову не з'являються.

Моделювання експлуатаційної навантаженості лопатей. Методика досліджень. Випробування мають на меті з'ясувати вплив накладання високочастотних навантажень на низькочастотну межу витривалості, а також залежність між межами витривалості при одночастотному та двочастотному навантаженні. Так як стандартного обладнання для випробувань при одночасному дії двох навантажень різних частот немає, то стосовно лопаті робочих коліс потужних гідротурбін був модернізований гідравлічний пульсатор. У схемі пульсатора на комунікаціях до циліндра встановлюється апаратура, що дозволяє крім пульсуючого високочастотного навантаження від диференціального циліндра давати робочому поршню повторне малоциклове навантаження. Для отримання малоциклового навантаження передбачені магнітно-гідравлічний перемикач максимального навантаження та регулюючі клапани мінімального тиску. Режими навантаження (швидкості навантаження, витримки навантаження) регулюються реле часу, що циклічно включає подачу масла в гідросистему від насоса. Одночасно поршень робочого циліндра робить високочастотні коливання від пульсаційного циліндра зі стабілізатором. Таким чином, від поршня робочого циліндра випробуваний зразок отримує одночасно навантаження різної величини, амплітуди та частоти. Малоциклове навантаження створює розподільний магнітно-гідравлічний клапан, який за допомогою магнітного сердечника, встановленого в клапані, періодично подає масло в робочий циліндр.

Втомна міцність сталей досліджувалася при поєднанні циклічних навантажень з частотою 2–6 і 400 цикл/хв. Враховуючи різницю амплітуд низькочастотного та високочастотного навантаження та обставине, що низькочастотне навантаження основне і більш небезпечне для лопаті робочого колеса гідротурбіни, було прийнято встановити малоциклову межу витривалості без накладання високочастотного навантаження, потім уточнити вплив накладання малочастотного навантаження. При цьому база випробування для малоциклової втомної приймалася рівною 104 циклів при частоті 4 цикл/хв.

Втомна міцність робочих коліс РО гідротурбін. Для забезпечення достатньої втомної

міцності робочих коліс РО гідротурбін необхідно визначати не тільки динамічні напруги, але і статичні напруги в елементах робочого колеса. Статичну напругу слід знаходити від впливу відцентрових сил і від стаціонарної частини гідродинамічного навантаження. Визначення напруги в такій складній механічній системі, як робоче колесо, в строгій постановці викликає великі математичні труднощі.

Розрахункова математична модель повинна включати геометрію гідротурбін (рис. 2), умови їхнього закріплення, зовнішні навантаження на кожному режимі, що аналізується, і характеристики використовуваних матеріалів. Далі, застосовуючи апарат теорії пружності або пружно-пластичності, механіки твердого тіла, що деформується, механіки руйнувань, у тому числі реалізований в сучасних розрахункових комп'ютерних програмних комплексах, визначаються внутрішні напруги в елементах гідротурбін, виділяються їх статична і динамічна складові [5–11].

Складність полягає в тому, що навіть з урахуванням високого сучасного рівня обчислювальної техніки та великих досягнень у галузі комп'ютерного 3D-моделювання складних технічних систем [1–11] визначення зовнішніх гідродинамічних навантажень на елементи гідротурбін пов'язане зі значними технічними труднощами та потребує великих часових та фінансових витрат. Слід зазначити також, що чисельні методи не завжди дають задовільні за похибкою та/або достовірністю результати, що пов'язано з конструктивно-технологічними особливостями гідротурбін та складністю процесів у проточній частині.

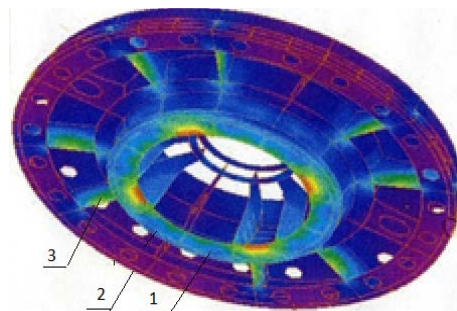


Рис. 2. Розподіл динамічних напруг на відповідній формі коливань 3-ї власної частоти колеса – червоним кольором представлена зона екстремальних динамічних напруг, синім – близьких до нуля:

1 – верхній обід; 2 – нижній обід; 3 – лопаті

Зіставлення розрахункових даних з експериментальними. Розрахунки робочих коліс дозволяють зробити такі висновки про їхній напружений стан.

1. При роботі турбіни у РО робочих колесах максимальні напруги виникають у місцях сполучення лопатей з верхнім і нижнім ободами, проте напруги у верхнього обода завжди більше. Якщо в місці сполучення лопаті з верхнім ободом виконан жолобник, максимальні напруги зміщуються в переріз, що відповідає початку переходу в жолобник. У перерізах найбільш навантаженим місцем буде

область, що примикає до вихідної кромки.

2. При розрахунку напруги на розгінному режимі розрахунок виконується з урахуванням дії на лопать тільки відцентрових сил. Як показали дослідження, впливом гідродинамічного навантаження на лопать в цьому випадку можна знехтувати. Максимальна напруга при цьому можлива як у перерізах поєднання лопатей з ободами, так і в якомусь середньому перерізі лопаті в залежності від жорсткості нижнього обода.

3. Напруги у нижньому ободі при роботі на розрахункових режимах невеликі. Це дозволяє вибрати відносно меншу товщину обіду, ніж раніше, що приймалася в практиці гідротурбобудування.

4. Напруги у верхньому ободі як при роботі на розрахункових режимах, так і при розгоні виявляються невеликими. У зв'язку з цим для низки турбін вдалося зменшити товщину верхнього обода.

В даний час накопичений значний експериментальний матеріал, що характеризує розподіл напружень в робочих колесах радіально-осьових гідротурбін.

На рис. 3 дано розрахункові та дослідні криві зміни напружень уздовж кореневого перерізу лопаті робочого колеса при роботі турбіни РО310 на режимі максимальної потужності.

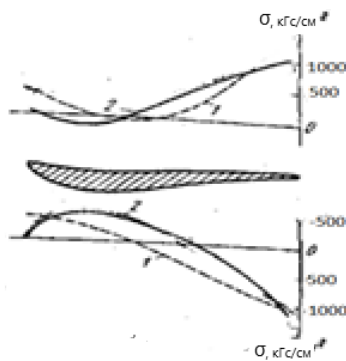


Рис. 3. Розподіл напружень при роботі на режимі 330 МВт – уздовж контуру кореневого перетину лопаті турбіни РО310: 1 – іспити на натурній ГЕС; 2 – розрахунок

Розрахункові та експериментальні дані мають цілком задовільний збіг. Порівняння розрахункових напружень із замірними на вихідних кромках лопатей у верхнього обода на натурному робочому колесі проводилося за середніми напруженнями, отриманими як середнє арифметичне вимірюваних величин. Результати розрахунку експерименту показують, що метод розрахунку напруженого стану робочого колеса, заснований на застосуванні метода скінчених елементів, дає цілком задовільні результати для робочих коліс середньої швидкості.

Знання втомних характеристик матеріалу, впливу на ці характеристики різних експлуатаційних та технологічних факторів, а також статичних напружень дозволяє, якщо відомі динамічні напруження, отримати величину коефіцієнта запасу втомної міцності.

Умовою безпечної за втомною міцністю роботи матеріалу лопаті буде виконання нерівності $n_{вт} \geq n_{пр}$, де $n_{вт}$, $n_{пр}$ – прийнятий та припустимий коефіцієнти

запасу втоми.

У практиці розрахунків приймаються такі значення допустимого коефіцієнта $n_{пр}$: для литих робочих коліс, виконаних із сталей 20ГСЛ та 0Х12НДЛ, $n_{пр} = 1,6$; для зварнolитих робочих коліс, виготовлених із сталей та 0Х12НДЛ, $n_{пр} = 1,9$.

Результати дозволяють оцінити допустимі величини змінної складової напруги, що виникає в лопатях робочих коліс в процесі експлуатації. Дійсно, висловивши з формули (1)

$$n_{вт} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi \sigma_m}, \quad (1)$$

де величину σ_a отримаємо з графіків, за допомогою яких можливо визначити допустимі динамічні напруження в залежності від рівня статичної напруги в робочому колесі (рис. 4.)

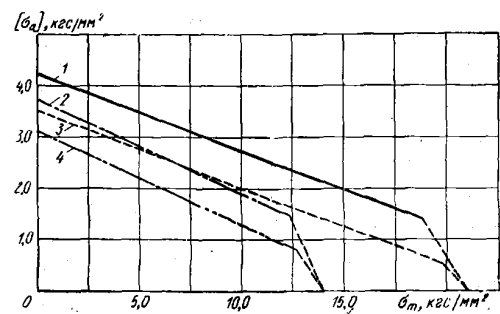


Рис. 4. Залежність амплітуд динамічної складової напружень $[\sigma_a]$, що допускаються, в лопатях робочих РО коліс гідротурбін від статичної складової σ_m :

1 – литих зі сталі 0Х12НДЛ; 2 – литих зі сталі 20ГСЛ; 3 – зварнolитих зі сталі 0Х12НДЛ; 4 – зварнolитих зі сталі 20ГСЛ

Дослідження пульсацій тиску у РО гідротурбінах [16–20]. Експериментальні натурні дослідження пульсацій тиску в гідротурбіні РО310 були проведені на лопаті робочого колеса та у проточній частині. Пульсації тиску у натурній гідротурбіні РО310 ($n_c = 200 \text{ хв}^{-1}$, $D1 = 4,75 \text{ м}$) досліджувалися при напорі 257 метрів ($n'_l = 59,3 \text{ хв}^{-1}$) у діапазоні режимів роботи від пускового до максимального відкриття напрямного апарату. Датчики пульсацій тиску відповідно були встановлені: у спіральній камері – Д1, два – вздовж вихідної кромки лопаті робочого колеса Д4 і Д5 (відповідно у втулки та на середній лінії струму); два – в відсмоктувальній трубі під робочим колесом – Д2 та у люку труби – Д3, і під кришкою турбіни – Д6 (рис. 5). Графіки амплітуд пульсацій зі джгутовими частотами наведені у відсотках від напору на рис. 6. У модельній гідротурбіні датчик пульсацій тиску встановлений в трубі під колесом. Випробування проводилися на полі універсальної характеристики при $n'_l = 55 - 65 \text{ хв}^{-1}$.

Як первинні перетворювачі пульсацій тиску використовувалися тензометричні датчики мембранного типу, як вторинна апаратура застосовувалися осцилограф і підсилювач. Найбільше значення наведеної похибки, отримане в результаті тарування датчиків, не перевищувало 10% [19]. З рис. 6 випливає, що з максимальними

низькочастотними пульсаціями розташована при $Q'_1 = (0,4 - 0,5) Q'_0$. Тут рівні пульсації тиску становили 2,5–3 % від напору під робочим колесом в трубі. У частотному діапазоні переважають пульсації тиску із джгутовими частотами (до 80–90 % від рівня сумарної амплітуди), проте 10–20 % пульсацій складають пульсації з оборотними та кратними їм частотами. Частотний діапазон в області з максимальними рівнями джгутових пульсацій становить 0,7–1,5 Гц, що свідчить про наявність в цих режимах в відсмоктувальній трубі гідротурбіни вихрових джгутів.

Порівняльний аналіз амплітуд пульсацій тиску – Д2, місце розташування якого збігається з розрахунковим перерізом, де проводились розрахунки пульсацій тиску за методикою розробленою на кафедрі «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури» НТУ «ХПІ» [20], дає гарне узгодження. Максимальне відхилення розрахунку з експериментом становить 20–25 %.

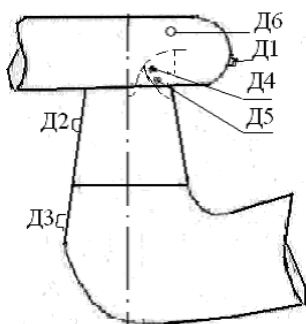


Рис. 5. Схема встановлення датчиків у гідротурбіні РО310

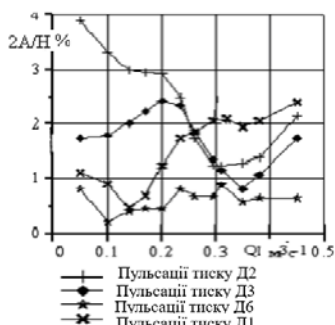


Рис. 6. Експериментальні амплітуди пульсацій тиску ($2A/H$, %) у спіральній камері, у відсмоктувальній трубі та під кришкою турбіни

Пульсації тиску в натурній гідротурбіні на лопатях робочого колеса РО 310. Експериментальні натурні дослідження пульсацій тиску на лопаті робочого колеса гідротурбіни РО310 були проведені датчиками пульсацій, які були встановлені вздовж вихідної кромки лопаті робочого колеса відповідно у втулки Д4 і на середній лінії струму Д5, згідно з рис. 5. Графіки амплітуд пульсацій тиску наведено у відсотках від напору на рис. 7.

На вихідній крайці лопаті експериментальні та розрахункові амплітуди пульсацій тиску мають однакові тенденції зростання області $Q'_1 = 0 - 0,2 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$ (до $0,5Q'_{10}$), хоча розрахункові значення амплітуд пульсацій тиску трохи більше. У

зоні $Q'_1 = 0,2 - 0,5 \text{ м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$ експериментальні значення пульсацій вище за рахунок лопатевої складової, яка в розрахунку не враховується.

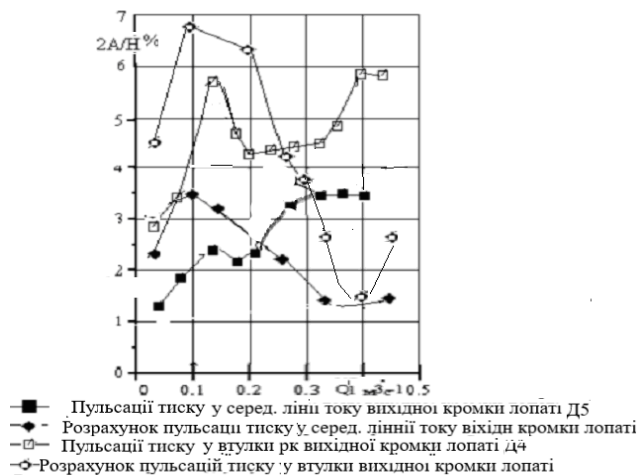


Рис. 7. Порівняння розрахункових та експериментальних амплітуд пульсацій тиску ($2A/H$, %) в РО310 на вихідній кромці лопаті у втулки та середній лінії струму

Результати цих досліджень можуть розглядатися як вихідні дані для подальшого їх використання в розрахунках на втомну міцність робочих коліс високонапірних РО гідротурбін при цьому треба буде враховувати деякі додаткові параметри – повний час роботи турбіни на різних експлуатаційних режимах до появи тріщин на лопатях, число циклів навантажень з основними збуджуючими частотами та ін.

Висновки. 1. При роботі турбіни у РО робочих колесах максимальні напруги виникають у місцях сполучення лопатей з верхнім і нижнім ободами, проте напруги у верхнього обода більше. Якщо в місці сполучення лопаті з верхнім ободом виконан жолобник, максимальні напруги зміщуються в переріз, що відповідає початку переходу в жолобник. У перерізах найбільш навантаженим місцем буде область, що примикає до вихідної кромки.

2. Знання втомних характеристик матеріалу та впливу на ці характеристики різних експлуатаційних та технологічних факторів, а також статичних напруг дозволяє, якщо відомі динамічні напруги, отримати величину коефіцієнта запасу втомної міцності.

3. Проведені натурні і модельні експерименти по визначенню рівнів пульсації тиску в робочих колесах високонапірних РО гідротурбін на напори 100–300 м. Результати цих досліджень можуть розглядатися як вихідні дані для подальшого їх використання в розрахунках на втомну міцність робочих коліс високонапірних РО гідротурбін.

Список літератури

- Doujak E., Stadler S., Fillinger G., Haller F., Maier M., Nocker A., Gaßner J., Unterluggauer J. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part I: Background, Theory and Assessment Procedure Development. *Energies*. 2022. Vol. 15, no. 3. P. 1148. doi: 10.3390/en15031148
- Frunzäverde D., Muntean S., Mărginean G., Campian V., Marşavina L., Terzi R., Şerban V. Failure analysis of a Francis turbine runner. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and*

- Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 12 (20–24 September 2010, Timișoara). Timișoara: 'Politehnica' University of Timișoara, 2010. doi: 10.1088/1755–1315/12/1/012115*
3. Magnoli M. V. *Numerical simulation of pressure oscillations in large Francis turbines at partial and full load operating conditions and their effects on the runner structural behaviour and fatigue life: diss.* München, 2014. 267 p.
 4. Thibault D., Trudel A. *The IEC 63230: A new standard on the fatigue of hydraulic turbines to help the industry face the energy transition.* URL: https://www.researchgate.net/profile/Denis-Thibault/publication/375635581_The_IEC_63230_A_new_standard_on_the_fatigue_of_hydraulic_turbines_to_help_the_industry_face_the_energy_transition/links/6553dfdfce88b87031e76842/The-IEC-63230-A-new-standard-on-the-fatigue-of-hydraulic-turbines-to-help-the-industry-face-the-energy-transition.pdf (дата звернення: 20.06.2024).
 5. *ASTM E1823-23. Standard terminology relating to fatigue and fracture testing.* ASTM International, 2023. 25 p.
 6. Doujak E., Unterluggauer J., Fillinger G., Nocker A., Haller F., Maier M., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part II: Method Application and Numerical Investigation. *Energies*. 2022. Vol. 15. P. 1165. doi: 10.3390/en15031165
 7. Голубев С. О., Лебідь О. Г., Черній Д. І. Засоби комп'ютерного моделювання в галузі обчислювальної гідродинаміки. *Математичне моделювання в економіці*. 2019. № 2. С. 21–39. doi: 10.35350/2409-8876-2019-15-2-21-39
 8. Кухтенков Ю. М., Назаренко С. О. Математичні моделі взаємодії конструкцій з рідиною та розрахунки на міцність і резонанс лопатевих гідромашин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 82–86. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.14
 9. Gnitsko V., Martynenko O., Vierushkin I., Kononenko Y., Degtyarev K. Coupled Finite and Boundary Element Methods in Fluid-Structure Interaction Problems for Power Machine Units. *Advances in Mechanical and Power Engineering*. 2022. P. 283–293. doi: 10.1007/978-3-031-18487-1_29
 10. Trivedi C., Cervantes M. J. Fluid-structure interactions in Francis turbines: A perspective review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017. Vol. 68. P. 87–101.
 11. Weber W., Seidel U. Analysis of natural frequencies of disc-like structures in water environment by coupled fluid-structure-interaction simulation. *6th IAHR International Meeting of the Workgroup "Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems" (9–11 September 2015, Ljubljana, Slovenia)*. Ljubljana: Faculty of Technologies and Systems, 2015. P. 235–242.
 12. Doujak E., Maly A., Unterluggauer J., Haller F., Maier M., Blasbichler C., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part III: Instrumentation and Prototype Site Measurement. *Energies*. 2023. Vol. 16, no. 16. P. 6072. doi: 10.3390/en16166072
 13. Feldmann S., Buechele R., Preveden V. *Predictive maintenance – From data collection to value creation.* Munich: Roland Berger GmbH, 2018. 12 p.
 14. Kverno J., Vefring G., Iliev I., Solemslie B., Dahlhaug O. Challenges with onboard strain measurements on a model Francis turbine runner. *Journal of Physics: Conference Series*. 2023. Vol. 2629. P. 012004. doi: 10.1088/1742-6596/2629/1/012004
 15. Presas A., Luo Y., Zhengwei W., Guo B. Fatigue life estimation of Francis turbines based on experimental strain measurements: Review of the actual data and future trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019. Vol. 102. P. 96–110. doi: 10.1016/j.rser.2018.12.001
 16. Нагорний В. М. *Введення в технічну діагностику машин: навч. посіб.* Суми: СумДУ, 2011. 483 с.
 17. Панченко В. О., Гусак О. Г., Папченко А. А., Хованський С. О. *Монтаж, експлуатація та ремонт гідромашин і гідропневмоприводів: навч. посіб.* Суми: СумДУ, 2015. 151 с.
 18. Кухтенков Ю. М. Пристрої та заходи щодо зменшення низькочастотних джгутових пульсацій тиску у відсмоктуючих трубах жорстколопатевих гідротурбін. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2021. No. 1. P. 74–79. doi: 10.20998/2411-3441.2021.1.09
 19. Кухтенков Ю. М. Експериментальні та розрахункові дослідження пульсацій тиску у радіально-осьовій гідротурбінні. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 66–70. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.10
 20. Кухтенков Ю. М. Методики прогнозування низькочастотних пульсацій тиску у відсмоктуючій трубі гідротурбінні. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 77–83. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.11

References (transliterated)

1. Doujak E., Stadler S., Fillinger G., Haller F., Maier M., Nocker A., Gaßner J., Unterluggauer J. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part I: Background, Theory and Assessment Procedure Development. *Energies*. 2022, vol. 15, issue 3, p. 1148. doi: 10.3390/en15031148
2. Frunzäverde D., Muntean S., Mărginean G., Campian V., Marșavina L., Terzi R., Șerban V. Failure analysis of a Francis turbine runner. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. Vol. 12 (20–24 September 2010, Timișoara)*. Timișoara, 'Politehnica' University of Timișoara Publ., 2010. doi: 10.1088/1755–1315/12/1/012115
3. Magnoli M. V. *Numerical simulation of pressure oscillations in large Francis turbines at partial and full load operating conditions and their effects on the runner structural behaviour and fatigue life: diss.* München, 2014. 267 p.
4. Thibault D., Trudel A. *The IEC 63230: A new standard on the fatigue of hydraulic turbines to help the industry face the energy transition.* Available at: https://www.researchgate.net/profile/Denis-Thibault/publication/375635581_The_IEC_63230_A_new_standard_on_the_fatigue_of_hydraulic_turbines_to_help_the_industry_face_the_energy_transition/links/6553dfdfce88b87031e76842/The-IEC-63230-A-new-standard-on-the-fatigue-of-hydraulic-turbines-to-help-the-industry-face-the-energy-transition.pdf (accessed 20.06.2024).
5. *ASTM E1823-23. Standard terminology relating to fatigue and fracture testing.* ASTM International, 2023. 25 p.
6. Doujak E., Unterluggauer J., Fillinger G., Nocker A., Haller F., Maier M., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure Part II: Method Application and Numerical Investigation. *Energies*. 2022, vol. 15, p. 1165. doi: 10.3390/en15031165
7. Holubyev S. O., Lebid' O. H., Cherniy D. I. Zasoby komp'yuternoho modelyuvannya v haluzi obchyslyuval'noyi hidrodinamiki [Computer modelling tools in the field of computational fluid dynamics]. *Matematychni modelyuvannya v ekonomitsi*. 2019, no. 2, pp. 21–39. doi: 10.35350/2409-8876-2019-15-2-21-39
8. Kukhtenkov Yu. M., Nazarenko S. O. Matematychni modeli vzayemodiyi konstruksiy z ridynoyu ta rozrakhunky na mitsnist' i rezonans lopatevykh hidromashyn [Mathematical models of the interaction of structures with liquid and calculations on the strength and resonance of blade hydraulic machines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 82–86. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.14
9. Gnitsko V., Martynenko O., Vierushkin I., Kononenko Y., Degtyarev K. Coupled Finite and Boundary Element Methods in Fluid-Structure Interaction Problems for Power Machine Units. *Advances in Mechanical and Power Engineering*. 2022, pp. 283–293. doi: 10.1007/978-3-031-18487-1_29
10. Trivedi C., Cervantes M. J. Fluid-structure interactions in Francis turbines: A perspective review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2017, vol. 68, pp. 87–101.
11. Weber W., Seidel U. Analysis of natural frequencies of disc-like structures in water environment by coupled fluid-structure-interaction simulation. *6th IAHR International Meeting of the Workgroup "Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems" (9–11 September 2015, Ljubljana, Slovenia)*. Ljubljana, Faculty of Technologies and Systems Publ., 2015, pp. 235–242.
12. Doujak E., Maly A., Unterluggauer J., Haller F., Maier M., Blasbichler C., Stadler S. Fatigue Strength Analysis of a Prototype Francis Turbine in a Multilevel Lifetime Assessment Procedure

- Part III: Instrumentation and Prototype Site Measurement. *Energies*. 2023, vol. 16, no. 16, p. 6072. doi: 10.3390/en16166072
13. Feldmann S., Buechele R., Preveden V. *Predictive maintenance – From data collection to value creation*. Munich, Roland Berger GmbH Publ., 2018. 12 p.
 14. Kverno J., Vefring G., Iliev I., Solemslie B., Dahlhaug O. Challenges with onboard strain measurements on a model Francis turbine runner. *Journal of Physics: Conference Series*. 2023, vol. 2629, p. 012004. doi: 10.1088/1742-6596/2629/1/012004
 15. Presas A., Luo Y., Zhengwei W., Guo B. Fatigue life estimation of Francis turbines based on experimental strain measurements: Review of the actual data and future trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019, vol. 102, pp. 96–110. doi: 10.1016/j.rser.2018.12.001
 16. Nahorny V. M. *Vvedennya v tekhnichnu diahnozyku mashyn* [Introduction to technical diagnostics of machines]. Sumy, SumDU Publ., 2011. 483 p.
 17. Panchenko V. O., Husak O. H., Papchenko A. A., Khovans'kyi S. O. *Montazh, ekspluatatsiya ta remont hidromashyn i hidropnevmopryvodiv* [Installation, operation and repair of hydraulic machines and hydraulic pneumatic drives]. Sumy, SumDU Publ., 2015. 151 p.
 18. Kukhtenkov Yu. M. Prystroyi ta zakhody shchodo zmenshennya nyz'kochastotnykh dzhhutovykh pul'satsiy tysku u vidsmoktuyuchykh trubakh zhorstkolopatevykh hidroturbin [Devices and measures to reduce low-frequency bundle pressure pulsations in the suction pipes of rigid-bladed hydroturbines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 1, pp. 74–79. doi: 10.20998/2411-3441.2021.1.09
 19. Kukhtenkov Yu. M. Eksperymental'ni ta rozrakhunkovi doslidzhennya pul'satsiy tysku u radial'no-os'oviy hidroturbyni [Experimental and calculation study of pressure pulsations in the radial-axial hydroturbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 66–70. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.10
 20. Kukhtenkov Yu. M. Metodyky prohnozuvannya nyz'kochastotnykh pul'satsiy tysku u vidsmoktuyuchiy trubi hidroturbiny [Methods of forecasting low-frequency pressure pulsations in the draft tube of a hydroturbine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 77–83. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.11

Надійшла (received) 30.06.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Кухтенков Юрій Михайлович (Kukhtenkov Yurii) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскура»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9210-7486>; e-mail: kuhtenkov.um@gmail.com

Назаренко Сергій Олександрович (Nazarenko Serhii) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8213-6590>; e-mail: nazarenkoserzh7@gmail.com

О. В. ДЯЧЕНКО, Д. А. ГАПОН, І. Т. КАРПАЛЮК, Т. С. ДОНЕЦЬКА

АНАЛІЗ СТАНУ ТА ПРОБЛЕМИ РОЗВИТКУ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИКИ В УКРАЇНІ

Сьогодні об'єднана електроенергетична система України працює в надзвичайно складних умовах. Умови збройної агресії створюють надзвичайно складні виклики, за яких неможливо забезпечити надійну та безпечну роботу енергетичної системи. Найбільш перспективним та вагомим чинником трансформації об'єднаної електроенергетичної системи України, який може покращити стійкість її функціонування, на теперішній час, є якнайшвидше впровадження електричних станцій та розподіленої генерації з негарантованою потужністю, яка використовує відновлювані джерела енергії. Особливістю ситуації є відсутність супроводження паралельним вводом регулюючих потужностей з відповідними характеристиками та обсягами, що значно ускладнює забезпечення нормального функціонування. Навіть за умови роботи ринку допоміжних послуг розміщення резервів в обсягах, які б відповідали кодексу систем передачі, на наявному працюючому обладнанні є неможливим. Тому, наразі майже щодня порушуються межі операційної безпеки в частині забезпеченості необхідних обсягів резервів, а профіцити потужності, що виникають, у тому числі через пріоритетну участь відновлювальних джерел енергії у покритті графіків електричних навантажень, не можуть бути ліквідовані засобами поточного ринку електричної енергії, впровадженого в країні. Все це є свідченням того, що електроенергетична система вже сьогодні не відповідає вимогам відповідності генерації і при зростанні потужностей електричних станцій з негарантованою потужністю проблеми забезпечення операційної безпеки будуть загострюватись ще більше. Введення в експлуатацію 2 гігават високоманеврових потужностей генерації зі швидким стартом (включення з нуля та вихід на номінальну потужність протягом 15 хвилин) та 2 гігавати швидкодіючих резервів на базі систем акумулювання електричної енергії нададуть можливість забезпечити електроенергетичну систему необхідними резервами регулювання для виконання вимог відповідності в перспективі до 2030 року. Поряд з цим, підвищення гнучкості енергосистеми не забезпечує можливість вирішення проблеми тривалих профіцитів потужності. Її вирішення потребує впровадження систем переносу потужності з періодів графіків електричних навантажень, де є її профіцит, на періоди, де є її дефіцит – гідроакумулюючі електричні станції, електроакумулюючі електричні станції, механічні та інші системи накопичення.

Ключові слова: об'єднана електроенергетична система України, електричні станції, негарантована потужність, відновлювальні джерела енергії, графіки електричних навантажень, високоманеврені потужності, профіцит потужності, операційна безпека.

O. DIACHENKO, D. GAPON, I. KARPALIUK, T. DONETSKA

ANALYSIS OF THE STATE AND PROBLEMS OF ELECTRICITY DEVELOPMENT IN UKRAINE

Today, the unified electric power system of Ukraine operates in extremely difficult conditions. The conditions of armed aggression create extremely difficult challenges, under which it is impossible to ensure the reliable and safe operation of the energy system. The most promising and significant factor in the transformation of the unified electric power system of Ukraine, which can improve the sustainability of its functioning, for now, is the fastest possible introduction of power stations and distributed generation with non-guaranteed power that uses renewable energy sources. The peculiarity of the situation is the lack of parallel input of regulatory capacities with appropriate characteristics and volumes, which significantly complicates the provision of normal functioning. Even under the conditions of the operation of the auxiliary services market, it is impossible to place reserves in volumes that would comply with the code of transmission systems on the existing working equipment. Therefore, at present, operational security limits are violated almost daily in terms of ensuring the necessary volumes of reserves, and power surpluses arising, including due to the priority participation of renewable energy sources in covering electric load schedules, cannot be eliminated by the means of the current electricity market implemented in the country. All this is evidence that the electric power system already does not meet the requirements of generation compliance, and with the growth of power stations with non-guaranteed power, the problems of ensuring operational safety will become even more acute. The commissioning of 2 gigawatts of highly maneuverable generation capacities with a quick start (switching on from zero and output to nominal power within 15 minutes) and 2 gigawatts of fast-acting reserves based on electric energy storage systems will provide an opportunity to provide the electric power system with the necessary regulation reserves to meet compliance requirements in the future to 2030 year. Along with this, increasing the flexibility of the energy system does not provide an opportunity to solve the problem of long-term power surpluses. Its solution requires the implementation of power transfer systems from periods of electrical load schedules, where there is a surplus, to periods where there is a deficit – hydraulic storage power stations, power storage power stations, mechanical and other storage systems.

Keywords: unified electric power system of Ukraine, power stations, non-guaranteed power, renewable energy sources, electric load schedules, highly maneuverable power, power surplus, operational safety.

Вступ. На початок 2022 року українська енергетична галузь була однією з найпотужніших в Європі, і залишається такою зараз, незважаючи на значні пошкодження. Зокрема, Україна входить у топ-10 країн Європи за встановленою потужністю електрогенерації, у топ-3 видобувників газу, має найбільші підземні газові сховища в Європі. Порівняно із 2014 роком, Україна позбавилася залежності від російського газу, однак зберігала часткову або повну залежність від імпорту у більшості видів палива.

Розгалужені та надійні системи транспортування газу, нафти, нафтопродуктів та передачі електроенергії пов'язують між собою сусідні з Україною країни ЄС та Молдову.

Україна має одну з найвищих часток вуглецево-нейтральної генерації в Європі. Близько 70 % електроенергії виробляється за рахунок атомної, гідро- і відновлюваної генерації [1].

Крім того, були впроваджені заходи з економії вугілля за рахунок нарощування внутрішнього видобутку вугілля та використання інших видів палива (АЕС та ВДЕ). Розвиток відновлюваної енергетики демонструє стабільну тенденцію зростання. Останніми роками спостерігається постійне підвищення кількості введених в експлуатацію об'єктів відновлюваної енергетики. Зазначена динаміка розвитку відновлюваної енергетики призводить до зростання прогнозного відпуску електричної енергії в ОЕС України об'єктами

відновлюваної енергетики. За 2021 рік було побудовано 1,2 ГВт нових потужностей із ВДЕ, що дозволило суттєво зменшити потребу у вугіллі (рис. 1).



Рис. 1. Збільшення генерації АЕС та ВДЕ в 2021/2022 роках

Не так давно Україна та Молдова від'єдналися від енергосистем Росії та Білорусі. За кілька тижнів українська та молдовська енергосистеми синхронізувалися з мережами Євросоюзу, а з кінця червня 2022 року Україна розпочала комерційну торгівлю електроенергією з ЄС.

Аналіз останніх публікацій по темі. Необхідність реалізації заходів зі зниження викидів забруднювачів у повітря, при відсутності фінансування, призведе до виводу з експлуатації потужностей ТЕС ГК, а після 2030 року очікується зняття з експлуатації енергоблоків АЕС через закінчення понаднормативного терміну їх експлуатації. Без реалізації заходів з підтримки необхідного рівня базової та напівпікової генерації в ОЕС України можливе виникнення дефіциту генеруючих потужностей від 2,5 ГВт в 2025 року до 9 ГВт в 2030 році, тобто вже з 2025 року енергосистема не буде відповідати вимогам достатності генеруючих потужностей [2].

Для запобігання цьому в перспективі до 2030 року необхідно забезпечити наявну базову потужність на рівні не менш 13,8 ГВт, а доступність напівпікової потужності має складати до 12 ГВт у 2030 році [2].

Вирішення цих завдань обумовлює необхідність удосконалення законодавчої та нормативно-правової бази регулювання діяльності в електроенергетиці, зокрема: забезпечення інвестиційної привабливості розвитку підтримки традиційної генерації й впровадження засобів з управління попитом шляхом проведення конкурсів на впровадження нових та реконструкцію існуючих генеруючих потужностей, впровадження заходів з управління попитом та/або іншими методами цільової державної підтримки [3–18].

Метою статті є аналіз стану та проблеми розвитку електроенергетики України під час військових подій.

Виклад основного матеріалу. Загальна встановлена потужність електричних станцій ОЕС України станом на 31.12.2021 р. (без урахування енергогенеруючих об'єктів Кримської електроенергетичної системи та тимчасово

неконтрольованої території Донецької та Луганської областей) складає 56,247 ГВт, з яких 49,7 % припадає на теплові електростанції (зокрема, ТЕС, ТЕЦ, блок-станції), 24,6 % – на атомні електростанції, 11,2 % – на гідроелектростанції та гідроакumuлюючі електростанції, 14,5 % – на електростанції, що працюють на відновлюваних джерелах енергії – ВЕС, СЕС, БіоЕС (рис. 2) [2].

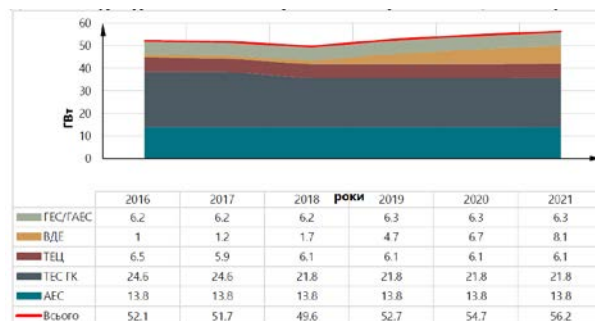


Рис. 2. Динаміка структури встановленої потужності електричних станцій ОЕС України (без урахування ТНКТ АР Крим, Донецької та Луганської областей)

Основні генеруючі потужності ОЕС України (станом на 31.12.2021 р.) зосереджені на:

- чотирьох атомних електростанціях (15 енергоблоків, з яких: 13 – потужністю по 1000 МВт; і 2 – потужністю 415 та 420 МВт відповідно) [1; 2];

- 10 гідроелектростанціях на річках Дніпро, Дністер, Південний Буг, а також на річках Терек і Ріка (Теребле-Ріцька гідроелектростанція) загальною встановленою потужністю близько 4729,5 МВт із загальним числом гідроагрегатів 101 одиниць. А також на 3-х гідроакumuлюючих станціях потужністю 1487,8 МВт із загальним числом гідроагрегатів 11 одиниць (одиночною потужністю від 33 до 324 МВт) [1; 2];

- 12 ТЕС із блоками одиночною потужністю 150, 200, 300 і 800 МВт (75 енергоблоків, у тому числі потужністю: 150 МВт – 6, 200 МВт – 31, 300 МВт – 32, 800 МВт – 6 одиниць) та 3 турбогенератора, а також 3-х великих ТЕЦ з енергоблоками 100 (120) МВт – 4 блоки, та 250 (300) МВт – 5 блоків [1; 2];

- станціях на ВДЕ (включаючи станції на біопаливі) загальною потужністю 8148 МВт, серед яких найбільші за встановленою потужністю «Сиваська ВЕС» (245,7 МВт, з низки причин фактична потужність станції є значно меншою), «Покровська СЕС» (240 МВт), «Солар Фарм-1» (200 МВт), «Ботівська ВЕС» 1–65 черги (199,875 МВт), «Мирненська ВЕС» 1–6 черги (163 МВт), а також низка менш потужних [1; 2].

Україна досягла значного прогресу у реформуванні енергетичного сектору у відповідності до законодавства ЄС. У 2019–2021 роках Україна успішно завершила відокремлення операторів газотранспортної мережі та системи передачі, що підтверджено їх сертифікацією.

Були впроваджені ключові структурні зміни на ринках газу та електроенергії. Також триває реформа

корпоративного управління у держкомпаніях енергетичного сектору.

НЕК «Укренерго», як український оператор системи передачі, здійснював заходи із підготовки нашої енергосистеми до синхронізації з ENTSO-E з 2017 року, коли було підписано Угоду про умови майбутнього об'єднання [2].

За цей час проведено тестування енергоблоків українських АЕС, ТЕС, ТЕЦ та ГЕС, створено математичну модель енергосистем України та Молдови, на основі якої Консорціум ОСП ENTSO-E провів дослідження статичної та динамічної стійкості енергосистем України та Молдови при роботі з мережею континентальної Європи. Результати дослідження довели технічну можливість синхронізації [1; 2].

Україна приєдналася до об'єднаної енергосистеми континентальної Європи ENTSO-E на рік раніше запланованого. Енергосистеми України та Молдови повністю синхронізовані з енергомережею континентальної Європи ENTSO-E [19].

Війна має суттєвий негативний вплив на роботу української енергетичної галузі. Через своє економічне, гуманітарне і геополітичне значення об'єкти енергетичної інфраструктури є особливо важливими цілями агресії. Тим не менш, українська енергосистема демонструє високу стійкість, а енергетики – надзвичайну професійність у забезпеченні стабільної роботи галузі навіть в умовах війни (рис. 3) [1].

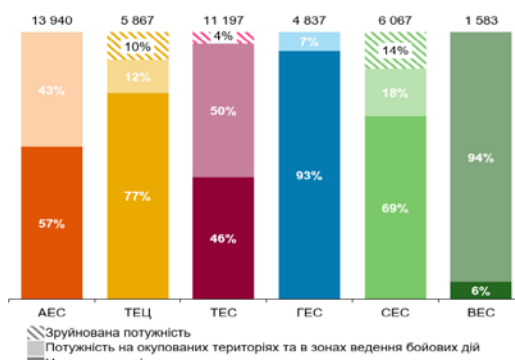


Рис. 3. Розподіл операційної потужності об'єктів електрогенерації України, МВт

Близько 35 % потужності знаходиться на окупованих територіях. Зокрема, найбільша в Європі АЕС (Запорізька) виробнича потужність цієї станції складає 6000 МВт, або 43 % від загальної потужності усіх українських атомних електростанцій.

Загалом зруйновано або знаходяться на окупованих територіях близько 50 % теплової генерації, 30 % сонячної генерації та понад 90 % вітрогенерації. Видобуток газу скоротився на 10–12 %.

Не працює жоден нафтопереробний завод (НПЗ) (власне виробництво забезпечувало близько 30 % нафтопродуктів), виникли логістичні складності з постачанням нафтопродуктів.

Станом на середину червня 2022 р. прямі збитки,

завдані інфраструктурі української енергетики та нафтогазового сектору, за попередніми оцінками, складають 47 млрд грн або 1,7 млрд доларів [1].

Після лютого 2022 року відбулося значне скорочення попиту (на 30–35 відсотків порівняно із споживанням 2021 року) (рис. 4, 5) [1], а профіль споживання суттєво змінився за рахунок переміщення споживачів в західні області.

Суттєве зростання цін на енергоносії та паливо ускладнює забезпечення попиту та/або підготовку до осінньо-зимового періоду.



Рис. 4. Споживання електроенергії в Україні літо 2022 року

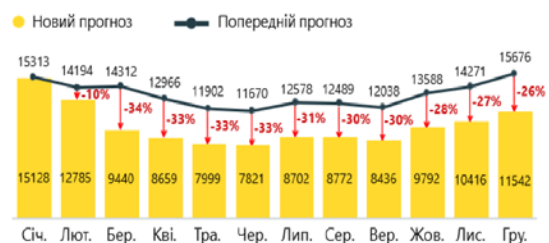


Рис. 5. Виробництво електроенергії станом на літо 2022 року, млн кВт год

Ціни на енергоносії і тарифи на тепло та транспортування енергії для значної частини споживачів залишаються незмінними, що збільшує фінансові дисбаланси в енергосистемі. Так, станом на 1 червня 2022 року очікуваний дефіцит коштів на ринку електричної енергії склав близько 35 млрд грн. Через російську агресію існує високий рівень системних обмежень генерації з ВДЕ, джерела компенсації яких наразі невизначені.

Падіння рівня розрахунків і загострення проблеми заборгованості навіть при зафіксованих цінах вказує на загрозу енергетичної бідності.

Втрата трудових ресурсів через військові дії та виїзд з країни працездатного населення має суттєвий негативний вплив на галузь.

Висновки. Зовнішні зміни суттєво впливають на енергобезпеку України, але також створюють нові можливості для українських енергетиків на європейському ринку. Україна має на меті використати свої значні можливості з низьковуглецевої генерації електроенергії та потужну інфраструктуру у транспортуванні і зберіганні газу для підтримки ЄС у зменшенні його залежності від зовнішніх джерел енергії.

Однією з ключових можливостей для енергетичної галузі України є інтеграція з енергосистемами країн ЄС що в свою чергу надає:

- можливість використання системи підземних сховищ газу європейськими компаніями;
 - прискорена інтеграція енергетичного сектору в європейські ринки та використання експортного потенціалу електроенергетики;
 - значний науковий потенціал у атомній енергетиці та можливість надання наукоємних послуг іншим країнам.

Список літератури

1. *Проект Плану відновлення України. Матеріали робочої групи «Енергетична безпека»*. Національна рада з відновлення України від наслідків війни. 2022. 164 с. URL: <https://www.kmu.gov.ua/storage/app/sites/1/recoveryrada/ua/energy-security.pdf> (дата звернення: 21.01.2024).
2. *Звіт з оцінки відповідності (достатності) генеруючих потужностей (проект)*. ДП НЕК «Укренерго». 2019. 84 с.
3. Конеченков А. Сектор відновлюваної енергетики України до, під час та після війни. *Проект Центра Разумкова з Фондом Ганса Зайделя «Декарбонізація енергетики України»*. URL: <http://surl.li/mpggn> (дата звернення: 21.01.2024).
4. Маліновська О. Я., Височанська М. Я. Енергетична безпека України як головний критерій ефективності функціонування національної економіки. *Агроекологічний журнал*. 2023. № 1. С. 16–28.
5. Кизим М. О., Лелюк О. В. Аналіз стану електроенергетичного сектора України. *Бізнесінформ*. 2019. № 1. С. 186–201.
6. Гриб О. Г., Карпалюк І. Т., Швець С. В., Донецька Т. С., Дяченко О. В. Втрати електричної енергії в енергетичній системі України та їх зниження за рахунок впровадження постійного струму. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 72–77. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.12
7. Гриб О. Г., Сендерович Г. А., Дяченко О. В., Карпалюк І. Т., Швець С. В. Аналіз перспектив розвитку цифрової енергетики в Україні. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 85–90. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.12
8. Коробко Б. П., Лінник О. М., Кануннікова Р. Е. Ефективні заходи з модернізації ОЕС України для запобігання її колапсу та підвищення рівня децентралізації генерації електрики. *Промислова електроенергетика та електротехніка*. 2016. № 2–3. С. 16–22.
9. *Аналітичний звіт до питання розвитку ВЕС та СЕС в складі ОЕС України*. ДП НЕК «Укренерго». 2018. URL: <https://ua.energy/wp-content/uploads/2018/06/analytichnyj-zvit-2.pdf> (дата звернення: 21.01.2024).
10. *Про схвалення Енергетичної стратегії України на період до 2035 року*. Кабінет Міністрів України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/605-2017-%D1%80#Text> (дата звернення: 21.01.2024).
11. Хаустова В. Є., Лелюк О. В. Аналіз структурних зрушень у виробництві та споживанні електроенергії в Україні. *Проблеми і перспективи економіки та управління*. 2018. № 4. С. 91–105.
12. Кизим М. О., Рудика В. І. Теоретичні аспекти дослідження енергетичної безпеки країни. *Технологічний аудит і резерви виробництва*. 2018. № 4/5. С. 18–23.
13. Хаустова В. Є., Котлярів С. І., Лелюк О. В. Аналіз державної політики розвитку електроенергетики України. *Бізнес Інформ*. 2018. № 12. С. 182–193.
14. Кизим М. О., Шпілевський В. В., Мілютин Г. В. Обґрунтування пріоритетних напрямів структурно-технологічної модернізації сектора електрогенерації. *Проблеми економіки*. 2018. № 1. С. 69–86.
15. Шугайло О. П., Гребенюк Ю. П., Зелений О. В., Рижов Д. І., Брік Д. С., Черняк Я. П. Отриманий досвід та вивчені уроки щодо діяльності з переходу енергоблоків АЕС України до довгострокової експлуатації. *Ядерна та радіаційна безпека*. 2020. № 1 (85). С. 15–28.
16. *Загальні вимоги до продовження експлуатації енергоблоків АЕС у понадпроектний строк за результатами здійснення періодичної переоцінки безпеки*. НІП 306.2.099-2004.

17. Суходоля О. М., Сидоренко А. А., Бегун С. В., Білуха А. А. *Сучасний стан, проблеми та перспективи розвитку гідроенергетики України. Аналітична доповідь*. Національний Інститут Стратегічних Досліджень, 2014. 54 с.
18. Тесленко О. І., Горський В. В., Маляренко О. Є. Аналіз тенденцій та напрямів розвитку теплової електроенергетики в Україні. *The Problems of General Energy*. 2020. № 1 (60). С. 38–46.
19. *Історична подія: енергосистему України повністю синхронізували з європейською енергомережею ENTSO-E*. *Дзеркало тижня*. URL: <https://zn.ua/ukr/ECONOMICS/istorichna-podija-enerhosistemu-ukrajini-povnistju-sinkhronizovano-z-jevropejskoju-enerhomerezheju-entso-e.html???history=0&pfid=1&sample=47&ref=2> (дата звернення: 21.01.2024).

References (transliterated)

1. *Proekt Planu vidnovlennya Ukrayiny. Materialy robochoyi hrupy "Enerhetychna bezpeka"* [Project of the Recovery Plan of Ukraine. Materials of the "Energy Security" working group]. The National Council for the Recovery of Ukraine from the Consequences of the War Publ., 2022. 164 p. Available at: <https://www.kmu.gov.ua/storage/app/sites/1/recoveryrada/ua/energy-security.pdf> (accessed 21.01.2024).
2. *Zvit z otsinky vidpovidnosti (достатності) heneruyuchykh potuzhnostey (proyekt)* [Report on assessment of compliance (sufficiency) of generating capacities (project)]. NPC Ukrenergo. Publ., 2019. 84 p.
3. Konechenkov A. Sektor vidnovlyuvanoyi enerhetyky Ukrayiny do, pid chas ta pisllya viyny. *Proyekt Tsentra Razumkova z Fondom Hannsa Zaydelya "Dearbonizatsiya enerhetyky Ukrayiny"* [Renewable energy sector of Ukraine before, during and after the war. The project of the Razumkov Center with the Hans Seidel Foundation "Decarbonization of Ukraine's Energy Industry"]. Available at: <http://surl.li/mpggn> (accessed 21.01.2024).
4. Malinova'ska O. Ya., Vysochans'ka M. Ya. Enerhetychna bezpeka Ukrayiny yak holovnyy kryteriy efektyvnosti funktsionuvannya natsional'noyi ekonomiky [Energy security of Ukraine as the main criterion for the effectiveness of the functioning of the national economy]. *Ahroekolohichnyy zhurnal*. 2023, no. 1, pp. 16–28.
5. Kyzym M. O., Lelyuk O. V. Analiz stanu elektroenerhetychnoho sektora Ukrayiny [Analysis of the state of the electricity sector of Ukraine]. *Biznesinform*. 2019, no. 1, pp. 186–201.
6. Hryb O. H., Karpalyuk I. T., Shvets' S. V., Donets'ka T. S., Dyachenko O. V. Vtraty elektrychnoyi enerhiyi v enerhetychniy systemi Ukrayiny ta yikh znyzhennya za rakhunok vprovadzheniya postynnoho strumu [Losses of electric energy in the energy system of Ukraine and their reduction due to the introduction of direct current]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 72–77. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.12
7. Hryb O. H., Senderovych H. A., Dyachenko O. V., Karpalyuk I. T., Shvets' S. V. Analiz perspektyv rozvytku tsyrovoyi enerhetyky v Ukrayini [Analysis of digital energy development prospects in Ukraine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 85–90. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.12
8. Korobko B. P., Linnyk O. M., Kanunnikova R. E. Efektyvni zakhody z modernizatsiyi OES Ukrayiny dlya zapobihannya yiyi kolapsu ta pidvyshchennya rivnya detsentralizatsiyi heneratsiyi elektryky [Effective measures to modernize the UES of Ukraine to prevent its collapse and increase the level of decentralization of electricity generation]. *Promyslova elektroenerhetyka ta elektrotekhnika*. 2016, no. 2–3, pp. 16–22.
9. *Analitychnyy zvit do pytannya rozvytku VES ta SES v skladі OES Ukrayiny* [Analytical report on the issue of the development of wind power plants and SPPs as part of the UES of Ukraine]. NPC Ukrenergo Publ., 2018. Available at: <https://ua.energy/wp-content/uploads/2018/06/analytichnyj-zvit-2.pdf> (accessed 21.01.2024).
10. *Pro skhvalennya Enerhetychnoyi stratehiyi Ukrayiny na period do 2035 roku* [On the approval of the Energy Strategy of Ukraine for the period until 2035]. Cabinet of Ministers of Ukraine. Available at: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/605-2017-%D1%80#Text> (accessed 21.01.2024).
11. Khaustova V. Ye., Lelyuk O. V. Analiz strukturnykh zrushen' u

- vyrobnytstvi ta spozhyvanni elektroenerhiyi v Ukraini [Analysis of structural changes in the production and consumption of electricity in Ukraine. Problems and prospects of economics and management]. *Problemy i perspektivy ekonomiky ta upravlinnya*. 2018, no. 4, pp. 91–105.
12. Kyzym M. O., Rudyka V. I. Teoretychni aspekty doslidzhennya enerhetychnoyi bezpeky krayiny [Theoretical aspects of the country's energy security research]. *Tekhnolohichnyy audyt i rezervy vyrobnytstva*. 2018, no. 4/5, pp. 18–23.
 13. Khaustova V. Ye., Kotlyarov Ye. I., Lelyuk O. V. Analiz derzhavnoyi polityky rozvytku elektroenerhetyky Ukrainy [Analysis of the state policy of the development of the electric power industry of Ukraine]. *Biznes Inform*. 2018, no. 12, pp. 182–193.
 14. Kyzym M. O., Shpilev'kyy V. V., Milyutin H. V. Obgruntuvannya prioritetnykh napryamiv strukturno-tekhnolohichnoyi modernizatsiyi sektora elektroenerhatsiyi [Justification of the priority areas of structural and technological modernization of the power generation sector]. *Problemy ekonomiky*. 2018, no. 1, pp. 69–86.
 15. Shuhaylo O. P., Hrebenyuk Yu. P., Zelenyy O. V., Ryzhov D. I., Brik D. S., Chernyak Ya. P. Otrymany dosvid ta vyvcheni uroky shchodo diyal'nosti z perekhodu enerhoblokiv AES Ukrainy do dovhostrokovoyi ekspluatatsiyi [Experience gained and lessons learned regarding activities from the transition of power units of NPPs of Ukraine to long-term operation]. *Yaderna ta radiatsiyina bezpeka*. 2020, no. 1 (85), pp. 15–28.
 16. *Zahal'ni vymohy do prodovzhennya ekspluatatsiyi enerhoblokiv AES u ponadproektnyy strok za rezul'tatamy zdiysnennya periodychnoyi pereotsinky bezpeky* [General requirements for the continuation of operation of NPP power units beyond the design period based on the results of periodic safety reassessment]. NP 306.2.099-2004.
 17. Sukhodolya O. M., Sydorenko A. A., Byehun S. V., Bilukha A. A. *Suchasnyy stan, problemy ta perspektivy rozvytku hidroenerhetyky Ukrainy. Analitychna dopovid'* [Current state, problems and prospects of hydropower development in Ukraine. Analytical report]. National Institute of Strategic Studies Publ., 2014. 54 p.
 18. Teslenko O. I., Hors'kyy V. V., Malyarenko O. Ye. Analiz tendentsiy ta napryamiv rozvytku teplovoyi elektroenerhetyky v Ukraini [Analysis of trends and directions of development of thermal power industry in Ukraine]. *The Problems of General Energy*. 2020, no. 1 (60), pp. 38–46.
 19. *Istorychna podiya: enerhosystemu Ukrainy povnistyu synkronizuvaly z yevropeys'koyu enerhomerezheju ENTSO-E. Dzerkalo tyzhnya* [Historical event: Ukraine's power system was fully synchronized with the European ENTSO-E power grid. Mirror of the week]. Available at: <https://zn.ua/ukr/ECONOMICS/istorichna-podija-enerhosystemu-ukrajini-povnistju-sinkhronizovano-z-jevropejskoju-enerhomerezheju-entso-e.html???history=0&pfid=1&sample=47&ref=2> (accessed 21.01.2024).

Надійшла (received) 27.04.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Дяченко Олександр Васильович (Diachenko Oleksandr) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизації та кібербезпеки енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7232-6585>; e-mail: diachenko.a.v@ukr.net

Гапон Дмитро Анатолійович (Gapon Dmytro) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8609-9707>; e-mail: dmytro.hapon@khp.edu.ua

Карпалюк Ігор Тимофійович (Karpaliuk Ihor) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5634-6807>; e-mail: humpway@gmail.com

Донецька Тетяна Сергіївна (Donetska Tetiana) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0925-1001>; e-mail: iierusalimovat@gmail.com

І. Т. КАРПАЛЮК, М. О. БОНДАРЕНКО, Я. Д. ДЕГТЯР, О. В. ПИШНИЙ

ВТРАТИ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ З ПРИЧИНИ ЇЇ НИЗЬКОЇ ЯКОСТІ НА НАСОСНИХ СТАНЦІЯХ ПІДПРИЄМСТВ ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖ

Розглядається питання щодо підвищення надійності роботи об'єктів в енергетичній системі України. Зазначається, що в Україні бракує джерел електричної енергії, внаслідок ворожих дій. До того ж рівень втрат електричної енергії є дуже відчутним. Навіть за довоєнними даними статистики рівень втрат перевищував 10 % всієї виробленої енергії. І це було наслідком зносу і електричного обладнання і недостатньої якості електричної енергії. І внаслідок ворожих дій, руйнування енергетичного обладнання призвело до ще гіршого зниження параметрів якості електроенергії. В пріоритеті стає підтримання працездатності енергетичної системи, в той час як якісні показники відходять на другу чергу. Для більшості електроспоживаючого обладнання погіршення якості електричної енергії може мати мультиплікативний ефект. Який проявляє себе як різке збільшення втрат. Для підприємств, робота яких забезпечує життєві потреби населення – якість електричної енергії не є критерієм. Основна мета підтримати працездатність. До таких підприємств відносяться і підприємства теплових мереж. Майже всі прилади і обладнання теплових підприємств працюють на електриці. Примусовий рух теплоносія в мережі створюється тільки за допомогою електричних насосів, які отримують обертальний момент від асинхронних електричних двигунів. Для таких двигунів характерні втрати електричної енергії за умови її неякості. Були проведені заміри якості електричної енергії на двох різних підприємствах теплопостачання. В статті наведені результати проведених замірів. Не зважаючи на те, що підприємства теплопостачання дуже відрізняються (перше обслуговує понад 30 тисяч мешканців, друге понад 8 тисяч мешканців), результати замірів показують спорідненість проблем із якістю електричної енергії. Переважна кількість показників якості електричної енергії не відповідає вимогам до якості електричної енергії. Найбільш критичні відхилення величини середньої напруги і середньої напруги прямої послідовності, що може не відповідати нормі в 100 замірах із 100. Відхилення коефіцієнту несиметрії напруг за нульовою послідовністю також перевищує нормативні значення. Автори звертають увагу на наявність відхилення середнього коефіцієнту n -ї гармонічної складової напруги у всіх фазах. Специфіка роботи обладнання теплопостачаючих підприємств полягає в тому, що їх режими роботи є безперервними протягом всього опалювального сезону. І втрати в мережі можуть накопичуватися. До того ж одним із наслідків використання неякості електроенергії є зменшення строку роботи електричного обладнання. Автори пропонують загальні методи виправлення ситуації і наголошують на проведенні дослідження електричного обладнання теплопостачаючих підприємств з метою вироблення заходів щодо покращення їх роботи і зменшення втрат енергії.

Ключові слова: втрати електричної енергії, параметри якості електричної енергії, електричне обладнання теплопостачаючих підприємств, зменшення втрат, підвищення надійності.

І. KARPALIUK, M. BONDARENKO, Y. DEHTIAR, O. PYSHNYI

LOSSES OF ELECTRICAL ENERGY DUE TO ITS LOW QUALITY AT PUMPING STATIONS OF HEATING NETWORK ENTERPRISES

The issue of increasing the reliability of the facilities in the energy system of Ukraine is considered. It is noted that Ukraine lacks sources of electric energy as a result of hostile actions. In addition, the level of electric energy losses is very noticeable. Even according to pre-war statistics, the level of losses exceeded 10 % of all energy produced. And this was a consequence of the wear and tear of both electrical equipment and insufficient quality of electric energy. And as a result of hostile actions, the destruction of energy equipment led to an even worse decrease in the parameters of the quality of electricity. The priority is to maintain the operability of the energy system, while quality indicators are relegated to the second place. For most electricity-consuming equipment, deterioration in the quality of electricity can have a multiplier effect. Manifesting itself as a sharp increase in losses. For enterprises whose work provides for the vital needs of the population, the quality of electric energy is not a criterion. The main goal is to maintain operability. Such enterprises also include enterprises of heating networks. Almost all devices and equipment of heating companies operate on electricity. Forced movement of the coolant in the network is created only by electric pumps receiving torque from asynchronous electric motors. Such motors are characterized by increased losses of electrical energy if its quality is poor. Measurements of the quality of electrical energy were made at two different heat supply enterprises. The article presents the results of the measurements. Despite the fact that the heat supply enterprises are very different (the first serves more than 30 thousand residents, the second – more than 8 thousand residents), the results of the measurements show the affinity of problems with the quality of electrical energy. The overwhelming majority of electrical energy quality indicators do not meet the requirements for the quality of electrical energy. The most critical deviations are in the values of average voltage and average positive sequence voltage, which may not meet the standard in 100 measurements out of 100. The deviation of the voltage asymmetry coefficient for zero sequence also exceeds the standard values. The authors draw attention to the presence of a deviation of the average coefficient of the n -th harmonic component of voltage in all phases. The specificity of the operation of heat supply enterprises' equipment is that their operating modes are continuous throughout the entire heating season. And losses in the network can accumulate. In addition, one of the consequences of using low-quality electricity is a reduction in the service life of electrical equipment. The authors propose general methods for correcting the situation and emphasize the need to conduct a study of electrical equipment of heat supply enterprises in order to develop measures to improve their operation and reduce energy losses.

Keywords: electrical energy losses, electrical energy quality parameters, electrical equipment of heat supply enterprises, loss reduction, reliability improvement.

Постановка проблеми. За умови недостатньої потужності джерел електричної енергії в Україні, рівень втрат цієї електричної енергії дуже відчутний для підприємств і господарства країни в цілому. Руйнування енергетичної системи злочинними діями країни агресора, призводить до погіршення керованості енергетичної системи. Така ситуація не дозволяє використовувати можливості схемних рішень для вирівнювання якісних показників. В

пріоритеті стає підтримання працездатності енергетичної системи, в той час як якісні показники відходять на другу чергу. І це також призводить до зростання втрат в енергетичній системі. За довоєнною статистикою «Втрати електричної енергії в електромережах у 2020 році зросли до 10,4 %, що коштувало країні та споживачам десятки мільярдів гривень» [1]. За останні два роки величина втрат електроенергії в мережах збільшилася майже на

© І. Т. Крапалюк, М. О. Бондаренко, Я. Д. Дегтяр, О. В. Пишний, 2024

2 % [1]. Зрозуміло, що рівень втрат під час військової агресії тільки зростає. Сама величина втрат електричної енергії може розглядатися як додатковий маркер ступеня розвинутості країни [2].

Для більшості електроспоживачого обладнання погіршення якості електричної енергії може мати мультиплікативний ефект. Який проявляє себе як різке збільшення втрат. Низька якість електричної енергії, що живить електричне обладнання, призводить до ще більшого погіршення якості від роботи обладнання. [3; 4].

Для підприємств, робота яких забезпечує життєві потреби населення – погана якість електричної енергії не є критерієм. Основна мета підтримати працездатність. До таких підприємств відносяться і підприємства теплових мереж. Постачання тепла в оселі громадян під час холодного сезону дуже відповідальна задача. А майже всі прилади і обладнання теплових підприємств працюють на електриці. Примусовий рух теплоносія в мережі створюється тільки за допомогою електричних насосів. І якщо конструкції насосів для перекачки теплоносія можуть відрізнятися, то обертальний момент вони отримують від асинхронних електричних двигунів.

Параметри асинхронних двигунів і їх вплив на електричну мережу добре вивчений. Проте, попри зручність підключення і надійність роботи, такі двигуни мають низку недоліків. Наприклад, потребують складних (дорогих) приладів регулювання швидкістю обертання. Також для таких двигунів характерні підвищені втрати електричної енергії за умови її неякості. Тому для таких споживачів критерій якості електричної енергії є однією із обов'язкових умов.

В тепловій мережі використовуються насоси, такі як, наприклад (рис. 1, 2).

Для постачання теплоносієм району міста із щільною забудовою використовують декілька таких насосів. Напруга живлення насосів трифазна 0,4 кВ. Для зручності використання насоси встановлюють в спеціальних будівлях – насосних підстанціях. Електричне живлення для таких підстанцій береться із електричної мережі мікрорайону міста з підстанції 10/0,4 кВ. Саме міська електрична мережа має найбільший вплив на якісні показники. Тому і вплив неякості електричної енергії на циркуляційні насоси теплової мережі є безпосереднім.



Рис. 1. Насос Atmos GIGA-I 50/85-1,5/2

Параметри насоса Atmos GIGA-I 50/85-1,5/2:
 - максимальна продуктивність – 42 м³/годину;
 - максимальний натиск – 14 метрів;
 - номінальна напруга – 3~400 В;
 - номінальний струм – 3,2 А;
 - номінальна потужність – 1,5 кВт.



Рис. 2. Насос Atmos GIGA-N 100/160-30/2

Параметри насоса Atmos GIGA-I 50/85-1,5/2:
 - максимальна продуктивність – 390 м³/годину;
 - максимальний натиск – 42 метра;
 - номінальна напруга – 3~400 В;
 - номінальний струм – 54,5 А;
 - номінальна потужність – 30 кВт / 3-х полюсний.

Для визначення рівня якісних параметрів були проведені заміри на котельній теплопостачальному підприємстві міста із населенням 30 тисяч мешканців.

Також були проведені заміри на котельній теплопостачальному підприємстві міста із населенням 9 тисяч мешканців.

Результати вимірювань якості електричної енергії. Якість електроенергії залежить не тільки від умов електропостачання, але і від електроустаткування, що експлуатується, та від самих умов експлуатації обладнання. Зрозуміло, що відповідальність за якість електроенергії несуть всі суб'єкти системи електропостачання. [5–7].

Вимогами ДСТУ EN 50160:2014 [8] встановлено такі показники якості електроенергії (ПЯЕ):

- відхилення напруги від свого номінального значення;
- коливання напруги від номіналу;
- несинусоїдальність напруги;
- несиметрія напруги;
- відхилення частоти від свого номінального значення;
- тривалість провалу напруги;
- імпульс напруги;
- тимчасове перенапруження.

Визначення параметрів якості електричної енергії були проведені в різних точках електричних мереж. Вимірювання виконувалися на межі балансової належності постачальника і споживачів [9–13].

Вимірювання якості електроенергії виконувалися на приєднання ПС магістральних мереж і ПС що живлять насоси теплових підстанцій за допомогою мікропроцесорних аналізаторів напруг і струмів в електричних мережах типу АНТЕС АК-3Ф (рис. 3) відповідно до ДСТУ EN 50160:2014.

Вимірювання якості електричної енергії включали:



Рис. 3. Зовнішній вигляд приладу АНТЕС АК-3Ф

Протокол вимірів: фіксація подій та виходів ПЯЕ за нормально та гранично допустимі значення.

Протоколи вимірювань:

- відхилення напруги, що встановилася, у фазі А, В, С;

- середні значення відхилення напруги фази А, фази В, фази С.

Графіки:

- середня напруга за фазами А, В, С.

Протоколи вимірювань:

- відхилення напруги, що встановилося, по прямій послідовності.

Графіки:

- середня напруга прямої послідовності.

Протоколи вимірювань:

- коефіцієнт спотворення синусоїдальності кривої напруги у фазі А, В, С;

- коефіцієнт n -ї гармонічної складової напруги у фазі А, В, С.

Графіки:

- середній коефіцієнт n -ї гармонічної складової напруги у фазі А, В, С.

Протоколи вимірів:

- коефіцієнт несиметрії напруг за зворотною послідовністю;

- коефіцієнт несиметрії напруг за нульовою послідовністю.

Графік:

- коефіцієнт несиметрії напруг за зворотною послідовністю;

- коефіцієнт несиметрії напруг за нульовою послідовністю.

Протокол вимірів: відхилення частоти.

Графік: середня частота.

Протокол вимірів: журнал провалів напруги.

Протокол вимірів: журнал тимчасових перенапруг.

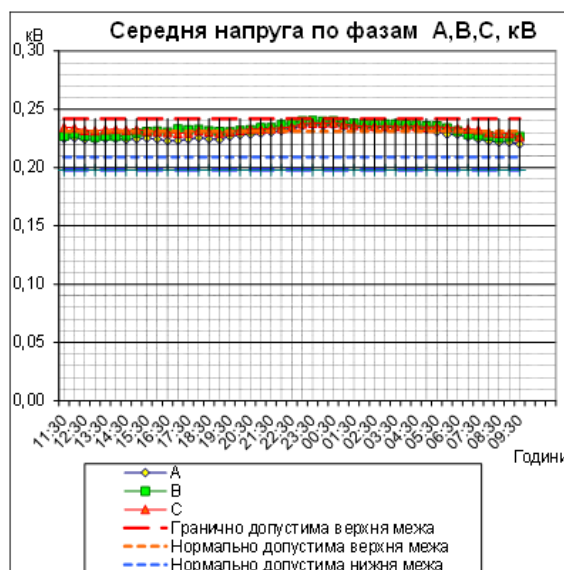
Наводимо результати вимірювань для двох об'єктів. Вимірювання проводилися на котельних мережі тепlopостачання міст.

Вимірювання відхилення напруги, що встановилося, у фазі А, В, С дозволило отримати наступні результати (рис. 4, *a* – для першого об'єкта і рис. 4, *б* – для другого об'єкта).

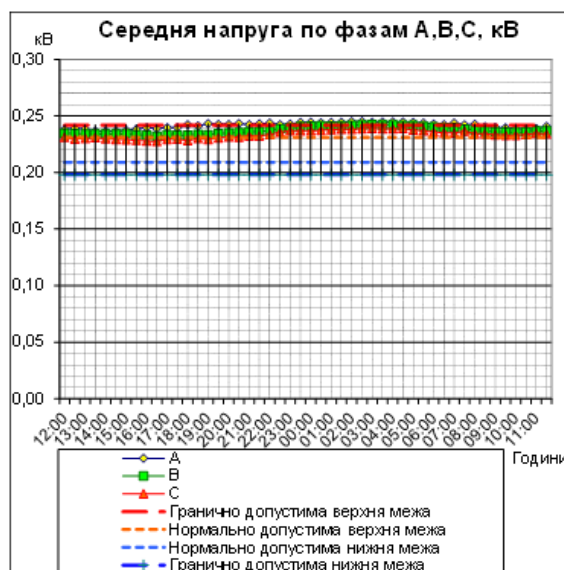
Число проведених вимірів для першого об'єкта становило 1350, число виходів за нормальне

допустиме значення: фаза А – 510 (37,8 %), В – 930 (68,9 %), С – 1200 (88,9 %).

Число вимірів для другого об'єкта: 1440, число виходів за допустиме значення: фаза А – 1440 (100 %), В – 1440 (100 %), С – 1020 (70,8 %).



a



б

Рис. 4. Результати замірів відхилення напруги, що встановилося, у фазах А, В, С:

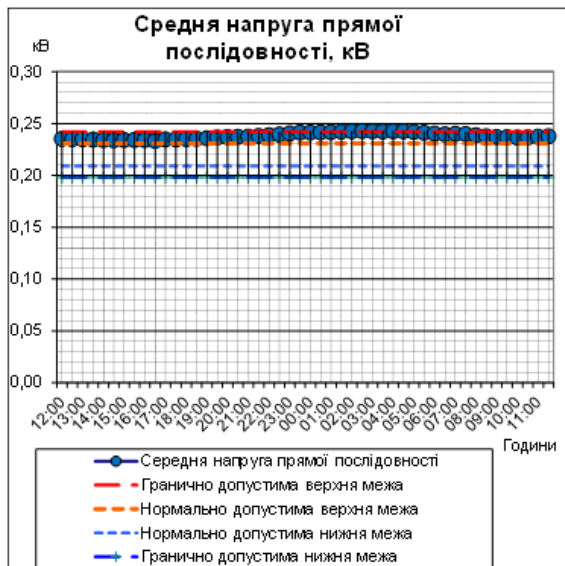
a – для першого об'єкта; *б* – для другого об'єкта

Проміжний висновок: відхилення напруги в мережі за час проведення вимірювання НЕ відповідає вимогам до якості електричної енергії.

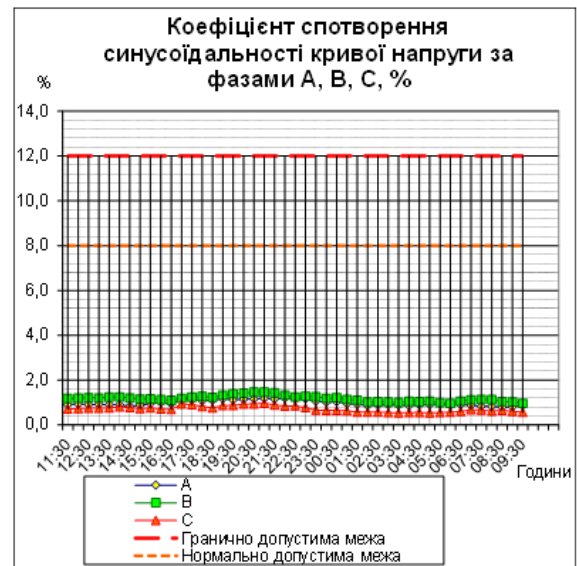
Результати вимірювання середньої напруги прямої послідовності наведені на рис. 5, *a* – для першого об'єкта і рис. 5, *б* – для другого об'єкта.

Число вимірів для першого об'єкта: 1350, число виходів за нормальне допустиме значення: 780 (57,8 %).

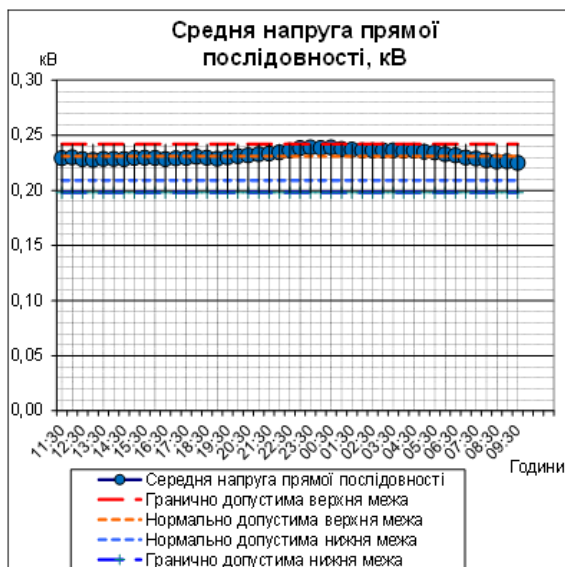
Число вимірів для другого об'єкта: 1440, число виходів за нормальне допустиме значення: 1440 (100 %).



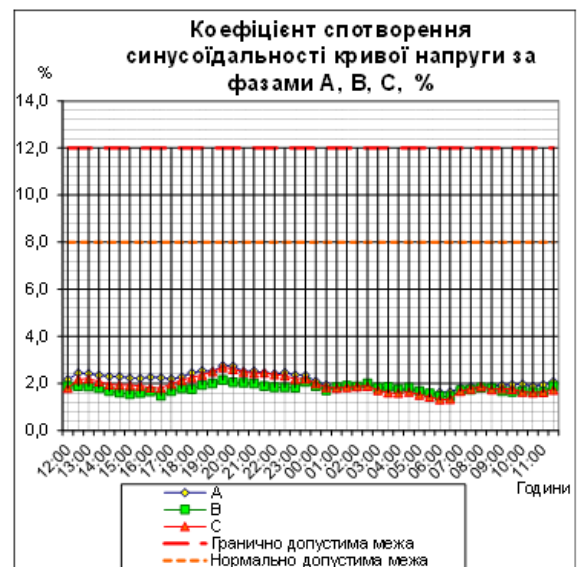
a



a



б



б

Рис. 5. Результати замірів відхилення напруги, що встановилося, по прямій послідовності:
a – для першого об'єкта; б – для другого об'єкта

Рис. 6. Результати вимірювання коефіцієнту спотворення синусоїдальності кривої напруги у фазі А, В, С:
a – для першого об'єкта; б – для другого об'єкта

Проміжний висновок: відхилення середньої напруги прямої послідовності в мережі за час проведення вимірювання НЕ відповідає вимогам до якості електричної енергії.

Результати вимірювання середнього коефіцієнту n -ї гармонічної складової напруги у фазі А, В, С наведені на рис. 7, а – для першого об'єкта і рис. 7, б – для другого об'єкта.

Результати вимірювання коефіцієнту спотворення синусоїдальності кривої напруги у фазі А, В, С наведені на рис. 6, а – для першого об'єкта і рис. 6, б – для другого об'єкта.

Проміжний висновок: відхилення середнього коефіцієнту n -ї гармонічної складової напруги у фазі А, В, С в мережі за час проведення вимірювання відповідає вимогам до якості електричної енергії.

Число вимірів для першого об'єкта: 27000, число виходів за нормальне допустиме значення: 0 (0,00 %).

Результати вимірювання коефіцієнту несиметрії напруг за зворотною послідовністю наведені на рис. 8, а – для першого об'єкта і рис. 8, б – для другого об'єкта.

Число вимірів для другого об'єкта: 287990, число виходів за нормальне допустиме значення: 0 (0,00 %).

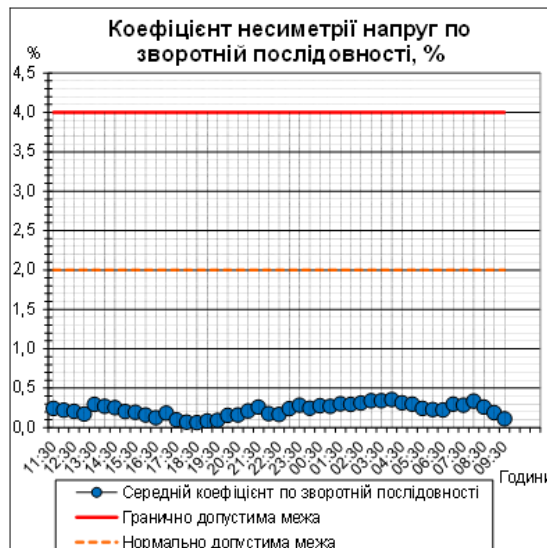
Число вимірів для першого об'єкта: 27000, число виходів за нормальне допустиме значення: 0 (0,00 %).

Проміжний висновок: відхилення коефіцієнту спотворення синусоїдальності кривої напруги у фазі А, В, С в мережі за час проведення вимірювання відповідає вимогам до якості електричної енергії.

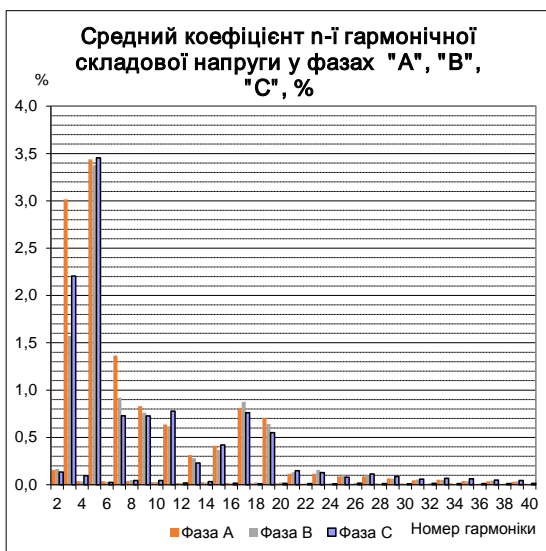
Число вимірів для другого об'єкта: 287990, число виходів за нормальне допустиме значення: 0 (0,00 %).



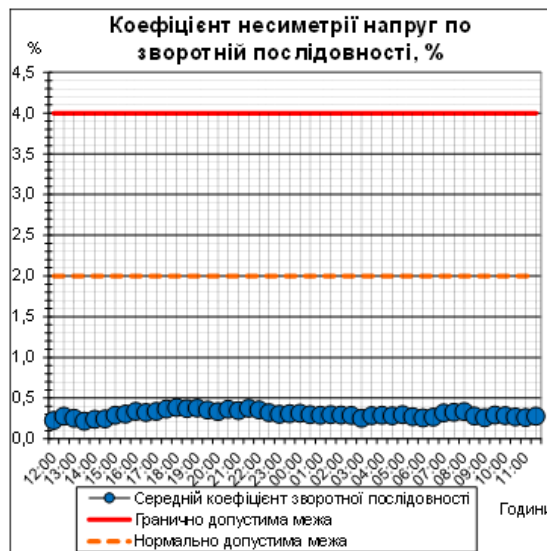
а



а



б



б

Рис. 7. Результати вимірювання середнього коефіцієнту n-ї гармонічної складової напруги у фази А, В, С: а – для першого об'єкта; б – для другого об'єкта

Рис. 8. Результати вимірювання коефіцієнту несиметрії напруг по зворотній послідовності: а – для першого об'єкта; б – для другого об'єкта

Проміжний висновок: відхилення коефіцієнту несиметрії напруг за зворотною послідовністю в мережі за час проведення вимірювання відповідає вимогам до якості електричної енергії.

Результати вимірювання коефіцієнту несиметрії напруг за нульовою послідовністю наведені на рис. 9, а – для першого об'єкта і рис. 9, б – для другого об'єкта.

Число вимірів для першого об'єкта: 1350, число виходів за нормальне допустиме значення: 14999 (55,6 %).

Число вимірів для другого об'єкта: 28799, число виходів за нормальне допустиме значення: 11399 (39,6 %).

Проміжний висновок: відхилення коефіцієнту несиметрії напруг за нульовою послідовністю в мережі за час проведення вимірювання НЕ відповідає вимогам до якості електричної енергії.

Результати вимірювання відхилення середньої частоти наведені на рис. 10, а – для першого об'єкта і рис. 10, б – для другого об'єкта.

Число вимірів для першого об'єкта: 4050, кількість виходів за нормальне допустиме значення: 0 (0,00 %).

Число вимірів для другого об'єкта: 4320, кількість виходів за нормальне допустиме значення: 0 (0,00 %).

Проміжний висновок: відхилення середньої частоти в мережі за час проведення вимірювання відповідає вимогам до якості електричної енергії.

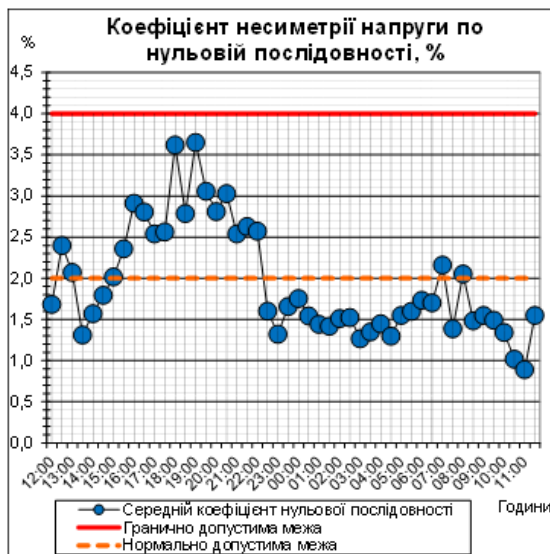
Висновки: Проведення вимірювань показників якості електричної енергії на двох підприємствах теплопостачання громадським споживачам дозволило зробити наступний висновок. Переважна кількість показників якості електричної енергії не відповідає вимогам до якості електричної енергії. Причому не

зважаючи на територіальну віддаленість двох об'єктів проблеми електропостачання для них дуже споріднені. Найбільш критичні відхилення величини середньої напруги і середньої напруги прямої послідовності, що може не відповідати нормі в 100 замірах із 100, що призводить до втрат потужності. Відхилення коефіцієнту несиметрії напруг за нульовою послідовністю також перевищує нормативні значення, що впливає на похибку приладів обліку, впливає на втрати в мережі.

Також слід звернути увагу на наявність відхилення середнього коефіцієнту n -ї гармонічної складової напруги у фазі А, В, С. Хоча самі величини відхилення не перевищують нормативних значень, в той же час характерна для асинхронних двигунів наявність непарних n -ї гармонічної складової напруги призводить до похибки приладів обліку і додаткових втрат в мережі.



а

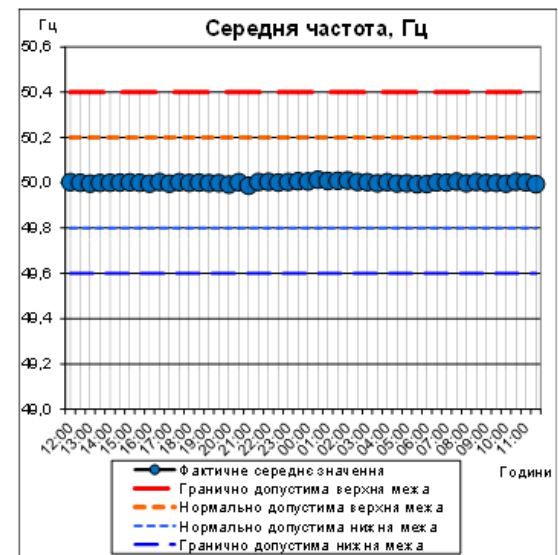


б

Рис. 9. Результати вимірювання коефіцієнту несиметрії напруг за нульовою послідовністю: а – для першого об'єкта; б – для другого об'єкта



а



б

Рис. 10. Результати вимірювання відхилення середньої частоти:

а – для першого об'єкта; б – для другого об'єкта

Специфіка роботи обладнання теплопостачаючих підприємств полягає в тому, що їх режими роботи є безперервними протягом всього опалювального сезону, і втрати в мережі можуть накопичуватися. До того ж одним із наслідків використання неякісної електроенергії є зменшення строку роботи електричного обладнання (насосів теплоносія, систем керування тощо).

Для зменшення такого впливу рекомендується встановлення фільтрів гармонічних складових різного типу і систем стабілізації рівня напруги. Так як теплоенергетика є стратегічною галуззю, то дослідження її елементів з метою покращення роботи і зменшення втрат енергії доцільно продовжити.

Список літератури

1. Гурковська Н. Втрати електроенергії в українських мережах у 2020 році перевищили 10 %. URL: <https://www.rbc.ua/rus/news/poteri-elektroenergii-ukrainskih-setyah-2020-1627646052.html>

- (дата звернення: 08.08.2024).
- Гриб О. Г., Карпалюк І. Т., Швець С. В., Донецька Т. С., Дяченко О. В. Втрати електричної енергії в енергетичній системі України та їх зниження за рахунок впровадження постійного струму. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 72–77. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.12
 - Аналитичний центр досліджень енергетики. URL: <http://eircenter.com/> (дата звернення: 08.08.2024).
 - Онищенко В. А., Самойленко І. А., Гриб О. Г., Жаркин А. Ф., Васильченко В. І., Ушаповский К. В., Сендерович Г. А., Светелик А. Д., Кондратенко К. І., Довгалюк О. Н., Щербакова П. Г., Захаренко Н. С. *Анализ и оценка экономических ущербов от низкого качества электрической энергии*. Харьков: ПП «Граф-Ікс», 2013. 329 с.
 - Гриб О. Г., Сендерович Г. А., Щербакова П. Г. Особенности использования параметров режима сети для определения участия субъектов в искажении синусоидальности кривой напряжений. *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. 2007. Т. 5, № 4 (29). С. 73–76.
 - Гриб О. Г., Сендерович Г. А., Щербакова П. Г. Актуальні завдання визначення пайової участі у відповідальності за порушення якості електричної енергії. *Наукові праці ДонНТУ – Електротехніка і енергетика*. 2013. № 1 (14). С. 77–82.
 - Ковальов В. М. Про визначення відповідального за несинусоїдальний струм в електромережі. *Комуніальне господарство міст: наук.-техн. зб. Харківської нац. акад. міськ. госп.-ва*. Харків: ХНАМГ, 2012. Вип. 105. С. 365–369.
 - ДСТУ EN 50160:2014. *Характеристики напруги електропостачання в електричних мережах загальної призначеності (EN 50160:2010, IDT)* / Нац. стандарт України. Київ: Мінекономрозвитку України, 2014. 27 с.
 - ДСТУ ISO 9000:2015. *Системи управління якістю. Основні положення та словник термінів (ISO 9000:2015, IDT)* / Нац. стандарт України. Київ: УкрНДНЦ, 2016. 45 с.
 - Прохоров Ю. К. *Управління якістю*. 2007. 144 с.
 - Реагування напруги в електричних мережах*. 1968. 605 с.
 - Баталов А. Г., Бородин Д. В., Васильченко В. І., Гриб О. Г., Громадский Ю. С., Довгалюк О. Н., Калюжный Д. Н., Манов І. А., Сендерович Г. А., Рожков П. П. *Качество электрической энергии в системах электроснабжения*. Харьков: ХНАГХ, 2006. 272 с.
 - Гриб О. Г., Сокол Е. І., Жаркин А. Ф., Васильченко В. І., Тесик Ю. Ф. *Качество электрической энергии. Том 2. Контроль качества электрической энергии*. Харьков: ПП «Граф-Ікс», 2014. 244 с.
 - Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 72–77. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.12
 - Analytichnyy tsentr doslidzhen' enerhetyky* [Analytical Centre for Energy Studies]. Available at: <http://eircenter.com/> (accessed 08.08.2024).
 - Onishchenko V. A., Samoylenko I. A., Grib O. G., Zharkin A. F., Vasil'chenko V. I., Ushchapovskiy K. V., Senderovich G. A., Svetelik A. D., Kondratenko K. I., Dovgalyuk O. N., Shcherbakova P. G., Zakharenko N. S. *Analiz i otsenka ekonomicheskikh ushcherbov ot nizkogo kachestva elektricheskoy energii* [Analysis and assessment of economic damage from poor quality electricity]. Kharkov, PP "Graf-Iks" Publ., 2013. 329 p.
 - Hryb O. H., Senderovych H. A., Shcherbakova P. H. Osobennosti yspol'zovannya parametrov rezhyma sety dlya opredelenyya uchastyaya sub'ektov v yskazheniyu sinusoidal'nosti kryvoy napryazheniyu [Peculiarities of the use of network mode parameters to determine the participation of sub-objects in the distortion of sinusoidality of the voltage curve]. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*. 2007, vol. 5, no. 4 (29), pp. 73–76.
 - Hryb O. H., Senderovych H. A., Shcherbakova P. H. Aktual'ni zavdannya vyznachennya payovoyi uchasti u vidpovidal'nosti za porushennya yakosti elektrychnoyi enerhiyi [Actual problems of determining the share in the liability for violation of the quality of electrical energy]. *Naukovi pratsi DonNTU – Elektrotekhnika i enerhetyka*. 2013, no. 1 (14), pp. 77–82.
 - Koval'ov V. M. Pro vyznachennya vidpovidal'nogo za nesynusooidal'nyy strum v elektromerezhii [On determining the person responsible for non-sinusoidal current in the power grid]. *Komunal'ne hospodarstvo mist: nauk.-tekhn. zb. Kharkivskiy nats. akad. mis'k. hosp.-va* [Municipal economy of cities: scientific and technical collection of Kharkiv National Academy of Municipal Economy]. Kharkiv, KhNAMH Publ., 2012, issue 105, pp. 365–369.
 - DSTU EN 50160:2014. *Kharakterystyky napruhy elektropostachannya v elektrychnykh merezhakh zahal'noyi pryznachenosti* [State standart EN 50160:2014. Voltage characteristics of electricity supplied by public electricity networks]. Kyiv, Ministry of Economic Development and Trade of Ukraine Publ., 2014. 27 p.
 - DSTU ISO 9000:2015. *Systemy upravlinnya yakystyu. Osnovni polozhennya ta slovnyk terminiv* [State standart 9000:2015. Quality management systems – Fundamentals and vocabulary]. Kyiv, UkrNDNTS Publ., 2016. 45 p.
 - Prokhorov Yu. K. *Upravlinnya yakystyu* [Quality management]. 2007. 144 p.
 - Reahuvannya napruhy v elektrychnykh merezhakh* [Voltage response in power grids]. 1968. 605 p.
 - Batalov A. G., Borodin D. V., Vasilchenko V. I., Grib O. G., Gromadskiy Yu. S., Dovgalyuk O. N., Kalyuzhnyi D. N., Manov I. A., Senderovich G. A., Rozhkov P. P. *Kachestvo elektricheskoy energii v sistemah elektrosnabzheniya* [Quality of electric energy in power supply systems]. Kharkov, KhNAHKh Publ., 2006. 272 p.
 - Grib O. G., Sokol E. I., Zharkin A. F., Vasilchenko V. I., Tesik Yu. F. *Kachestvo elektricheskoy energii. Tom 2. Kontrol' kachestva elektricheskoy energii* [Quality of electrical energy. Vol. 2. Quality control of electrical energy]. Kharkov, PP "Graf-Iks" Publ., 2014. 244 p.

Надійшло (received) 11.09.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Карпалюк Ігор Тимофійович (Karpaliuk Ihor) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5634-6807>; e-mail: humpway@gmail.com

Бондаренко Михайло Олександрович (Bondarenko Mykhailo) – Державний біотехнологічний університет, аспірант кафедри «Електромеханіка, робототехніка, біомедична інженерія та електротехніка»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3317-4982>; e-mail: miwanya2008@gmail.com

Дегтяр Ярослав Дмитрович (Dehtiar Yaroslav) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-5367-2611>; e-mail: Yaroslav.Dehtiar@ieee.khpi.edu.ua

Пишний Олександр Володимирович (Pyshnyi Oleksandr) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Автоматизація та кібербезпека енергосистем»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-8318-3912>; e-mail: oleksandr.pyshnyi@ieee.khpi.edu.ua

В. А. ПОНОМАРЬОВ**ЩОДО ВИКОРИСТАННЯ ЦИФРОВИХ ГІДРАВЛІЧНИХ КЛАПАНІВ У ПРОМИСЛОВОСТІ**

Розглянуто цифрові гідравлічні клапани, які є інноваційною альтернативою традиційним пропорційним аналоговим клапанам. Цифрова гідравліка використовує комбінацію простих, надійних і недорогих клапанів типу ON/OFF, що забезпечують високу точність управління потоком і тиском за допомогою програмованих логічних контролерів. Основна перевага таких систем полягає в зниженні енергоспоживання, оскільки вони усувають необхідність у постійній роботі насоса та не мають внутрішніх перетікань. Показано економічні переваги цифрових клапанів, включаючи зменшення початкових інвестицій завдяки їх нижчій вартості порівняно з пропорційними аналогами. Важливо, що у випадку виходу з ладу одного клапана, система залишається працездатною, оскільки відмова окремих елементів не має критичного впливу на загальну продуктивність. Особлива увага приділяється схемам кодування та методам керування, зокрема бінарному кодуванню та модуляції числа імпульсів. Бінарне кодування дозволяє значно підвищити точність регулювання при мінімальній кількості клапанів, а також забезпечує відмовостійкість системи. Використання паралельно з'єднаних клапанів, що мають широкий діапазон станів, дозволяє досягти точного керування потоками і тиском без необхідності перемикання після встановлення бажаних положень. Крім того, цифрові гідравлічні системи забезпечують високу швидкість регулювання та точність керування, що робить їх ефективними для різних промислових застосувань. Подальші дослідження в цій галузі можуть призвести до впровадження нових технологічних рішень і розширення їх застосування у промисловості. Висвітлюються також технічні аспекти таких систем, зокрема широтно-імпульсна модуляція, яка є найбільш поширеним підходом до управління двоходовими клапанами. Широтно-імпульсна модуляція дозволяє досягти високої точності регулювання завдяки частотній модуляції, хоча низька частота перемикання може призвести до пульсації тиску, яку необхідно компенсувати за допомогою спеціального проєктування системи або демпферних пристроїв. Отже, цифрові гідравлічні клапани представляють собою перспективне рішення для підвищення ефективності та надійності гідравлічних систем у сучасній промисловості, з можливістю суттєвого зниження енергоспоживання та вартості експлуатації.

Ключові слова: цифрові гідравлічні клапани, гідророзподільники, бінарне кодування, широтно-імпульсна модуляція, пульсація тиску, енергоспоживання, промислові застосування, модуляція числа імпульсів, відмовостійкість, пропорційні клапани.

V. PONOMAROV**ABOUT THE USE OF DIGITAL HYDRAULIC VALVES IN INDUSTRY**

The article discusses digital hydraulic valves, which are an innovative alternative to traditional proportional analog valves. Digital hydraulics utilize a combination of simple, reliable, and inexpensive ON/OFF type valves, offering high precision in flow and pressure control through programmable logic controllers. The main advantage of such systems is the reduction in energy consumption, as they eliminate the need for constant pump operation and have no internal leakage. The article highlights the economic benefits of digital valves, including lower initial investments due to their lower cost compared to proportional counterparts. Importantly, if one valve fails, the system remains operational, as the failure of individual components does not critically affect overall performance. Special attention is given to coding schemes and control methods, particularly binary coding and pulse number modulation. Binary coding allows for significantly improved regulation accuracy with a minimal number of valves and ensures system fault tolerance. The use of parallel-connected valves, which offer a wide range of states, allows precise control of flows and pressures without the need for switching after the desired positions are set. Additionally, digital hydraulic systems provide fast response times and precise control, making them effective for various industrial applications. Further research in this area could lead to the development of new technological solutions and broader implementation in the industry. The article also covers the technical aspects of such systems, particularly pulse-width modulation, the most common approach to controlling two-way valves. PWM achieves high regulation accuracy through frequency modulation, although low switching frequencies may cause pressure pulsations, which must be compensated through specialized system design or damping devices. In conclusion, digital hydraulic valves represent a promising solution for increasing the efficiency and reliability of hydraulic systems in modern industries, with the potential for significant reductions in energy consumption and operational costs.

Keywords: digital hydraulic valves, binary coding, pulse-width modulation, pressure pulsation, energy consumption, industrial applications, pulse number modulation, fault tolerance, proportional valves.

Вступ. З кожним роком схеми автоматизації, що реалізуються, із застосуванням гідравліки, стають все складніше і складніше [1; 2]. Цифрова гідравліка замінює стандартні пропорційні клапани на паралельні групи простих, швидкодіючих, бінарних клапанів з можливістю вмикання та вимикання. Оскільки тарілчасті клапани не мають внутрішніх перетікань, немає потреби в постійній роботі насоса. Це значно зменшує споживання енергії. Замість використання великої гідравлічної станції можна використовувати невелику гідростанцію і акумулятор [3–5].

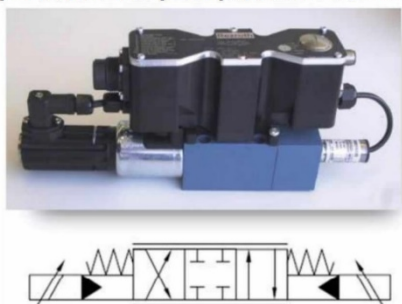
Цифрові клапани масового виробництва – міцні, малі та відносно дешевші порівняно з пропорційними клапанам (рис. 1), що сприяє меншим початковим інвестиціям. Якщо один цифровий клапан виходить з ладу, то це незначно впливає на продуктивність, у порівнянні з несправністю пропорційного клапана, яка істотно впливає на роботу гідросистеми.

Основна частина Завдяки цифровій гідравліці

комбінація простих, надійних і недорогих ON/OFF клапанів виконує ту саму мету, що й один пропорційний клапан. Програмований логічний контролер автоматично вмикає та вимикає клапани, щоб забезпечити високоточний потік і тиск [3; 6; 7].

На рис. 2, а представлено реалізацію двоходового клапана з комутаційним керуванням. Він керує середньою площею потоку за допомогою високочастотної модуляції, а широтно-імпульсна модуляція (ШІМ) є найпоширенішим підходом. Теоретично, середня площа потоку може мати будь-яке значення, але кінцева динаміка клапана обмежує найменший і найбільший можливий коефіцієнт витрати. Регульованість залежить також від частоти перемикання. Низька частота покращує регулювання середньої площі потоку, але збільшує пульсацію тиску. Для зменшення пульсації зазвичай потрібне ретельне проєктування системи та/або демпферні пристрої [4].

Традиційний пропорційний клапан



Цифровий гідравлічний клапан

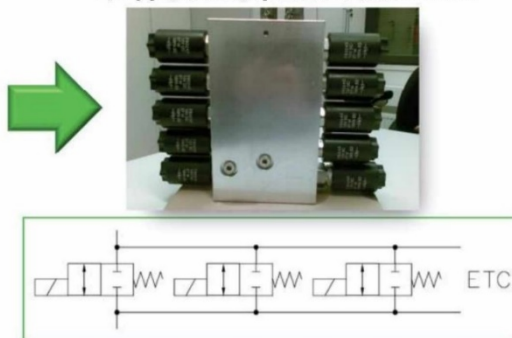


Рис. 1. Аналоговий пропорційний клапан і схема (ліворуч) у порівнянні з цифровим гідравлічним клапаном і схемою (праворуч)

На рис. 2, б показано паралельно з'єднаний двоходовий клапан. Отвори використовуються для регулювання пропускної здатності клапанів [8]. Для такого типу клапанів використовується назва DFCU (Digital Flow Control Unit – цифровий блок управління потоком) [8; 9], а спрощене креслення показано на рис. 2, в.

гідравліки легше реалізувати швидкі, герметичні та двонаправлені клапани.

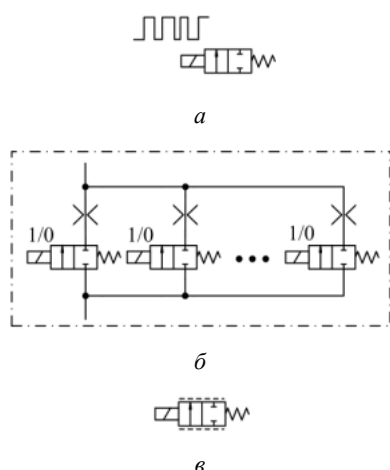


Рис. 2. Клапан вмикання/вимикання: а – керований ШІМ; б – цифровий блок керування потоком DFCU; в – спрощене позначення DFCU

Пропускна здатність DFCU – це сума пропускних здатностей відкритих клапанів. Два фактори визначають стаціонарні характеристики: кількість паралельно з'єднаних клапанів N та відносна пропускна здатність клапанів, або кодування клапанів. Бінарне кодування є найпоширенішим методом, і пропускна здатність знаходиться у співвідношенні 1:2:4:8 і т.д. Незалежно від кодування, DFCU має 2^N комбінацій відкриття, які називаються станами DFCU. Кожен стан має різну площу потоку в двійковому кодуванні, тоді як в інших методах кодування існує різний ступінь надлишковості [10].

На рис. 3 показано, як реалізувати цифровий гідравлічний 4-х лінійний клапан. Підхід такий самий, як і в аналогових розподільників: кожним елементом контуру можна керувати незалежно, на відміну від традиційних чотириходових золотникових розподільників [11]. Однак за рахунок цифрової

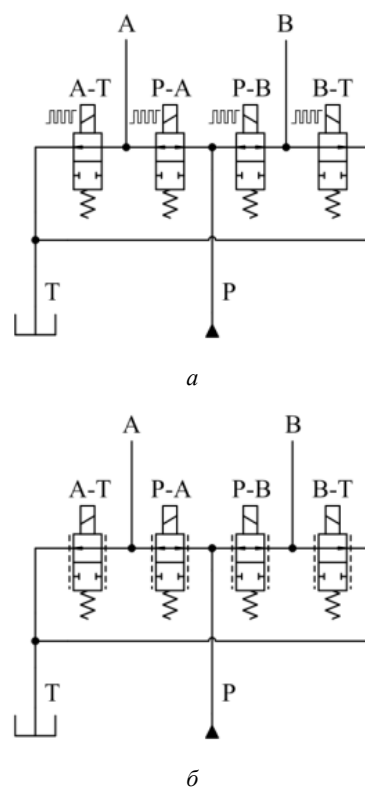


Рис. 3. Цифровий гідравлічний 4-х лінійний клапан: а – керований ШІМ; б – цифровий блок керування потоком DFCU

Фундаментальною характеристикою паралельно з'єднаних систем є те, що вихід квантується. Якщо система складається з N паралельно з'єднаних компонентів, кожен з яких має два положення, то загальна кількість комбінацій положень дорівнює 2^N . Кожна з комбінацій положень може давати різну вихідну величину (наприклад, витрату) і, таким чином, максимальна кількість вихідних величин дорівнює кількості комбінацій положень. Фактична кількість вихідних значень залежить від методу кодування або відносного розміру компонентів. Найменша кількість вихідних значень досягається при використанні компонентів однакового розміру, і

кількість вихідних значень дорівнює $N + 1$. Цей метод відомий як модуляція числа імпульсів (PNM-кодування). Іншою крайністю є двійкове кодування, в якому кожна комбінація станів дає різні вихідні значення [10].

Важливою особливістю паралельно з'єднаних систем є те, що для підтримки будь-якого з дискретних вихідних значень не потрібне перемикання. Після вибору комбінації положень і досягнення регулюючими клапанами своїх позицій вихідна величина залишається постійною без будь-яких подальших дій. На рис. 4 показано відносну продуктивність в залежності від кількості клапанів для різної кількості клапанів, а також для двійкового та PNM-кодування. Роздільна здатність покращується експоненціально, коли використовується бінарне кодування, що теоретично дозволяє дуже точно керування з відносно невеликою кількістю клапанів.

Відмовостійкість є невід'ємною та унікальною властивістю паралельно з'єднаних систем. У більшості випадків система може працювати з незначним зниженням продуктивності, навіть якщо один з компонентів не працює. Це вимагає виявлення несправностей та їх програмної компенсації [12]. Відмовостійкість сильно залежить від методу кодування. Бінарне кодування є найбільш вразливим, в той час як система з кодуванням PNM з достатньою кількістю компонентів може працювати майже бездоганно, навіть якщо несправність не буде виявлена. На рис. 5 показано відмовостійкість 5-бітного бінарного коду DFCU та 31-бітного PNM коду DFCU до несправності коли клапан не відкривається. Ситуація клапан не закривається є більш складною, але також може бути компенсована до певної міри [13; 14].

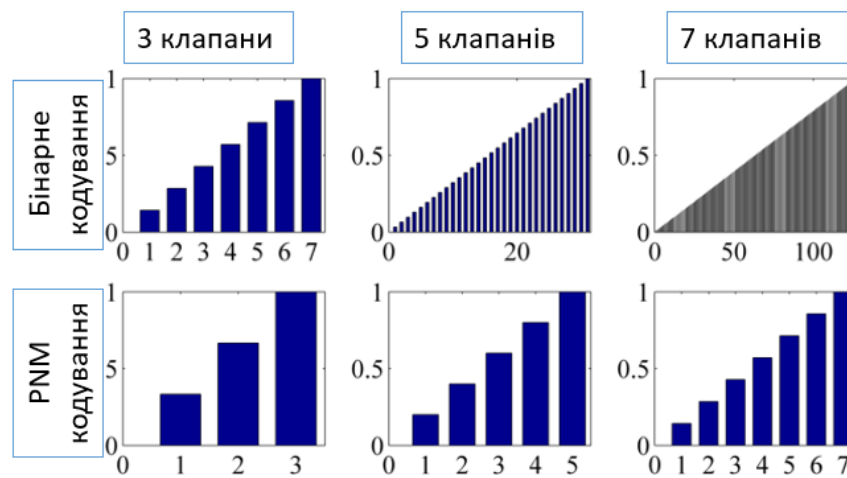


Рис. 4. Відносний вихід цифрового блоку керування потоком з бінарним кодуванням та PNM-кодуванням для 3, 5 і 7 клапанів [13]

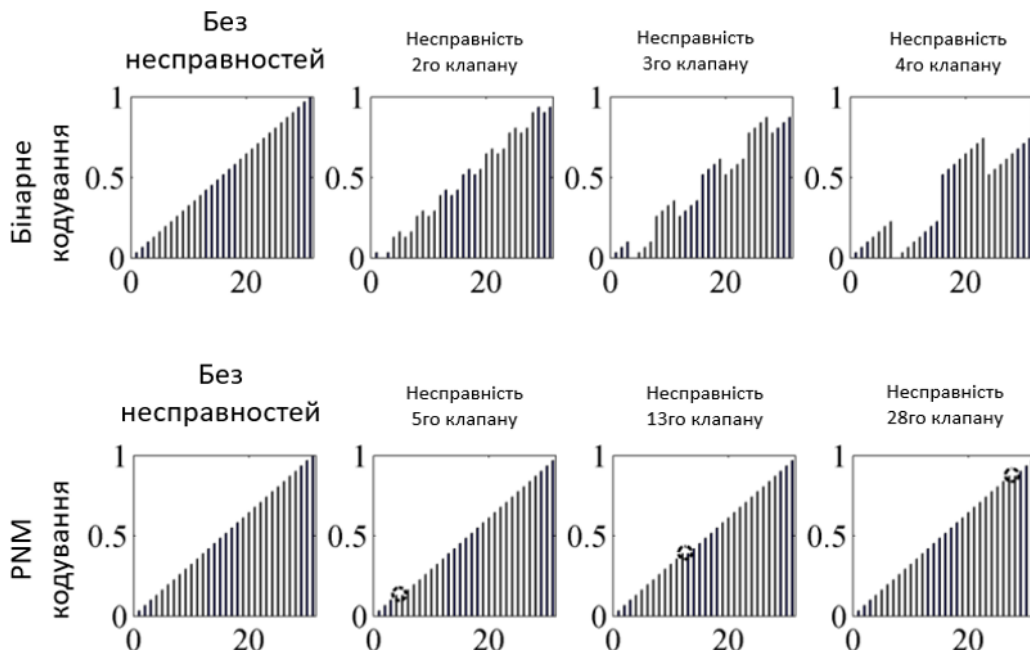


Рис. 5. Вплив деяких несправностей клапанів на 5-бітний бінарний код DFCU та 31-бітному PNM-кодованому DFCU [13]

Висновки. Основні переваги цифрової гідравліки порівняно зі звичайними аналоговими пропорційними клапанами полягають у зменшенні споживання енергії та надійності. Додаткові переваги включають вищу продуктивність, нижчу закупівельну ціну, знижену вартість запчастин, економію місця, термостійкість, швидкість і точність керування.

Цифрові гідроприводи мають значний потенціал у підвищенні ефективності та точності гідравлічних і пневматичних систем. Подальші дослідження і розробки в цій галузі обіцяють нові технологічні рішення і широке застосування в різних галузях промисловості.

Список літератури

1. Fatieieva N., Fatyeyev O., Ponomarov V. Advantages of using hydraulic equipment of modular mounting in the modernization of machine hydrosystems. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2022. No. 1. P. 33–41. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.05
2. Черпаков М. І. Аналітичний огляд шляху та методів синтезу схем гідропневмоагрегатів. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 78–81. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.13
3. Valmet. *Digital hydraulics.* URL: https://www.valmet.com/globalassets/media/downloads/white-papers/process-improvements-and-parts/wpp_digihydraulics.pdf (дата звернення: 10.09.2024).
4. Zhang Q., Kong X., Yu B., Ba K., Jin Z., Kang Y. Review and development trend of digital hydraulic technology. *Applied Sciences.* 2020. Vol. 10, no. 2. P. 579. doi: 10.3390/app10020579
5. Sciatti F., Tamburrano P., Distaso E., Amirante R.. Digital hydraulic valves: Advancements in research. *Heliyon.* 2024. Vol. 10, issue 5. P. 1-31. doi: 10.1016/j.heliyon.2024.e27264
6. Schepers I, Weiler D, Weber J. Optimized Pulse Modulation: A Novel Idea of a Digital Control Method for On/Off Valves. *Proc. of the ASME 2011 Dynamic Systems and Control Conference and Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control. Vol. 2 (31 October–2 November 2011, Arlington, Virginia, USA).* ASME Publ., 2011. P. 363-366. doi: 10.1115/DSCC2011-6007
7. Schepers I., Schmitz D., Weiler D., Cochoy O., Neumann U. A novel model for optimized development and application of switching valves in closed loop control. *International Journal of Fluid Power.* 2011. Vol. 12, issue 3. P. 31–40. doi: 10.1080/14399776.2011.10781035
8. Linjama M. On the numerical solution of steady-state equations of digital hydraulic valve-actuator system. *The Eight Workshop on Digital Fluid Power (24-25 May 2016, Tampere, Finland).* 2016. P. 141–155.
9. Laamanen A., Siivonen L., Linjama M., Vilenius M. Digital flow control unit-an alternative for a proportional valve? *Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control (PTMC 2004).* 2004. P. 297–308.
10. Flugge-Lotz I., Taylor C., Synthesis of a nonlinear control system. *IRE Transactions Automatic Control.* 1956. Vol. 1, issue 1. P. 3–9. doi: 10.1109/TAC.1956.1100823
11. Tamburrano P., Sciatti F., Distaso E., Amirante R. Comprehensive numerical analysis of a four-way two-position (4/2) high-frequency switching digital hydraulic valve driven by a ring stack actuator. *Energies.* 2023. Vol. 16, issue 21. P. 7355. doi: 10.3390/en16217355
12. Fatyeyev O., Fatieieva N., Poliakov V., Shyian A., Radchenko O. Design Specifics of a Built-in Diagnostic System for Hydraulic Machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv: NTU "KhPI". 2023. No. 2. P. 78–84. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.12
13. Linjama M. Digital fluid power-state of the art. *The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power (18–20 May 2011, Tampere, Finland).*

Scandinavian International Conference on Fluid Power (18–20 May 2011, Tampere, Finland).

14. Linjama M. Fundamentals of digital microhydraulic. *Proc. of the 8th International Fluid Power Conf. Vol. 1 (26–28 March 2012, Dresden).* Dresden: Technische Universität Dresden, Institute of Fluid Power, 2012. P. 385–396.

References (transliterated)

1. Fatieieva N., Fatyeyev O., Ponomarov V. Advantages of using hydraulic equipment of modular mounting in the modernization of machine hydrosystems. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022, no. 1, pp. 33–41. doi: 10.20998/2411-3441.2022.1.05
2. Cherpakov M. I. Analitichnyy ohlyad shlyakhu ta metodiv syntezy skhem hidropnevmoahrehativ [Analytical review of the way and methods of synthesis of hydropneumatic units schemes]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 78–81. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.13
3. Valmet. *Digital hydraulics.* Available at: https://www.valmet.com/globalassets/media/downloads/white-papers/process-improvements-and-parts/wpp_digihydraulics.pdf (accessed 10.09.2024).
4. Zhang Q., Kong X., Yu B., Ba K., Jin Z., Kang Y. Review and development trend of digital hydraulic technology. *Applied Sciences.* 2020, vol. 10, no. 2, p. 579. doi: 10.3390/app10020579
5. Sciatti F., Tamburrano P., Distaso E., Amirante R.. Digital hydraulic valves: Advancements in research. *Heliyon.* 2024, vol. 10, issue 5, pp. 1-31. doi: 10.1016/j.heliyon.2024.e27264
6. Schepers I, Weiler D, Weber J. Optimized Pulse Modulation: A Novel Idea of a Digital Control Method for On/Off Valves. *Proc. of the ASME 2011 Dynamic Systems and Control Conference and Bath/ASME Symposium on Fluid Power and Motion Control. Vol. 2 (31 October–2 November 2011, Arlington, Virginia, USA).* ASME Publ., 2011, pp. 363-366. doi: 10.1115/DSCC2011-6007
7. Schepers I., Schmitz D., Weiler D., Cochoy O., Neumann U. A novel model for optimized development and application of switching valves in closed loop control. *International Journal of Fluid Power.* 2011, vol. 12, issue 3, pp. 31–40. doi: 10.1080/14399776.2011.10781035
8. Linjama M. On the numerical solution of steady-state equations of digital hydraulic valve-actuator system. *The Eight Workshop on Digital Fluid Power (24-25 May 2016, Tampere, Finland).* 2016, pp. 141–155.
9. Laamanen A., Siivonen L., Linjama M., Vilenius M. Digital flow control unit-an alternative for a proportional valve? *Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control (PTMC 2004).* 2004, pp. 297–308.
10. Flugge-Lotz I., Taylor C., Synthesis of a nonlinear control system. *IRE Transactions Automatic Control.* 1956, vol. 1, issue 1, pp. 3–9. doi: 10.1109/TAC.1956.1100823
11. Tamburrano P., Sciatti F., Distaso E., Amirante R. Comprehensive numerical analysis of a four-way two-position (4/2) high-frequency switching digital hydraulic valve driven by a ring stack actuator. *Energies.* 2023, vol. 16, issue 21, p. 7355. doi: 10.3390/en16217355
12. Fatyeyev O., Fatieieva N., Poliakov V., Shyian A., Radchenko O. Design Specifics of a Built-in Diagnostic System for Hydraulic Machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 2, pp. 78–84. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.12
13. Linjama M. Digital fluid power-state of the art. *The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power (18–20 May 2011, Tampere, Finland).*
14. Linjama M. Fundamentals of digital microhydraulic. *Proc. of the 8th International Fluid Power Conf. Vol. 1 (26–28 March 2012, Dresden).* Dresden, Technische Universität Dresden, Institute of Fluid Power, 2012, pp. 385–396.

Надійшло (received) 15.10.2024

Відомості про автора / About the Author

Пономарьов Владислав Анатолійович (Ponomarov Vladyslav) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8742-5615>; e-mail: ponomaridze1@gmail.com

ЗМІСТ

Фундаментальні дослідження	5
<i>Шубенко О. Л., Голощанов В. М., Котульська О. В., Парамонова Т. М.</i> Апроксимуючі залежності для визначення ентальпії води та водяної пари при розрахунках теплообмінних пристроїв паротурбінних установок (Частина I – визначення ентальпії води)	6
<i>Роговий А. С., Нескорожений А. О., Тімченко Є. І., Андрієвська В. С., Ярошенко М. А.</i> Залежність коефіцієнта корисної дії вихорокамерного ежектора від його геометричних параметрів	13
<i>Миронов К. А., Дмитрієнко О. В., Соколов Д. О.</i> Проектування високонапірних робочих коліс радіально-осьових гідротурбін	20
<i>Аврунін Г. А., Подригало М. А., Подригало Н. М., Мороз І. І.</i> Дослідження динаміки трансмісії навантажувача з високомоментними ступенево-регульованими гідромотор-колесами	28
<i>Тиньянова І. І., Дранковський В. Е., Тиньянов О. Д., Савенков Д. А.</i> Погодження елементів проточної частини високоефективної оборотної гідромашини	38
<i>Кгиря Ye., Demchuk R.</i> Numerical study of flow parameters in the high-head francis turbine	44
<i>Римчук Д. В., Цибулько С. В., Резва К. С.</i> Забезпечення герметичності газових свердловин, облаштованих хвостовиками	51
<i>Шудрик О. Л., Шевченко Н. Г., Резва К. С., Петруняк М. В., Бовкун В. О.</i> Аналіз течії в шарошковому долоті при бурінні з використанням бурових розчинів на водній та вуглеводневій основі	58
Прикладні дослідження	65
<i>Черкашенко М. В., Черпаков М. І.</i> Синтез схем систем гідропневмоприводів на семилінійних розподільниках	66
<i>Фатєєв О. М., Фатєєва Н. М., Красильник А. В., Шиян А. В., Поляков В. В.</i> Технології гідростатичних випробувань у металургійній промисловості	71
<i>Кухтенков Ю. М., Назаренко С. О.</i> До питання втомної міцності робочих коліс радіально-осьових гідротурбін	76
<i>Дяченко О. В., Гапон Д. А., Карпалюк І. Т., Донецька Т. С.</i> Аналіз стану та проблеми розвитку електроенергетики в Україні	83
<i>Карпалюк І. Т., Бондаренко М. О., Дегтяр Я. Д., Пишний О. В.</i> Втрати електричної енергії з причини її низької якості на насосних станціях підприємств теплових мереж	88
<i>Пономарьов В. А.</i> Щодо використання цифрових гідравлічних клапанів у промисловості	95

CONTENTS

Fundamentals	5
<i>Shubenko O., Goloshchapov V., Kotulska O., Paramonova T.</i> Approximate relationships for determining the enthalpies of water and steam in the calculations of heat exchanger devices of steam turbine installations (Part I – determination of the enthalpy of water)	6
<i>Rogovyi A., Neskorozhenyi A., Timchenko Ye., Andrievska V., Yaroshenko M.</i> Dependence of the efficiency of a vortex chamber ejector on its geometric parameters	13
<i>Myronov K., Dmytriienko O., Sokolkov D.</i> Design of high head runners of francis turbines	20
<i>Avrunin G., Podrigalo M., Podryhalo N., Moroz I.</i> Study of loader transmission dynamics with high torque step-adjustable hydromotor-wheels	28
<i>Tynianova I., Drankovskiy V., Tynianov O., Savenkov D.</i> Adjustment of the elements of the flow part of the high-efficiency of pump-turbine	38
<i>Krupa Ye., Demchuk R.</i> Numerical study of flow parameters in the high-head francis turbine	44
<i>Rymchuk D., Tsybulko S., Rezvaya K.</i> Ensuring the sealing of gas wells equipped with liner	51
<i>Shudryk O., Shevchenko N., Rezvaya K., Petruniak M., Bovkun V.</i> Flow analysis in a roller drill bit during drilling using water-based and hydrocarbon-based mud	58
Applied research	65
<i>Cnerkashenko M., Cherpakov M.</i> Synthesis of hydropneumatic drive system schemes on seven-linear distributors	66
<i>Fatyeyev O., Fatieieva N., Krasyl'nyk A., Shyian A., Poliakov V.</i> Hydrostatic testing technologies in the metallurgical industry	71
<i>Kukhtenkov Yu., Nazarenko S.</i> Before feeding the integrated performance of working wheels of radial-axle hydroturbines	76
<i>Diachenko O., Gapon D., Karpaliuk I., Donetska T.</i> Analysis of the state and problems of electricity development in Ukraine	83
<i>Karpaliuk I., Bondarenko M., Dehtiar Y., Pyshnyi O.</i> Losses of electrical energy due to its low quality at pumping stations of heating network enterprises	88
<i>Ponomarov V.</i> About the use of digital hydraulic valves in industry	95

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»
СЕРІЯ: ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ГІДРОАГРЕГАТИ**

Збірник наукових праць

№ 1'2024

Головний редактор: Черкашенко М. В., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна
Відповідальний секретар: Крупа Є. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна
Технічні редактори: Фатєєва Н. М., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна
Резва К. С., канд. техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ ТА ВИДАВЦЯ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ»
Кафедра «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»
Тел.: (057) 707-66-46. Тел./факс: (057) 707-63-49; e-mail: gmntukhpi@gmail.com

Підп. до друку 01.11.2024 р. Формат 60x84/8. Обкладинка – мел 250 г/м,
4+0, + матовий ламінат. Блок – 101 стр., офсет 80 г/м, 1+1.
Палітурка клей. Наклад 40. Ціна договірна.

