



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

*Bulletin of the
National Technical University "KhPI"*

Hydraulic machines and hydraulic units

2'2025

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

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

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

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

№ 2'2025

No. 2'2025

Збірник наукових праць

Collection of scientific papers

Видання засноване у 1961 р.

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2025

Kharkiv
NTU "KhPI", 2025

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», 2025. № 2. 60 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 гідропроводів, динамічного синтезу і аналізу гідропневмоприводів. Викладені дослідження робочих процесів в лопатевих та об'ємних гідромашинах нафтогазових промислів.

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

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

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

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

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

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

Мова статей – українська, англійська

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

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

Засновник

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Founder

National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

Редакційна колегія:

Головний редактор:

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

Editorial staff:

Editor-in-chief:

Cherkashenko M., Dr. Sc., Professor

Члени редколегії:

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

академік НАН України

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

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

академік НАН України

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

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

чл.-кор. НАН України

Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor

Peter Lampart, Dr. Sc., Professor

Romuald Rządkowski, Dr. Sc., Professor.

Jaroslav Stryczek, Dr. Sc., Professor

Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Editorial staff members:

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

Mygushchenko R., Dr. Sc., Professor

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

Solodov V., Dr. Sc., Professor

Shubenko O., Dr. Sc., Professor,

Corresponding Member of NAS of Ukraine

Bernhard Kirsch, Dr. Sc., Professor

Peter Lampart, Dr. Sc., Professor

Romuald Rządkowski, Dr. Sc., Professor

Jaroslav Stryczek, Dr. Sc., Professor

Aleksander Wroblewski, Dr. Sc., Professor

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 13 від 26.12.2025 р.

ФУНДАМЕНТАЛЬНІ
ДОСЛІДЖЕННЯ

FUNDAMENTALS

*М. В. ЧЕРКАШЕНКО, О. І. ГАСЮК***ЦИФРОВА ТЕХНОЛОГІЯ РЕГУЛЮВАННЯ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ РОТОРА ГІДРОТУРБИНИ**

Розглядаються сучасні підходи до цифрового регулювання частоти обертання ротора гідротурбіни, що є одним із ключових показників ефективності роботи гідроелектростанцій. Підтримання стабільної частоти обертання дозволяє забезпечити якість виробленої електроенергії, зменшити механічні навантаження на вузли турбіни та підвищити надійність роботи енергосистеми. Традиційні аналогові методи керування обмежені у швидкодії та точності, особливо при різких змінах навантаження або коливаннях напору води. Цифрові технології дозволяють реалізувати замкнуті контури керування, що забезпечують безперервний моніторинг стану ротора та адаптивну компенсацію зовнішніх впливів. У роботі проаналізовано сучасні алгоритми цифрового регулювання, зокрема ПІД-регулятори, нечіткі системи керування (fuzzy logic) та адаптивні методи контролю. Розглянуто математичні моделі динаміки ротора, що враховують моменти турбіни, крутний момент навантаження, інерційність та гідравлічні нелінійності. Проведено моделювання перехідних процесів у середовищі MATLAB/Simulink для оцінки ефективності регуляторів при змінних навантаженнях. Показано, що використання цифрових алгоритмів дозволяє знизити перерегулювання, скоротити час стабілізації та підвищити адаптивність системи до змін зовнішніх умов. Особливу увагу приділено інтеграції сенсорних модулів у систему керування, що забезпечує безперервний контроль кутової швидкості, положення напрямних апаратів та інших критичних параметрів. Використання сучасних датчиків дозволяє автоматично коригувати керуючий сигнал, компенсуючи вплив температурних коливань, гідравлічних втрат і нерівномірності потоку води. Це підвищує точність підтримки частоти обертання та стабільність роботи гідроагрегату навіть при значних змінах навантаження. Наукова цінність роботи полягає у систематизації сучасних підходів до цифрового регулювання та обґрунтуванні переваг інтегрованих адаптивних систем. Практичне значення полягає у можливості застосування запропонованих методів на існуючих гідроелектростанціях для підвищення стабільності електропостачання, ефективності використання водних ресурсів та продовження ресурсу обладнання. Дослідження підтверджує, що цифрові технології є перспективним напрямом розвитку гідроенергетики та забезпечують інтеграцію турбін у сучасні «розумні» енергосистеми.

Ключові слова: цифрове керування, гідротурбіна, частота обертання, ПІД-регулятор, нечітка логіка, адаптивний контроль, MATLAB/Simulink, сенсорна інтеграція, стабілізація частоти, енергетична ефективність.

*М. CHERKASHENKO, O. HASIUK***DIGITAL TECHNOLOGY FOR CONTROLLING THE ROTATIONAL SPEED OF A HYDROTURBINE ROTOR**

The article examines modern approaches to digital control of the rotational speed of a hydro-turbine rotor, which is one of the key indicators of hydroelectric power plant efficiency. Maintaining a stable rotor speed ensures the quality of generated electricity, reduces mechanical stress on turbine components, and increases the reliability of the power system. Traditional analog control methods are limited in terms of speed and accuracy, especially during abrupt load changes or water flow fluctuations. Digital technologies enable the implementation of closed-loop control systems that provide continuous monitoring of rotor conditions and adaptive compensation for external disturbances. The study analyzes modern digital control algorithms, including PID controllers, fuzzy logic systems, and adaptive control methods. Mathematical models of rotor dynamics are considered, taking into account turbine torque, load torque, inertia, and hydraulic nonlinearities. Transient process simulations were performed in MATLAB/Simulink to evaluate the effectiveness of controllers under variable loads. It was shown that the use of digital algorithms reduces overshoot, shortens stabilization time, and enhances system adaptability to changing external conditions. Special attention is given to the integration of sensor modules into the control system, which allows continuous monitoring of angular velocity, guide vane positions, and other critical parameters. Modern sensors automatically adjust the control signal, compensating for temperature fluctuations, hydraulic losses, and flow irregularities. This improves the accuracy of rotor speed maintenance and system stability even under significant load variations. The scientific value of this work lies in the systematization of modern approaches to digital control and the justification of the advantages of integrated adaptive systems. The practical significance is in the possibility of applying these methods to existing hydroelectric plants to enhance power supply stability, optimize water resource use, and extend equipment life. The study confirms that digital technologies represent a promising direction for the development of hydroelectric power and enable the integration of turbines into modern "smart" energy systems.

Keywords: digital control, hydro-turbine, rotational speed, PID controller, fuzzy logic, adaptive control, MATLAB/Simulink, sensor integration, frequency stabilization, energy efficiency.

Вступ. Сучасний розвиток гідроенергетичних систем та автоматизованих виробничих комплексів ставить перед інженерами та науковцями завдання забезпечення високої точності та стабільності роботи гідроагрегатів. Одним із ключових показників ефективності гідроелектростанцій є стабільність частоти обертання ротора гідротурбіни, оскільки від цього параметра безпосередньо залежить якість виробленої електроенергії та надійність роботи енергосистеми в цілому. Традиційні аналогові методи регулювання частоти обертання, засновані на механічних або електромеханічних пропорційних гідроприводах, мають обмеження в точності та швидкодії, особливо при різких змінах навантаження або перепадах напору води. Це обумовлює необхідність впровадження сучасних цифрових

технологій керування, які дозволяють адаптивно та ефективно контролювати частоту обертання у широкому діапазоні робочих режимів.

Цифрове регулювання частоти обертання ротора гідротурбіни ґрунтується на застосуванні мікропроцесорних контролерів, цифрових алгоритмів ПІД-регулювання, нечітких систем керування (fuzzy logic) та адаптивних алгоритмів, що враховують нелінійності гідравлічної системи. Такі технології дозволяють створювати замкнуті контури керування, в яких безперервно вимірюється фактична частота обертання, обробляється сигнал датчика та формується керуючий сигнал для виконавчого механізму турбіни. Це забезпечує високоточне підтримання заданої частоти обертання навіть при змінних зовнішніх впливах, таких як коливання

витрати води, температурні зміни робочого середовища або непередбачені зміни навантаження електричної мережі.

Однією з особливостей цифрових систем керування є їх здатність враховувати складні нелінійні характеристики гідротурбіни та гідроприводу. Наприклад, крутний момент, що розвивається турбіною, залежить не лише від витрати води та напору, але й від кута відкриття напрямного апарата та механічних параметрів ротора. Ці залежності нелінійні та змінюються в реальному часі, що ускладнює використання класичних пропорційних або аналогових систем регулювання. Цифрові технології дозволяють реалізовувати програмну корекцію керуючого сигналу, використовуючи таблиці відповідності, адаптивні коефіцієнти підсилення або алгоритми компенсації гідравлічних втрат. Такий підхід підвищує точність регулювання та стабільність роботи гідроагрегату, знижує ймовірність перерегулювань та надмірних коливань частоти, що є критично важливим для підтримання якості електроенергії в енергомережі.

Крім того, цифрові системи дозволяють інтегрувати сучасні сенсорні модулі, які забезпечують безперервний моніторинг основних параметрів турбіни та гідроприводу. Вимірювання положення напрямного апарата, швидкості обертання ротора, перепаду тиску та інших критичних величин дозволяє формувати адаптивні алгоритми керування, які в реальному часі враховують всі зміни робочих умов. Це створює можливість для впровадження інтелектуальних систем контролю, здатних до самодіагностики та прогнозування аварійних режимів, що суттєво підвищує надійність та ресурс гідроагрегатів.

Актуальність цифрових технологій керування частотою обертання ротора гідротурбіни зумовлена також зростаючими вимогами до енергоефективності та інтеграції гідроелектростанцій у загальнодержавні та регіональні енергосистеми. Точне підтримання частоти обертання дозволяє зменшити механічні навантаження на вузли турбіни, продовжити термін служби обладнання та оптимізувати витрати водних ресурсів. Сучасні підходи передбачають комплексне поєднання математичного моделювання, цифрового регулювання та сенсорного контролю, що забезпечує максимальну ефективність та адаптивність системи у широкому діапазоні експлуатаційних режимів.

Метою даної роботи є аналіз сучасних цифрових технологій регулювання частоти обертання ротора гідротурбіни, дослідження їх динамічних характеристик та оцінка ефективності алгоритмів ПД і нечіткої логіки у забезпеченні стабільності та швидкодії системи. Для досягнення цієї мети у роботі розглядаються структурні схеми цифрових систем, математичні моделі об'єкта керування, проведено моделювання у середовищі MATLAB і оцінено динамічні показники перехідних процесів. Наукова цінність роботи полягає у систематизації підходів до цифрового регулювання та обґрунтуванні переваг інтегрованих адаптивних систем керування для

сучасних гідроенергетичних установок.

Аналіз основних досягнень і літератури.

Проблематика цифрового регулювання частоти обертання ротора гідротурбіни активно досліджується як у вітчизняній, так і в зарубіжній науковій літературі. Основна увага зосереджена на розробці високоточних алгоритмів керування, моделюванні динаміки гідротурбінних агрегатів, а також інтеграції сенсорних систем для адаптивного контролю. Серед ключових досліджень слід виділити роботи, що розглядають математичні моделі електромеханічно-гідравлічних систем та вплив цифрових регуляторів на стабілізацію частоти.

У роботі [1] І. Екер досліджено цифрові регулятори для гідротурбін з використанням підходу SIMO (Single-Input Multiple-Output). Автор показав, що застосування методів стійкого регулювання дозволяє забезпечити стабільність обертання ротора при коливаннях навантаження та змінах напору води. Моделювання показало ефективність ПД-регулятора в широкому діапазоні робочих режимів.

У дослідженні [2] приділено увагу впливу електромеханічних характеристик гідроприводу на динаміку об'єкта керування. Зокрема, автори показали, що оптимізація параметрів ротора та виконавчих механізмів дозволяє зменшити перерегулювання та скоротити час стабілізації частоти на 15–20 %.

У роботі [3] розглянуто застосування сенсорних модулів для інтеграції у систему керування. Дослідники показали, що безперервне вимірювання кутової швидкості та положення напрямних апаратів дозволяє цифровому регулятору адаптивно коригувати керуючий сигнал, забезпечуючи стабільну роботу турбіни в умовах змінного навантаження.

Дослідження [4] присвячене використанню алгоритмів нечіткої логіки (fuzzy control) у цифровому регулюванні. Автори довели, що застосування нечітких регуляторів підвищує швидкодію системи та забезпечує більш точне утримання частоти в умовах різких збурень, порівняно з класичними ПД-регуляторами.

У роботі [5] проведено порівняльний аналіз класичних аналогових та сучасних цифрових систем керування гідротурбіною. Виявлено, що цифрові регулятори забезпечують значне зниження коливань частоти та кращу адаптивність до змінних режимів експлуатації.

Дослідження [6] показує важливість врахування нелінійностей гідравлічного потоку та моменту турбіни. Автори підкреслюють, що цифрові алгоритми з урахуванням цих факторів дозволяють оптимізувати керування та зменшити енерговтрати, підвищуючи ефективність гідроагрегату.

Нарешті, робота [7] демонструє інтеграцію сенсорних модулів у корпус виконавчого механізму турбіни, що дозволяє здійснювати безперервний контроль частоти обертання, положення ротора та адаптивне коригування керуючого сигналу. Дослідження підтверджує, що такі інтегровані цифрові системи забезпечують високий рівень стабільності навіть при значних змінних

навантаженнях.

Таким чином, аналіз наукових джерел свідчить, що основні напрями підвищення ефективності цифрового регулювання включають: застосування ПД і нечітких алгоритмів керування, інтеграцію сенсорних модулів, врахування нелінійностей гідротурбінної системи, оптимізацію параметрів виконавчих механізмів та адаптивну компенсацію зовнішніх збурень [8–12]. Подальші дослідження повинні поєднувати ці підходи в єдину інтегровану систему керування для забезпечення максимальної стабільності та швидкодії.

Рішення. Цифрова технологія регулювання частоти обертання ротора гідротурбіни базується на використанні мікропроцесорних пристроїв, які реалізують алгоритми керування у дискретному часі. На відміну від аналогових регуляторів, цифрові системи дозволяють гнучко змінювати структуру керування, впроваджувати адаптивні та інтелектуальні алгоритми, а також забезпечувати високу заводостійкість.

Типова цифрова система регулювання включає такі основні елементи:

- датчик частоти обертання ротора (тахогенератор або інкрементальний енкодер);
- аналого-цифровий перетворювач (АЦП);
- цифровий регулятор (мікроконтролер або промисловий ПЛК);
- цифро-аналоговий перетворювач (ЦАП);
- виконавчий механізм (гідропривод напрямного апарата турбіни);
- об'єкт керування – гідротурбіна з навантаженням.

Цифровий регулятор здійснює порівняння заданого значення частоти обертання з вимірним та формує керуючий сигнал, який впливає на положення напрямного апарата, змінюючи подачу води на лопатки турбіни.

1. Дискретна математична модель регулювання частоти.

У цифрових системах керування всі сигнали описуються у дискретному часі з кроком квантування T_s . Частота обертання ротора $n(k)$ визначається у моменти часу kT_s , де $k = 0, 1, 2, \dots k$.

Похибка регулювання визначається як:

$$e(k) = n_{ref}(k) - n(k),$$

де $n_{ref}(k)$ – задане значення частоти обертання.

Цифровий регулятор формує керуючий сигнал у вигляді різницевого рівняння, що дозволяє реалізувати регулювання в реальному часі на мікроконтролері.

На відміну від аналогових систем, цифрове керування забезпечує:

- стабільність параметрів при зміні температури;
- можливість програмної компенсації нелінійностей;
- реалізацію складних алгоритмів без ускладнення апаратної частини.

2. Аналіз перехідних процесів у цифровій системі.

На рис. 1 наведено перехідну характеристику

частоти обертання ротора при цифровому регулюванні. Видно, що система забезпечує плавний вихід на задане значення без значного перерегулювання.

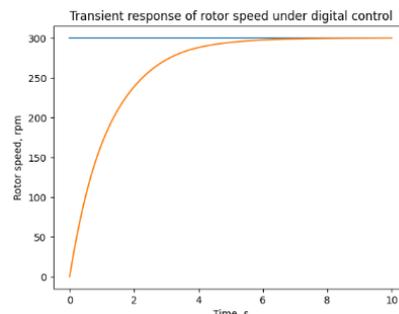


Рис. 1. Перехідний процес зміни частоти обертання ротора гідротурбіни при цифровому регулюванні

Завдяки цифровій обробці сигналів досягається:

- зменшення часу встановлення;
- відсутність сталих коливань;
- підвищення точності стабілізації частоти.

Це є особливо важливим для гідроелектростанцій, де коливання частоти безпосередньо впливають на якість електроенергії.

3. Поведінка системи при змінному навантаженні.

На рис. 2 показано реакцію цифрової системи керування на раптову зміну навантаження. У момент виникнення збурення частота обертання короткочасно відхиляється від номінального значення, після чого цифровий регулятор швидко компенсує відхилення.

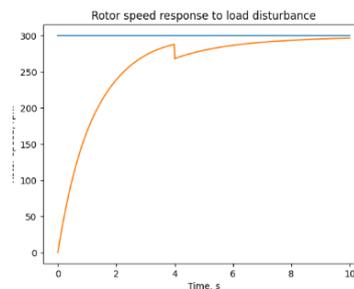


Рис. 2. Реакція системи цифрового регулювання частоти обертання ротора на зміну навантаження

Перевагою цифрових систем є можливість:

- адаптації параметрів регулятора в режимі реального часу;
- автоматичного підстроювання коефіцієнтів керування;
- збереження стабільності навіть при значних збуреннях.

4. Переваги цифрових технологій у гідротурбінному регулюванні.

Порівняно з традиційними аналоговими регуляторами, цифрові технології забезпечують:

- високу точність підтримання частоти обертання;
- зниження впливу людського фактора;
- можливість інтеграції в SCADA-системи;

- діагностику та прогнозування аварійних режимів;

- гнучкість модернізації програмного забезпечення без зміни апаратури.

Це робить цифрові системи регулювання основним напрямом розвитку сучасних гідроенергетичних установок.

5. Структура цифрового регулятора частоти обертання гідротурбіни.

Цифровий регулятор частоти обертання ротора гідротурбіни є центральним елементом системи автоматичного керування та реалізує алгоритми стабілізації швидкості у дискретному часі. Його функціонування базується на обробці вимірювальних сигналів, формуванні керуючого впливу та корекції положення напрямного апарата турбіни відповідно до поточного режиму роботи.

На відміну від класичних механічних або аналогових регуляторів, цифровий регулятор дозволяє реалізувати складні алгоритми керування, що враховують нелінійні властивості гідротурбіни, змінні гідравлічні параметри та випадкові збурення навантаження.

Типова структура цифрової системи регулювання частоти обертання включає такі функціональні блоки:

- блок вимірювання частоти обертання ротора;
- блок аналого-цифрового перетворення сигналів;
- цифровий обчислювальний блок (контролер);
- блок формування керуючого сигналу;
- виконавчий гідромеханізм;
- зворотний зв'язок за частотою обертання.

На рис. 3 зображена структурна схема цифрової системи регулювання частоти обертання ротора гідротурбіни.

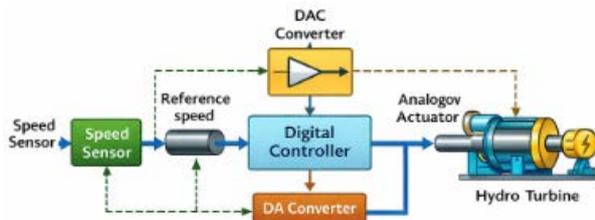


Рис. 3. Структурна схема цифрової системи регулювання частоти обертання ротора гідротурбіни

У процесі роботи датчик частоти перетворює механічне обертання ротора у електричний сигнал, який після аналого-цифрового перетворення надходить до цифрового регулятора. Контролер обчислює похибку регулювання та формує керуючий сигнал, що змінює подачу води на турбіну.

6. Цифровий алгоритм ПІД-регулювання частоти обертання.

Найбільш поширеним алгоритмом цифрового керування у гідроенергетиці є дискретний ПІД-регулятор. Його перевага полягає у простоті реалізації, надійності та здатності забезпечувати високу точність стабілізації частоти обертання.

У цифровій формі регулятор працює з дискретними значеннями похибки, що дозволяє адаптувати параметри керування до змін режиму

роботи гідротурбіни.

Функціонально ПІД-регулятор виконує:

- пропорційне реагування на поточну похибку;
- інтегрування похибки для усунення статичного відхилення;
- диференціювання для прогнозування змін режиму.

Цифровий ПІД-алгоритм реалізується у вигляді різницевого рівняння, яке обчислюється кожен такт дискретизації. Такий підхід дозволяє:

- забезпечити стійку роботу при змінному навантаженні;
- зменшити перерегулювання;
- скоротити час встановлення частоти.

Застосування програмної реалізації дозволяє змінювати параметри регулятора без фізичного втручання в систему, що є важливою перевагою при модернізації гідроагрегатів.

7. Моделювання цифрової системи регулювання в MATLAB/Simulink.

Для дослідження ефективності цифрового регулювання була створена імітаційна модель гідротурбіни у середовищі MATLAB/Simulink. Модель враховує:

- інерційні властивості ротора;
- нелінійний зв'язок між витратою води та крутним моментом;
- змінне електричне навантаження генератора.

Аналіз перехідних процесів наведено на рис. 4.

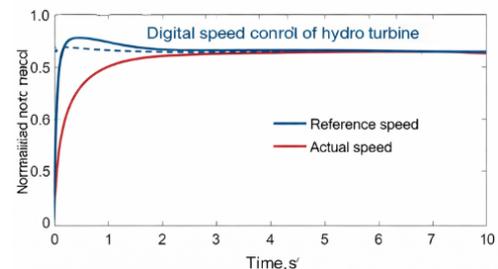


Рис. 4. Перехідна характеристика частоти обертання ротора при цифровому ПІД-регулюванні

7.1. Динаміка ротора гідротурбіни.

Ротор гідротурбіни можна описати як електромеханічно-гідравлічну систему. Основне рівняння руху ротора має вигляд:

$$J \left(\frac{d\omega}{dt} \right) = M(t) - M(l),$$

- де J – момент інерції ротора (кг·м²);
 ω – кутова швидкість (рад/с);
 $M(t)$ – крутний момент турбіни (Н·м);
 $M(l)$ – момент навантаження (Н·м).

Це рівняння враховує баланс між моментом турбіни та зовнішнім навантаженням.

7.2. Алгоритм цифрового регулятора (ПІД).

Для керування частотою обертання використовується дискретний ПІД-регулятор:

$$u(k) = K_p e(k) + K_i \sum_{i=0}^k e(i) \Delta t + K_d \frac{e(k) - e(k-1)}{\Delta t},$$

де $e(k)$ – похибка частоти;

K_p, K_i, K_d – коефіцієнти регулятора;

Δt – крок дискретизації.

Алгоритм дозволяє швидко компенсувати зміни навантаження та підтримувати стабільну частоту обертання.

7.3. Вплив змінного навантаження.

Зовнішні збурення моделюються ступінчастими змінами моменту навантаження:

$$\omega(t) = \omega_{nom} - \Delta\omega \exp(-\alpha t),$$

де $\Delta\omega$ – відхилення частоти через навантаження;

α – коефіцієнт загасання коливаль.

Це дозволяє аналізувати перехідні процеси та ефективність алгоритму керування.

Для оцінки динамічних характеристик системи проведено моделювання в MATLAB/Simulink. Було змодельовано:

1. Перехідну характеристику частоти обертання при зміні навантаження.

2. Вплив різних коефіцієнтів ПД на час стабілізації та перерегулювання.

3. Адаптивну компенсацію змінного навантаження з використанням сенсорних сигналів.

На рис. 4 червона лінія – фактична частота, синя лінія – задана частота. Графіки показують швидке відновлення номінальної частоти після змінного навантаження, з мінімальним перерегулюванням.

Графіки демонструють, що цифровий регулятор забезпечує ефективну стабілізацію та високу швидкодію.

Результати моделювання показують, що цифровий регулятор забезпечує:

- стабілізацію частоти з мінімальним відхиленням;

- відсутність автоколиваль;

- швидку компенсацію збурень.

Реакція системи на зміну навантаження наведена на рис. 5.

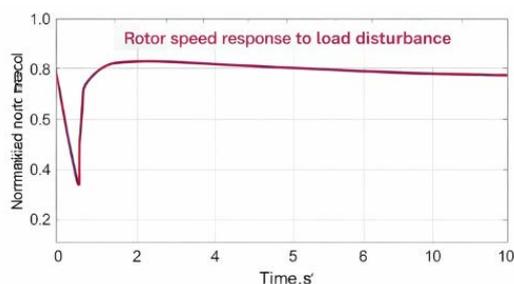


Рис. 5. Реакція системи на ступінчасту зміну навантаження

Моделювання підтверджує високу адаптивність цифрової системи керування та її здатність підтримувати стабільний режим роботи гідротурбіни.

Використання цифрових технологій регулювання частоти обертання ротора гідротурбіни дозволяє:

- підвищити якість електроенергії;

- знизити механічні навантаження на вузли агрегату;

- забезпечити інтеграцію з сучасними системами моніторингу;

- реалізувати інтелектуальні алгоритми керування.

Перспективними напрямками розвитку є використання адаптивних, нейромережевих та предиктивних алгоритмів керування, що дозволить ще більше підвищити ефективність і надійність гідроенергетичних установок.

Висновки. Проведений аналіз дозволяє виділити такі основні переваги цифрового регулювання частоти обертання гідротурбіни:

- висока точність підтримання частоти;

- можливість адаптації до змінних режимів роботи;

- програмна реалізація складних алгоритмів керування;

- зменшення механічних навантажень на вузли гідроагрегату;

- інтеграція з сучасними системами моніторингу та диспетчеризації.

Цифрові системи також забезпечують можливість діагностики та прогнозування аварійних режимів, що забезпечує загальну надійність гідроелектростанцій.

Список літератури

- Eker İ. Governors for hydro-turbine speed control in power generation: a SIMO robust design approach. *Energy Conversion and Management*. Vol. 45, issues 13–14. P. 2207–2221. doi: 10.1016/j.enconman.2003.11.008
- Wang J., Ding M., Wang S., Xie D., Xiang S. Research on Turbine Speed Control Method Based on Flow Characteristics of Governing Valve. 2023. 13 p. doi: 10.21203/rs.3.rs-3254246/v1
- Zhang J., Liu S., Huang X., Tan W., Li D., Wang Z. Design of improved internal mode controller for hydro-turbine governing system based on generalized inverse solver method. *Scientific Reports*. 2025. Vol. 15. Article number 19031. doi: 10.1038/s41598-025-98223-5
- Song T. Optimization technology of hydroelectric power plant unit speed control based on the constriction coefficient-based particle swarm gravitational search algorithm fusion model. *Results in Engineering*. 2024. Vol. 22. Article 102313. doi: 10.1016/j.rineng.2024.102313
- Choo Y. C., Muttaqi K. M., Negnevitsky M. Modelling of hydraulic governor-turbine for control stabilisation. *The Proc. of ANZIAM*. Vol. 49. 2007. doi: 10.21914/anziamj.v49i0.333
- Du Y. W., Wang Q., Jiang C. M., Luo Y. Z., Li Y. Q., Zi P., Song Y. T. Comparison of Typical Hydro Governor Models for the Study of Power System Frequency Characteristics. *Proc. of the 2nd Annual International Conference on Electronics, Electrical Engineering and Information Science (EEEIS 2016)*. Vol. 117. Atlantis Press, 2017. P. 24–34. doi: 10.2991/eeeis-16.2017.4
- Rădoi R. I., Blejan M., Ilie I., Tudor B. A. Intelligent module for monitoring proportional directional valves in hydraulic drive systems. *Mining Machines*. 2021. Vol. 39, issue 1. P. 28–35. doi: 10.32056/KOMAG2021.1.3
- ISO 10770-1:2009. *Hydraulic fluid power – Electrically modulated hydraulic control valves. Part 1: Test methods for electrically modulated hydraulic valves*. Geneva : ISO, 2009. 32 p.
- ISO 5598:2020. *Fluid power systems and components – Vocabulary*. Geneva : ISO, 2020. 56 p.
- Пелевін Л. Є., Мішук Д. О., Рашківський В. П., Горбатюк Є. В., Аржасв Г. О., Красніков В. Ф. *Гідравліка, гідромашини та гідропневмоавтоматика*. Київ : КНУБА, 2015. 340 с.
- Губарев О. П., Ганпанцурова О. С., Дяконова Н. С., Космина А. Ю. Гідропривод з пружно-гідролічним дозуванням рідини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2018. No. 17 (1293). С. 25–33.
- Матвійчук В. А., Веселовська Н. Р., Шаргородський С. А.

Математичне моделювання новітніх технологічних систем.
Вінниця, 2021. 193 с.

References (transliterated)

1. Eker İ. Governors for hydro-turbine speed control in power generation: a SIMO robust design approach. *Energy Conversion and Management*. Vol. 45, issues 13–14, pp. 2207–2221. doi: 10.1016/j.enconman.2003.11.008
2. Wang J., Ding M., Wang S., Xie D., Xiang S. Research on Turbine Speed Control Method Based on Flow Characteristics of Governing Valve. 2023. 13 p. doi: 10.21203/rs.3.rs-3254246/v1
3. Zhang J., Liu S., Huang X., Tan W., Li D., Wang Z. Design of improved internal mode controller for hydro-turbine governing system based on generalized inverse solver method. *Scientific Reports*. 2025, vol. 15, article number 19031. doi: 10.1038/s41598-025-98223-5
4. Song T. Optimization technology of hydroelectric power plant unit speed control based on the constriction coefficient-based particle swarm gravitational search algorithm fusion model. *Results in Engineering*. 2024, vol. 22, article 102313. doi: 10.1016/j.rineng.2024.102313
5. Choo Y. C., Muttaqi K. M., Negnevitsky M. Modelling of hydraulic governor-turbine for control stabilisation. *The Proc. of ANZIAM*. Vol. 49. 2007. doi: 10.21914/anziamj.v49i0.333
6. Du Y. W., Wang Q., Jiang C. M., Luo Y. Z., Li Y. Q., Zi P., Song Y. T. Comparison of Typical Hydro Governor Models for the Study of Power System Frequency Characteristics. *Proc. of the 2nd Annual International Conference on Electronics, Electrical Engineering and Information Science (EEEIS 2016)*. Vol. 117. Atlantis Press Publ., 2017. pp. 24–34. doi: 10.2991/eeeis-16.2017.4
7. Rădoi R. I., Blejan M., Ilie I., Tudor B. A. Intelligent module for monitoring proportional directional valves in hydraulic drive systems. *Mining Machines*. 2021, vol. 39, issue 1, pp. 28–35. doi: 10.32056/KOMAG2021.1.3
8. ISO 10770-1:2009. *Hydraulic fluid power – Electrically modulated hydraulic control valves. Part 1: Test methods for electrically modulated hydraulic valves*. Geneva, ISO Publ., 2009. 32 p.
9. ISO 5598:2020. *Fluid power systems and components – Vocabulary*. Geneva, ISO Publ., 2020. 56 p.
10. Pelevin L. Ye., Mishchuk D. O., Rashkiv's'kyy V. P., Horbatyuk Ye. V., Arzhayev H. O., Krasnikov V. F. *Hidravlika, hidromashyny ta hidropnevmoavtomatyka* [Hydraulics, hydraulic machines and hydropneumatic automation]. Kyiv, KNUBA, 2015. 340 p.
11. Hubarev O. P., Hanpanturova O. S., D'yakonova N. S., Kosmyna A. Yu. Hidropryvod z pruzhno-hidravlichnym dozuvannyam ridyny [The hydraulic drive with the elastic-hydraulic dosing of a working fluid]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2018, no. 17 (1293), pp. 25–33.
12. Matviychuk V. A., Veselov's'ka N. R., Sharhorod's'kyy S. A. *Matematychnye modelyuvannya novitnikh tekhnolohichnykh system* [Mathematical modelling of the latest technological systems]. Vinnytsia, 2021. 193 p.

Надійшла (received) 05.12.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Черкашенко Михайло Володимирович (Cherkashenko Mikhaylo) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Позаштатний консультант; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3908-7935>; e-mail: mchertom@gmail.com

Гасюк Олександр Іванович (Hasiuk Oleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6347-8501>; e-mail: galexom@gmail.com

A. С. РОГОВИЙ, В. Е. ДРАНКОВСЬКИЙ, Д. А. САВЕНКОВ, О. Д. ТИНЬЯНОВ, А. С. АЗАРОВ

ОПТИМІЗАЦІЯ СПІРАЛЬНОГО ВІДВОДУ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА ЗАСОБАМИ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Розглянуто питання проектування та оптимізації спірального відводу відцентрового насоса із застосуванням інтегрованого підходу на основі програмного комплексу ANSYS Vista CPD та тривимірного CFD-моделювання. Показано, що геометрія спірального відводу істотно впливає на гідравлічні втрати, розподіл тиску та загальний коефіцієнт корисної дії гідромашини. Традиційні методи проектування спіральних відводів ґрунтуються на спрощених припущеннях і не враховують складної тривимірної структури течії, що зумовлює необхідність використання чисельних методів. У роботі реалізовано методичку, яка передбачає первинне формування базової геометрії у Vista CPD, генерацію сітки в ANSYS TurboGrid та Mesh, а також розрахунок течії у ANSYS CFX із застосуванням моделей турбулентності SST. Для аналізу взаємодії між робочим колесом і спіральним відводом використано підходи Frozen Rotor та Stage. Показано, що метод Stage забезпечує згладжену картину течії і дозволяє визначити інтегральні характеристики (напір, ККД), тоді як Frozen Rotor є ефективним для виявлення локальних відривів і асиметрії потоку. На основі результатів чисельних досліджень виконано дві модифікації геометрії спірального відводу шляхом варіювання радіусів поперечних перерізів. Це дало змогу зменшити зони відриву біля язика та вирівняти поле швидкостей. Порівняння отриманих результатів показало, що запропоновані модифікації дозволяють підвищити напір із 549 до 592,5 м та збільшити ККД з 0,865 до 0,893. Таким чином, поєднання параметричного проектування у Vista CPD із CFD-оптимізацією у CFX є ефективним підходом для вдосконалення конструкції спіральних відводів відцентрових насосів і забезпечує підвищення їхньої енергоефективності.

Ключові слова: відцентровий насос, чисельне моделювання, течія, ефективність, математичне моделювання, спіральний відвід.

A. ROGOVYI, V. DRANKOVSKIY, D. SAVENKOV, O. TYNIANOV, A. AZAROV

OPTIMIZATION OF THE VOLUTE CASING OF A CENTRIFUGAL PUMP USING NUMERICAL MODELING

The paper discusses designing and optimizing a volute for a centrifugal pump using an integrated approach based on the ANSYS Vista CPD software and three-dimensional CFD modeling. It is shown that the geometry of the volute casing significantly affects hydraulic losses, pressure distribution, and the overall efficiency of the hydraulic machine. Traditional methods of designing volutes are based on simplified assumptions and do not consider the complex three-dimensional flow structure, necessitating numerical methods. The paper implements a methodology that involves the initial formation of the basic geometry in Vista CPD, mesh generation in ANSYS TurboGrid and Mesh, and flow calculation in ANSYS CFX using the SST turbulence model. The Frozen Rotor and Stage approaches analyze the interaction between the impeller and the volute casing. It is shown that the Stage method provides a smoothed flow picture and allows for the determination of integral characteristics (head, efficiency). At the same time, the Frozen Rotor is effective for detecting local separations and flow asymmetry. Based on the results of numerical studies, two modifications of the geometry of the volute casing were made by varying the radii of the cross sections. This allowed it to reduce the separation zones near the tongue and equalize the velocity field. A comparison of the results showed that the proposed modifications increase the pressure from 549 to 592.5 m and the efficiency from 0.865 to 0.893. Thus, combining parametric design in Vista CPD with CFD optimization in CFX is a practical approach to improving the design of volute casings for centrifugal pumps and increasing their energy efficiency.

Keywords: centrifugal pump, numerical modeling, flow, efficiency, mathematical modeling, volute casing.

Вступ. Відцентрові насоси є ключовими елементами сучасних гідроенергетичних та промислових установок [1], оскільки вони забезпечують ефективне перетворення механічної енергії у гідравлічну [2]. Одним з найважливіших конструктивних вузлів таких машин виступає спіральний відвід, призначений для рівномірного збирання та спрямування потоку робочої рідини від робочого колеса до відповідного патрубку [3]. Геометрія спірального відводу визначає розподіл тиску, гідравлічні втрати та, зрештою, енергетичні характеристики насоса. Невдале конструкторське рішення цього елемента може призвести до нерівномірного навантаження на робоче колесо, підвищення вібрацій та зниження коефіцієнта корисної дії [4; 5].

Традиційні підходи до проектування спіральних відводів ґрунтувалися на спрощених аналітичних методиках, які не завжди дозволяють врахувати складну тривимірну структуру течії у внутрішніх каналах машини. Сучасні інженерні практики дедалі частіше спираються на використання засобів комп'ютерного моделювання, що забезпечують більш

гнучке та точне відтворення фізичних процесів. У цьому контексті програмний комплекс ANSYS Vista CPD [6] є одним із найбільш поширених інструментів попереднього проектування відцентрових насосів. Він дозволяє автоматизувати побудову геометрії основних елементів, оптимізувати профіль спірального відводу та інтегрувати отримані результати з подальшими CFD-розрахунками (Computational Fluid Dynamics) [7; 8].

Таким чином, дослідження, спрямовані на підвищення ККД відцентрових насосів з високим напором шляхом удосконалення проектування спірального відводу, мають як прикладне значення для підвищення надійності та економічності енергетичних систем, так і фундаментальний характер, оскільки пов'язані з поглибленим вивченням складних гідромеханічних процесів у проточних частинах агрегатів.

Аналіз останніх досліджень. Дослідження, що аналізують вплив геометричних параметрів спіральних відводів відцентрового насоса, однозначно вказують на його істотний внесок у загальні гідравлічні втрати та розподіл тиску в насосі. У роботі [4] показано, що такі параметри, як площа горловини,

форма поперечного перерізу та відстань між лопаткою й язиком спірального відводу суттєво впливають на ККД і криву напору, тому оптимізація відводу є ключовим етапом підвищення ефективності [9].

Подальші чисельні дослідження підтверджують: зміни форми поперечного перерізу спіралі істотно змінюють поле швидкостей та зони рециркуляції біля язика, що прямо корелює із зростанням гідравлічних втрат у частині робочого діапазону. В роботі [10] детально показано залежність робочих характеристик від варіацій перерізу спірального відводу. Це пояснює, чому типова геометрія, за класичними методами та методами САПР, що закладено в Ansys CPD іноді виявляється неефективною для конкретних умов експлуатації.

В роботах [6; 7] продемонстровано синергію методів: попереднє 1D/параметричне проектування у Vista CPD з подальшою тривимірною CFD-оптимізацією дає можливість швидко ітеративно шукати кращі форми спірального відводу. Праці, що використовують Vista CPD як стартову платформу [11; 12], вказують на доцільність такого шляху та проектування проточної частини – від швидкого «завантаження» геометричних параметрів до тонкої налаштувальної оптимізації за допомогою CFD.

Крім прямого проектування насоса та спірального відводу, дослідники застосовують алгоритми оптимізації (включно зі штучним інтелектом і RSM/MOGA) у поєднанні з CFD, щоб знаходити компроміс між напором, ККД та структурними обмеженнями [13; 14]. Це демонструє, що недоліки первісного спірального відводу часто можна мінімізувати алгоритмічною оптимізацією.

Спіральний відвід значною мірою визначає продуктивність насоса, і комбінація ANSYS Vista CPD для попереднього проектування з GPU/CFD-оптимізацією – ефективний шлях для виявлення й виправлення неефективних рішень у проектуванні спіральних відводів [15; 16].

Існує низка програм для проектування спіральних відводів відцентрових насосів, зокрема CFturbo, PumpLinx, NUMECA Fine/Turbo [17]. Вони забезпечують розширені можливості 3D-моделювання та оптимізації, проте потребують значних витрат часу на побудову геометрії та налаштування CFD-аналізу [18; 19]. Перевага ANSYS Vista CPD полягає у швидкому параметричному синтезі геометрії, інтеграції з ANSYS CFX/Fluent і можливості оперативних ітерацій, що скорочує час розробки й підвищує надійність результатів [20].

На цій підставі актуальною задачею є застосування саме інтегрованого підходу для поліпшення спірального відводу й підвищення експлуатаційної ефективності насоса.

Мета. Метою роботи є проектування та оптимізація відцентрового насоса за рахунок покращення роботи спірального відводу.

Результати досліджень. Методика дослідження складалася з наступних етапів: на першому етапі проектувався відцентровий насос за допомогою програмного забезпечення Ansys Vista CPD з

подальшою генерацією лопатей у Ansys BladeGen, створенням гексагональної сітки у TurboGrid та розрахунком течії у насосі за допомогою Ansys CFX. Спіральний відвід також проектувався за допомогою програми Ansys Vista CPD з подальшим створенням тетрагональної сітки в програмі Ansys Mesh. На другому етапі дослідження після визначення інтегральних показників виконано модифікацію спірального відводу з метою зменшення локальних відривів та зменшення площі прохідного перетину для зменшення кута дифузора. Дослідження виконано чисельним способом із застосуванням програмного забезпечення Ansys CFX.

Математичне моделювання проведено шляхом чисельного вирішення осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса [21], рівняння нерозривності та рівнянь SST-моделі турбулентності [22] для замикання системи. На рис. 1 наведено модель відцентрового насоса зі спіральним відводом, що використано для розрахунку.

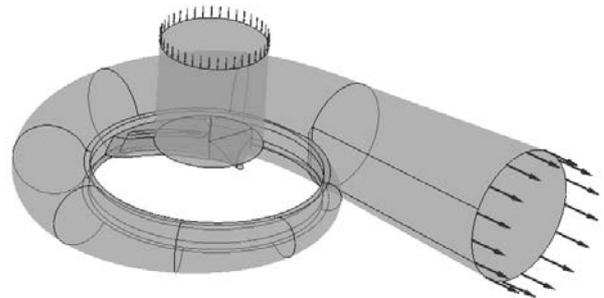


Рис. 1. Розрахункова модель спроектованого відцентрового насоса

Розрахунок здійснено з наступними граничними умовами: на вході задавався повний тиск, що дорівнював атмосферному – 0 Па; на виході задавалася витрата $39 \text{ м}^3/\text{с}$. Модель розбита на три частини: вхідна ділянка у всмоктувальному патрубку, робоче колесо та спіральний відвід. Для всмоктувальної ділянки та робочого колеса виконано гексагональну сітку, для спірального відводу – тетрагональну сітку. Під час виконання розрахунку забезпечувався показник $y^+ < 5$ для всіх сіток. На інтерфейсах між робочим колесом та іншими доменами застосовано умову Frozen Rotor або Stage в залежності від мети конкретного дослідження. За секторного підходу використано сектор з однією лопаттю ($51,4^\circ$). Порівняння інтегральних характеристик виконано після розрахунку з умовою Stage. Спроекований насос відповідає наступним параметрам: частота обертання 500 об/хв; подача $39 \text{ м}^3/\text{с}$; густина рідини $1000 \text{ кг}/\text{м}^3$; напір 528 м; 7 лопатей.

Розрахунок здійснювався до досягнення двох умов: зменшення нев'язань вирішення рівняння збереження кількості руху до 10^{-5} та забезпечення сталого значення середнього тиску на виході зі спірального відводу протягом 100 ітерацій.

Для забезпечення незалежності результатів

розрахунку від кількості елементів сітки, дослідження виконано для сіткових розбивань наступних розмірів: 0,78 млн. об'ємів; 2,36 млн. об'ємів; 4,23 млн. елементів; 7,85 млн. об'ємів. Тому що різниця за інтегральними показниками (ККД, середній тиск на виході з насоса) не перевищувала 1% починаючи з сіток в 4,23 млн. об'ємів, то така сітка обрана для подальших досліджень.

Для отримання інтегральних характеристик застосовано підхід Stage, але для виявлення зон удосконалення роботи спірального відводу – Frozen Rotor. У режимах розрахунку відцентрових насосів у ANSYS CFX існують два основних підходи для врахування взаємодії між обертовими і нерухомими частинами: Frozen Rotor та Stage [21]. На рис. 2 представлено порівняння результатів розрахунку відцентрового насоса для цих двох підходів.

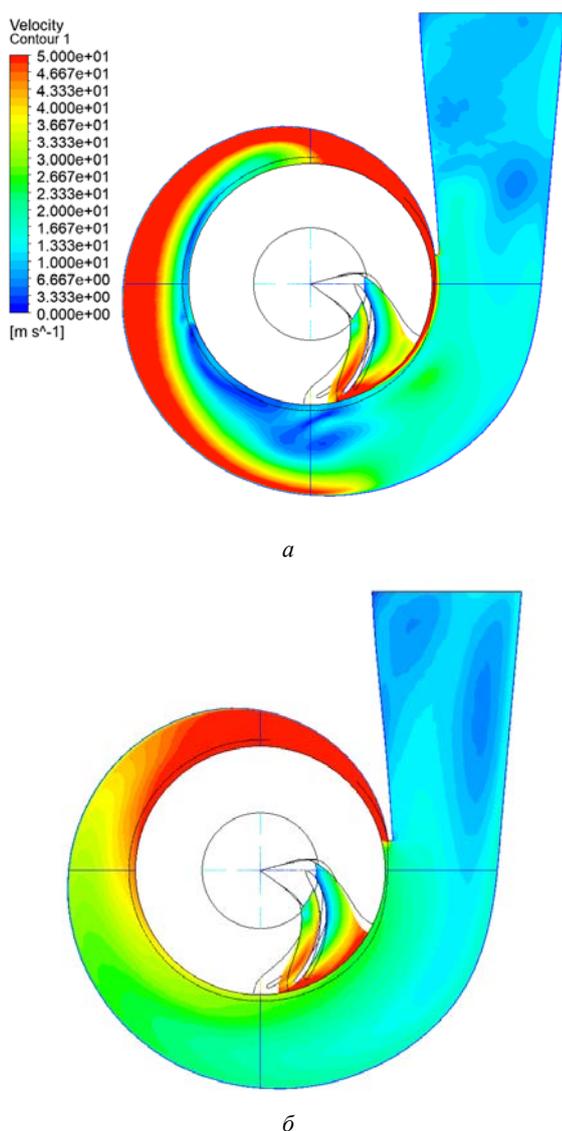


Рис. 2. Поле швидкостей для спроектованого насоса на основі:
а – Frozen Rotor; б – Stage

Метод Frozen Rotor виконує миттєве «заморожене» поєднання полів швидкостей на межі між обертовим і нерухомих доменами [23]. З рис. 2, а

видно, що зберігається кутова нерівномірність потоку – зони з підвищеним або зниженим тиском, вторинні течії та несиметричні структури. Такий підхід добре відображає локальну взаємодію робочого колеса і спірального відводу, але призводить до «шумної» картини течії, з вираженою несиметрією, а також до занижених прогнозів ККД, оскільки втрати виглядають більшими.

Натомість метод Stage усереднює параметри потоку по колу на границі обертання [24]. Це дає більш згладжену картину течії у спіральному відводі (рис. 2, б): гаситься кутова нерівномірність, зменшується вплив локальних збурень від лопатей. У результаті поля тиску та швидкості у спіральному відводі виглядають більш рівномірними, з менш вираженими зонами рециркуляції. Такий підхід також демонструє вищий розрахунковий ККД, адже усереднення згладжує пікові локальні втрати й формує картину, ближчу до усталеного експериментального середнього режиму [25].

Отже, Stage краще підходить для оцінки інтегральних характеристик (напр., ККД), тоді як Frozen Rotor дає детальнішу, але більш «жорстку» картину взаємодії потоку з лопатями та стінками відводу.

На рис. 2 чітко простежується різниця між підходами Frozen Rotor та Stage у моделюванні течії у спіральному відводі відцентрового насоса. У випадку Frozen Rotor спостерігається виражена кутова нерівномірність розподілу швидкостей: окремі ділянки спірального відводу демонструють різкі градієнти та асиметрію потоку, що зумовлено миттєвою фіксацією взаємного положення лопаток і стінок відводу. Натомість за використання методу Stage швидкісні поля у спіральному відводі виглядають рівномірнішими, а зони локальних рециркуляцій помітно зменшені. Це відповідає більш усталеному режиму роботи насоса. Для підвищення ефективності доцільно оптимізувати геометрію язика, змінити профіль і площу поперечного перерізу спіралі, а також забезпечити плавніше зростання каналу з метою зменшення втрат та вирівнювання поля швидкостей. Для цієї мети виконано модифікацію спірального відводу.

У процесі дослідження було виконано параметричну модифікацію геометрії спірального відводу з метою зниження локальних гідравлічних втрат і вирівнювання розподілу швидкостей. У вихідному варіанті (рис. 2) використано базові радіуси поперечних перерізів, на основі яких розраховано відносні прорости. Для побудови модифікованої геометрії було введено коригувальні коефіцієнти, що дозволило отримати нові значення радіусів відводу (рис. 3).

Додатково було розроблено ще одну варіацію з альтернативними параметрами (рис. 3, в). Вибір напрямів зміни базувався на аналізі картин течії, отриманих у розрахунках за підходом Frozen Rotor, оскільки саме цей метод зберігає кутову нерівномірність і локальні відриви, на відміну від згладженого середнього поля Stage.

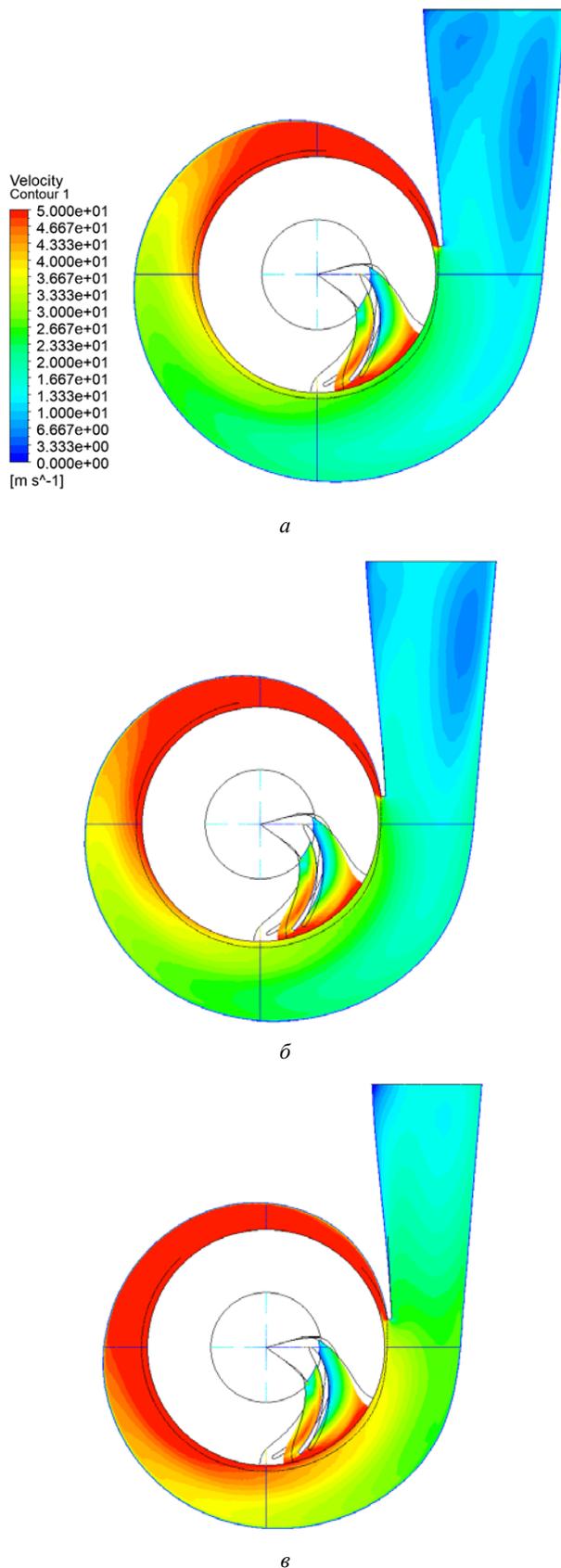


Рис. 3. Поле швидкостей трьох спроектованих спіральних відводів:
 а – базовий Vista CPD; б – модифікація 1; в – модифікація 2

Таким чином, Frozen Rotor дозволив ідентифікувати проблемні зони в районі язика та

спіралі, що потребували геометричної оптимізації. Подальше порівняння модифікованих варіантів виконувалося із застосуванням підходу Stage.

В табл. 1 наведено інформацію про вплив геометрії спірального відводу на роботу насоса. Порівняно з спіральним відводом та робочим колесом, що запропоновано Vista CPD, оптимізоване колесо і модифікації відводу забезпечили вищий тиск, збільшення напору до 592,5 м та підвищення ККД до 0,893.

Таблиця 1 – Порівняння інтегральних показників роботи трьох відцентрових насосів з різними спіральними відводами в розрахунковій точці $Q = 39 \text{ м}^3/\text{с}$

Спіральний відвід	Тиск на виході, МПа	Різниця напорів, м	ККД
Vista CPD	5,32	549	0,865
Базовий+оптимізоване робоче колесо	5,63	580	0,879
Модифікація 1	5,63	581	0,883
Модифікація 2	5,69	592,5	0,893

На рис. 3 представлено розподіл швидкостей у спіральному відводі відцентрового насоса для трьох варіантів його геометрії. У базовому варіанті (рис. 3, а) помітна виражена нерівномірність потоку: локальні зони з високими швидкостями поблизу язика та відриви у верхній частині спіралі. Це свідчить про значні гідравлічні втрати та потенційне зниження ККД. У першій модифікації (рис. 3, б) спостерігається вирівнювання розподілу швидкостей, зменшення інтенсивності відривних зон і більш плавний розвиток течії вздовж спіралі, що підтверджує ефективність внесених змін у радіуси поперечних перерізів. Друга модифікація (рис. 3, в) демонструє ще більш рівномірний характер течії та зниження пікових швидкостей у зоні язика, що вказує на подальше зменшення локальних втрат. Таким чином, порівняння трьох варіантів підтверджує, що навіть незначна корекція геометрії спірального відводу може істотно покращити умови обтікання та підвищити енергоефективність насоса.

Висновки. В роботі на основі чисельного моделювання течії та CAD-проектування відцентрового насоса проведено оптимізацію ефективності насоса за рахунок покращення роботи спірального відводу.

1. Розроблено методуку інтегрованого проектування та оптимізації відцентрового насоса із застосуванням Vista CPD, TurboGrid, Mesh та CFX.

2. Показано, що підхід Frozen Rotor є необхідним для виявлення локальних відривів і несиметрії потоку, тоді як Stage забезпечує визначення інтегральних показників.

3. Внесені модифікації геометрії спірального відводу дозволили усунути відривні течії, знизити гідравлічні втрати та вирівняти розподіл швидкостей у спіралі. Оптимізовані варіанти відводу забезпечили зростання напору майже на 8 % і підвищення ККД до 0,893 у порівнянні з базовою геометрією.

Список літератури

1. Kondus V., Pavlenko I., Pitel' J., Kulikov O., Rybalchenko V., Ivanov V., Ciszak O. Improvement of the Sewage System for the Nuclear Power Plant WWER-1000 Reactor. *Proc. of the Int. Sci.-Techn. Conf. MANUFACTURING. Vol. 1: Mechanical Engineering: Digitalization, Sustainability and Industry Applications*. Cham : Springer Nature Switzerland, 2024. P. 279–296.
2. Kondus V., Andrusiak V., Sotnyk M., Polkovnychenko V., Mushtai M. The Influence of the Impeller Inter-blade Channels Roughness on the Energy Parameters of the Submersible Pump. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham : Springer, 2024. P. 253–270. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_22
3. Bantelay D. T., Gebresenbet G., Admasu B. T., Gebeyehu S. G. One-dimensional pump geometry prediction modeling for energy loss analysis of pumps working as turbines. *International Journal of Thermofluids*. 2024. Vol. 21. P. 100562. doi: 10.1016/j.ijft.2024.100562
4. Yang S., Kong F., Chen B. Research on pump volute design method using CFD. *International Journal of Rotating Machinery*. 2011. Vol. 2011, issue 1. P. 137860. doi: 10.1155/2011/137860
5. Рєзва К. С., Дранковський В. Е., Шевцов В. М., Оспішева Л. О. Застосування методів математичного моделювання при чисельному дослідженні гідродинамічних характеристик високонапірної оборотної гидромашини. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2020. No. 1. P. 46–52.
6. Alawadhi K., Alzuwayer B., Mohammad T. A., Buhemdi M. H. Design and optimization of a centrifugal pump for slurry transport using the response surface method. *Machines*. 2021. Vol. 9, issue 3. P. 60. doi: 10.3390/machines9030060
7. Nigussie T., Dribssa E. Design and CFD analysis of centrifugal pump. *International Journal of Engineering Research and General Science*. 2015. Vol. 3, issue 3. P. 668–677.
8. Rogovyi A., Azarov A., Kukhtenkov Y., Avershyn A., Khovanskyi S. Improving the Performance of a Centrifugal Compressor Through Computer-Aided Design and Optimization of Blade Thickness. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham : Springer, 2024. P. 324–333. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_28
9. Роговий А. С., Дранковський В. Е., Тиньянов О. Д., Азаров А. С. Проектування оборотної гидромашини засобами Ansys та дослідження течії у насосному режимі. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2024. No. 2. P. 73–81. doi: 10.20998/2411-3441.2024.2.11
10. Bisht Y. S., Pandey S. D., Shah S. K., Nautiyal A. P., Rawat P., Ghalwan M. ANSYS-CFX are used to design and analyze the internal flow of centrifugal pump impellers. *AIP Conference Proceedings*. 2023. Vol. 2771, issue 1. Id. 020036. doi: 10.1063/5.0152285
11. Роговий А. С., Азаров А. С., Демчук Р. М. Удосконалення характеристик робочого колеса високонапірного відцентрового компресора проектуванням за допомогою САПР. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2023. No. 1. P. 25–30. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.04
12. Ellorde K. J. A. T., Ignacio K. J. I. E., Sanchez E. V. A., Sesima A. A. A., Umali R. D., Manuel M. C. E., Tud R. C. Numerical Investigation on the Effects of Varying Centrifugal Impeller Blade Number on Pump Head and Efficiency Using ANSYS 2020 R2. *Proc. of the 2021 IEEE Int. Conf. on Automatic Control & Intelligent Systems (I2CACIS) (26–26 June 2021, Shah Alam, Malaysia)*. IEEE, 2021. P. 219–224. doi: 10.1109/I2CACIS52118.2021.9495917
13. Wang C. N., Yang F. C., Nguyen V. T. T., Vo N. T. CFD analysis and optimum design for a centrifugal pump using an effectively artificial intelligent algorithm. *Micromachines*. 2022. Vol. 13, issue 8. P. 1208. doi: 10.3390/mi13081208
14. Zhang J. Mechanical Mode Analysis of Centrifugal Pump Impellers Based on Numerical Simulations. *Advances in Civil Engineering*. 2025. Vol. 2025. A. id 9517169. 12 p. doi: 10.1155/adce/9517169
15. Abuan J., Honra J. Numerical Investigation and Design Optimization of Centrifugal Water Pump with Splitter Blades Using Response Surface Method. *Designs*. 2025. Vol. 9, issue 2. P. 40. doi: 10.3390/designs9020040
16. Bhukya N. K., Sharma G. K., Rai A. K. Blade parameter optimization in Pump As Turbine (PAT). *Proc. of the Int. Conf. on Renewable and Clean Energy*. Singapore : Springer Nature Singapore, 2024. P. 3–12.
17. Moutsios V., Margaritis D., Gongolidis M. Investigation of Similarity of Performance of the Equations of State Available in CFTurbo For H₂, N₂, O₂, CH₄, CO₂, and Air. *International Journal of Chemical Engineering and Materials*. 2024. Vol. 3. P. 132–144. doi: 10.37394/232031.2024.3.11
18. Rusanov A., Khorev O., Agibalov Y., Bykov Y., Korotaiev P. Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with splitters in turbine mode. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems. Vol. 188*. Cham : Springer, 2020. P. 427–439. doi: 10.1007/978-3-030-66717-7_36
19. 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
20. Rogovyi A., Azarov A., Diordiev V., Rohach Y., Avershyn A., Khovanskyi S. High-pressure centrifugal compressor performance enhancement by improving the radial diffuser. *AIP Conference Proceedings*. 2025. Vol. 3238, issue 1. P. 020005. doi: 10.1063/5.0249175
21. ANSYS, C. *R24.1 Help manual*. ANSYS Inc. 2024.
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. Jin Z., Mao K., Li Z., Li J. A comparison of static and rotordynamic characteristics for three types of impeller front seals in a liquid oxygen turbopump. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2023. Vol. 145, issue 3. P. 031025. doi: 10.1115/1.4055351
24. Dickenson J., Buick J. M., Radulovic J., Bull J. Challenges in CFD Model Validation: A Case Study Approach Using ANSYS CFX and TurboGrid. *Machines*. 2025. Vol. 13, issue 7. P. 593. doi: 10.3390/machines13070593
25. Yan C., Wang B., He X., Zhao F., Zheng X., Vahdati M., Zheng X. Extension and Validation of the Turbomachinery Capabilities of SU2 Open Source Computational Fluid Dynamic Code. *Journal of Turbomachinery*. 2024. Vol. 146, issue 6. P. 061003. doi: 10.1115/1.4064341

References (transliterated)

1. Kondus V., Pavlenko I., Pitel' J., Kulikov O., Rybalchenko V., Ivanov V., Ciszak O. Improvement of the Sewage System for the Nuclear Power Plant WWER-1000 Reactor. *Proc. of the Int. Sci.-Techn. Conf. MANUFACTURING. Vol. 1: Mechanical Engineering: Digitalization, Sustainability and Industry Applications*. Cham, Springer Nature Switzerland Publ., 2024, pp. 279–296.
2. Kondus V., Andrusiak V., Sotnyk M., Polkovnychenko V., Mushtai M. The Influence of the Impeller Inter-blade Channels Roughness on the Energy Parameters of the Submersible Pump. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham, Springer Publ., 2024, pp. 253–270. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_22
3. Bantelay D. T., Gebresenbet G., Admasu B. T., Gebeyehu S. G. One-dimensional pump geometry prediction modeling for energy loss analysis of pumps working as turbines. *International Journal of Thermofluids*. 2024, vol. 21, p. 100562. doi: 10.1016/j.ijft.2024.100562
4. Yang S., Kong F., Chen B. Research on pump volute design method using CFD. *International Journal of Rotating Machinery*. 2011, vol. 2011 (1), issue 1, p. 137860. doi: 10.1155/2011/137860
5. Ryezva K. S., Drankovskyy V. E., Shevtsov V. M., Ospishcheva L. O. Zastosuvannya metodiv matematychnoho modelyuvannya pry chysel'nomu doslidzhenni hidrodynamichnykh kharakterystyk vysokonapirnoyi oborotnoyi hydromashyny [The

- application of methods of mathematical modeling for the numerical research of hydrodynamic characteristics of a high-head reversible hydraulic machine]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2020, no. 1, pp. 46–52.
6. Alawadhi K., Alzuwayer B., Mohammad T. A., Buhemdi M. H. Design and optimization of a centrifugal pump for slurry transport using the response surface method. *Machines*. 2021, vol. 9, issue 3, p. 60. doi: 10.3390/machines9030060
 7. Nigussie T., Dribssa E. Design and CFD analysis of centrifugal pump. *International Journal of Engineering Research and General Science*. 2015, vol. 3, issue 3, pp. 668–677.
 8. Rogovyi A., Azarov A., Kukhtenkov Y., Avershyn A., Khovanskyi S. Improving the Performance of a Centrifugal Compressor Through Computer-Aided Design and Optimization of Blade Thickness. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VII: Proc. of the 7th Int. Conf. on Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange, DSMIE-2024. Vol. 2: Mechanical and Materials Engineering (4–7 June 2024, Pilsen, Czech Republic)*. Cham, Springer Publ., 2024, pp. 324–333. doi: 10.1007/978-3-031-63720-9_28
 9. Rogovyi A. S., Drankovskiy V. E., Tynianov O. D., Azarov A. S. Proyektuvannya oborotnoyi hidromashyny zasobamy Ansys ta doslidzhennya techiyi u nasosnomu rezhymi [Designing a reversible hydraulic machine with Ansys and studying the flow in the pumping mode]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 2, pp. 73–81. doi: 10.20998/2411-3441.2024.2.11
 10. Bisht Y. S., Pandey S. D., Shah S. K., Nautiyal A. P., Rawat P., Ghalwan M. ANSYS-CFX are used to design and analyze the internal flow of centrifugal pump impellers. *AIP Conference Proceedings*. 2023, vol. 2771, issue 1, id. 020036. doi: 10.1063/5.0152285
 11. Rogovyi A. S., Azarov A. S., Demchuk R. M. Udokonalennya kharakterystyk robochoho koleasa vysokonapimoho vidstremovoho kompresora proyektuvannyam za dopomohoyu SAPR [Improving characteristics of the impeller of a high-pressure centrifugal compressor by designing with the help of CAD]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 25–30. doi: 10.20998/2411-3441.2023.1.04
 12. Ellorde K. J. A. T., Ignacio K. J. I. E., Sanchez E. V. A., Sesima A. A. A., Umali R. D., Manuel M. C. E., Tud R. C. Numerical Investigation on the Effects of Varying Centrifugal Impeller Blade Number on Pump Head and Efficiency Using ANSYS 2020 R2. *Proc. of the 2021 IEEE Int. Conf. on Automatic Control & Intelligent Systems (I2CACIS) (26–26 June 2021, Shah Alam, Malaysia)*. IEEE Publ., 2021, pp. 219–224. doi: 10.1109/I2CACIS52118.2021.9495917
 13. Wang C. N., Yang F. C., Nguyen V. T. T., Vo N. T. CFD analysis and optimum design for a centrifugal pump using an effectively artificial intelligent algorithm. *Micromachines*. 2022, vol. 13, issue 8, p. 1208. doi: 10.3390/mi13081208
 14. Zhang J. Mechanical Mode Analysis of Centrifugal Pump Impellers Based on Numerical Simulations. *Advances in Civil Engineering*. 2025, vol. 2025, a. id 9517169, 12 p. doi: 10.1155/adce/9517169
 15. Abuan J., Honra J. Numerical Investigation and Design Optimization of Centrifugal Water Pump with Splitter Blades Using Response Surface Method. *Designs*. 2025, vol. 9, issue 2, p. 40. doi: 10.3390/designs9020040
 16. Bhukya N. K., Sharma G. K., Rai A. K. Blade parameter optimization in Pump As Turbine (PAT). *Proc. of the Int. Conf. on Renewable and Clean Energy*. Singapore, Springer Nature Singapore Publ., 2024, pp. 3–12.
 17. Moutsios V., Margaris D., Gongolidis M. Investigation of Similarity of Performance of the Equations of State Available in CFTurbo For H₂, N₂, O₂, CH₄, CO₂, and Air. *International Journal of Chemical Engineering and Materials*. 2024, vol. 3, pp. 132–144. doi: 10.37394/232031.2024.3.11
 18. Rusanov A., Khorev O., Agibalov Y., Bykov Y., Korotaiev P. Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with splitters in turbine mode. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems. Vol. 188*. Cham, Springer Publ., 2020, pp. 427–439. doi: 10.1007/978-3-030-66717-7_36
 19. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination of the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul)*. Istanbul, 2020, pp. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
 20. Rogovyi A., Azarov A., Diordiev V., Rohach Y., Avershyn A., Khovanskyi S. High-pressure centrifugal compressor performance enhancement by improving the radial diffuser. *AIP Conference Proceedings*. 2025, vol. 3238, issue 1, p. 020005. doi: 10.1063/5.0249175
 21. ANSYS, C. R24.1 Help manual. ANSYS Inc. 2024.
 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. Jin Z., Mao K., Li Z., Li J. A comparison of static and rotordynamic characteristics for three types of impeller front seals in a liquid oxygen turbopump. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2023, vol. 145, issue 3, p. 031025. doi: 10.1115/1.4055351
 24. Dickenson J., Buick J. M., Radulovic J., Bull J. Challenges in CFD Model Validation: A Case Study Approach Using ANSYS CFX and TurboGrid. *Machines*. 2025, vol. 13, issue 7, p. 593. doi: 10.3390/machines13070593
 25. Yan C., Wang B., He X., Zhao F., Zheng X., Vahdati M., Zheng X. Extension and Validation of the Turbomachinery Capabilities of SU2 Open Source Computational Fluid Dynamic Code. *Journal of Turbomachinery*. 2024, vol. 146, issue 6, p. 061003. doi: 10.1115/1.4064341

Надійшла (received) 08.12.2025

Відомості про авторів / About the Authors

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

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

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

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

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

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

ПОКРАЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПІДВІДНОЇ ЧАСТИНИ ВИСОКОНАПІРНОЇ ГІДРОТУРБИНИ

В основі багатьох ГЕС використовується радіально-осьова гідротурбіна, відома своєю універсальністю та ефективністю перетворення гідравлічної енергії в механічну. Два невід'ємні компоненти цієї гідротурбіни це спіральна камера та напрямний апарат, які відіграють ключову роль в управлінні потоком води крізь гідротурбінну систему, забезпечуючи оптимальну продуктивність та виробництво енергії. Процес розробки нових проточних частин гідротурбін складається з кількох послідовних етапів, зокрема: вибір конструктивних параметрів гідротурбіни для заданих умов ГЕС та проєктування елементів проточних частин (як правило, розглядається кілька варіантів, що відрізняються методами розрахунку, геометричними, кінематичними та іншими параметрами); обчислювальне дослідження характеристик потоку, силових та крутних моментів, втрат енергії в елементах проточної частини та визначення найкращих варіантів; експериментальне дослідження модельних блоків гідротурбіни на енергокавітаційних стендах, причому розміри моделі, умови випробувань та параметри стендів повинні відповідати вимогам міжнародного стандарту ІЕС. На основі результатів експериментальних та обчислювальних досліджень моделі розраховуються характеристики та видаються гарантії роботи повномасштабної гідротурбіни. У статті представлені деякі результати обчислювального дослідження просторового турбулентного потоку в'язкої рідини в проточній частині високонапірної турбіни PO500, виконаного за допомогою пакету прикладних програм CFX-TASCflow. Для покращення енергетичних характеристик на етапі попереднього проєктування турбіни слід проводити числове моделювання потоку. Такий CFD-підхід зменшує витрати та час у порівнянні з експериментальним підходом і дає можливість покращити та проаналізувати характеристики гідротурбіни та її конструкцію до виготовлення моделі. Обчислювальний комплекс програм надає можливість побачити картину розподілу тиску, поле векторів швидкостей та рух частинок рідини для обґрунтування та аналізу результатів. Чисельне моделювання просторового потоку в проточній частині гідротурбіни було проведено для визначення змін енергетичних характеристик, тому була обрана $k-\epsilon$ модель турбулентності. В результаті розрахунку було визначено розподіл швидкостей та тисків у різних елементах гідротурбіни для різних профілів напрямного апарату. Проведено аналіз втрат енергії в проточній частині високонапірної гідротурбіни: спіральна камера, статор з плоскими кільцями, напрямний апарат, робоче колесо та відсмоктувальна труба на оптимальний режим роботи гідротурбіни, а також проведено аналіз впливу відкриття напрямного апарату на зміну втрат енергії в різних елементах проточної частини. Також було розглянуто питання підвищення енергетичної ефективності проточних частин високонапірної гідротурбіни.

Ключові слова: спіральна камера, напрямний апарат, CFD, втрати енергії, проєктування, радіально-осьова гідротурбіна.

К. MYRONOV, O. DMYTRIENKO, S. DEVETIAROVA

IMPROVEMENT OF ENERGY PERFORMANCE OF THE INLET FLOW PART OF A HIGH-HEAD HYDROTURBINE

Many hydroelectric power plants use a Francis turbine, known for its versatility and efficiency in converting hydraulic energy into mechanical energy. Two integral components of this hydroturbine are the spiral case and the guide vane, which play a key role in controlling the flow of water through the hydroturbine system, ensuring optimal performance and energy production. The process of developing new flow space of hydroturbines consists of several consecutive stages, in particular: selection of design parameters of the hydroturbine for given conditions of the hydroelectric power plant and design of flow space elements (as a rule, several options are considered, differing in calculation methods, geometric, kinematic and other parameters); computational study of flow characteristics, power and torques, energy losses in flow space elements and determination of the best options; experimental study of model hydroturbine units on energy cavitation stands, and the dimensions of the model, test conditions and stand parameters must meet the requirements of the international IEC standard. Based on the results of experimental and computational studies of the model, the characteristics are calculated and guarantees for the operation of a full-scale hydroturbine are issued. The article presents some results of a computational study of the spatial turbulent flow of a viscous fluid in the flow space of a high-head turbine Fr500, performed using the CFX-TASCflow application software package. To improve the energy characteristics at the stage of preliminary turbine design, numerical simulation of the flow should be carried out. Such a CFD approach reduces costs and time compared to the experimental approach and makes it possible to improve and analyze the characteristics of the hydroturbine and its design before manufacturing the model. The computational complex of programs provides an opportunity to see the pressure distribution pattern, the velocity vector field and the motion of fluid particles for substantiation and analysis of the results. Numerical simulation of the spatial flow in the flow section of the hydroturbine was carried out to determine changes in energy characteristics, therefore, the $k-\epsilon$ turbulence model was chosen. As a result of the calculation, the distribution of speeds and pressures in various elements of the hydroturbine was determined for different profiles of the guide vane. An analysis of energy losses in the flow part of the high-head hydroturbine was carried out: a spiral case, a stator with flat rings, a guide vane, an runner and a suction pipe for the optimal operation mode of the hydroturbine, and an analysis of the influence of opening the guide vane on the change in energy losses in various elements of the flow space was also carried out. The issue of increasing the energy efficiency of the flow space of the high-head hydroturbine was also considered.

Keywords: spiral case, guide vane, CFD, energy losses, design, Francis turbine.

Вступ. Загальноприйнятим підходом до вдосконалення проточних частин (ПЧ) гідротурбін (ГТ) є формування геометрії ГТ шляхом внесення змін у початковий варіант, отриманий в результаті наближеного рішення зворотного завдання або прийнятий як аналог. При проєктуванні ПЧ ГТ використовують розрахункові та експериментальні методи дослідження. Останнім часом з метою скорочення кількості фізичних експериментів багато уваги приділяється чисельним експериментам. Це дозволяє скоротити терміни та вартість проєктних

робіт, що зумовлює всебічне впровадження в інженерну практику автоматизованих систем проєктування ГТ. Посилення ролі чисельного експерименту стало можливим у зв'язку з розробкою досконаліших математичних моделей течії, гідродинамічних методів проєктування ПЧ та розрахунку течії, а також чисельних методів та алгоритмів.

Підвідна частина високонапірної радіально-осьової (РО) ГТ складається зі спіральної камери (СК), статора та направляючого апарату (НА), який

© К. А. Миронов, О. В. Дмитрієнко, С. О. Деветьярова, 2025

*Bulletin of the National Technical University "KhPI".
Series: Hydraulic machines and hydraulic units, no. 2'2025*

призначений для створення рівномірного вісесиметричного потоку з необхідним завихренням перед робочим колесом (РК). Для зменшення втрат на вході необхідно спочатку узгодити всі елементи входу один з одним за кінематичними параметрами. Бажано проєктувати СК за законом $V_u = \text{const}$ з плаваючою точкою спряження, що дозволить створити більш рівномірний потік з меншими розмірами спіралі [1; 2]. Кут потоку, утворений СК, повинен узгоджуватися з кутом встановлення колон статора. Якщо щільність решітки статора мала, колону статора необхідно проєктувати вздовж потоку, щоб зменшити ударні втрати. У цьому випадку середній кут потоку перед НА буде визначатися СК. Якщо решітка колон статора досить щільна, тобто їх кількість більше 18, статор може повертати потік, змінюючи середній кут перед НА та створювати додаткове завихрення потоку.

Виходячи з вищезазначених умов, форма профілю НА проєктується або вибирається з використанням галузевих стандартів.

Роль НА у формуванні енергетичних характеристик високонапірної РО ГТ з усіх вхідних елементів є найбільш значною, оскільки втрати енергії в НА перевищують загальні втрати в СК та статорі. Наприклад, для гідравлічних турбін РО500 втрати енергії в НА, навіть на оптимальному режимі, сягають близько 2,5 %.

На основі результатів експериментальних та обчислювальних досліджень моделі розраховуються характеристики та видаються гарантії роботи повномасштабної ГТ.

Головною метою дослідження є пошук раціональних варіантів підвідної частини з високими енергетичними характеристиками.

Огляд літератури. Проєктування ГТ з високими енергетичними характеристиками пов'язане, перш за все, з використанням методу математичного моделювання робочого процесу лопатевих гідромашин. Моделювання є основою сучасної методології проєктування технічних об'єктів.

Для зменшення коливання параметрів у СК ГТ [2] під час її роботи, що призводить до пошкодження елементів ГТ та збільшення гідравлічних втрат, пропонується стратегія оптимізації та модернізації СК ГТ. У статті [3] розглядаються нові конструктивні рішення для покращення робочого процесу та ефективного використання ГТ для напорів до 700 м, розширення робочого діапазону щодо швидкостей потоків та напорів з високими енергетичними та кавітаційними показниками та надійністю роботи. Це дослідження розширює горизонти РО ГТ для застосувань з високим напором, пропонуючи розуміння їхнього потенціалу та життєздатності в екстремальних умовах.

У роботі [4] надається інформація про те, що оптимізацію за заданими вихідними параметрами ГТ, можна проводити як за допомогою аналітичних методів, так і з використанням відкритого або комерційного програмного забезпечення. Дослідження течії рідини може проводитися як в чисельний, так і в експериментальний спосіб [5].

Чисельне моделювання течії дозволяє суттєво зекономити час і вартість проєктування елементів ГТ, отримати й проаналізувати структуру потоку в будь-якому перерізі елементів ПЧ. Експериментальні дослідження є більш надійнішим способом перевірки отриманих енергетичних, кавітаційних і пульсаційних характеристик.

Дж. Джой та ін. [6] досліджували систему змінних напрямних апаратів високонапірної моделі РО ГТ за допомогою числового моделювання. У роботі [7], досліджували конструкцію форми фіксованих проточних каналів (лопатка, корпус та відсмоктуюча труба) на основі прикладного програмного забезпечення (CFD) для покращення однорідності потоку у фіксованих проточних каналах моделі РО ГТ. У роботі [8] ілюструються різні корисні аспекти CFD, для моделювання роботи ГТ надається критичний огляд різних обчислювальних методологій для досягнення різних цілей гідравлічного проєктування та оцінки продуктивності ГТ. Автори Крупа Є. С. та Демчук Р. М. [9] провели огляд сучасних програмних комплексів та проаналізували їх переваги у порівнянні з експериментальними дослідженнями. Представили алгоритм розрахунку параметрів потоку в ГТ з використанням програмного комплексу Ansys. Розглядалась високонапірна РО ГТ типу РО500. Для розрахунку просторового потоку в ПЧ ГТ використовувалась $k-\epsilon$ модель турбулентності.

У зв'язку з розвитком програмних комплексів та їх модернізацією з'являються нові можливості чисельного моделювання. Розглянуті роботи вчених можуть бути уточнені з використанням нових версій програмного забезпечення та з використанням нових потужніших комп'ютерів.

Виходячи з цього, було сформульовано основну мету цієї роботи, а саме – вибір оптимальної геометрії елементів ПЧ високонапірної РО ГТ.

Методологія дослідження. Сучасні пакети CFD стають економічно ефективним інструментом, що використовується для отримання детальної інформації про властивості потоку в гідротурбіні з урахуванням взаємодії її різних елементів. CFD широко використовується конструкторами та дослідниками для оптимізації проєкту, а також для прогнозування роботи РО ГТ в цілому. Тривимірне моделювання в'язкого потоку дозволяє визначити розподіл тиску та швидкості в ПЧ ГТ.

Для досягнення максимальної ефективності за умов вимог до обладнання проєктування підвідної частини РО ГТ базується на виборі оптимальної геометрії СК, статора та системи лопатей НА. Для цього необхідно визначити втрати у підвідної частини високонапірної РО ГТ.

Втрати в РО ГТ за характером їх виникнення поділяються на гідравлічні, об'ємні, від тертя дисків та механічні.

Найбільш суттєво на загальний ККД ГТ, під час числового моделювання, впливають гідравлічні втрати [10; 11]. Гідравлічні втрати у СК, статорі, НА, РК та відсмоктуючій трубі при числовому моделюванні в'язкого потоку розраховуються як

різниця між повною енергією на вході та виході кожного елемента ПЧ. Повна енергія є сумою тиску та кінетичної енергії.

$$\Delta E_{1-2} = \frac{1}{\rho Q} \left(\int_{s_1} p_{tot} V_t ds - \int_{s_2} p_{tot} V_t ds \right) = E_1 - E_2,$$

де V_t – складова абсолютної швидкості потоку;
 p_{tot} – загальний тиск;
 ρ – густина рідини.

У РК (тобто в обертовій системі відліку) загальна втрата енергії дорівнює різниці між загальною енергією, що входить і виходить з РК.

У роботі досліджувались варіанти розрахунків зроблених з використанням 2D та 3D методів розрахунку потоку рідини.

У 2D-методах різні типи втрат енергії (профільні, ударні та загальні) визначалися окремо в кожному елементі ПЧ ГТ.

Виконані розрахунки дозволили вибрати найкращі варіанти для подальших досліджень у програмному пакеті CFX-TASCflow з використанням k - ϵ моделі турбулентності. Для розрахунку турбулентної в'язкості було використано стандартну k - ϵ модель турбулентності потоку [9–12].

При використанні цієї моделі система рівнянь руху рідини доповнюється двома диференціальними рівняннями, що описують передачу відповідно кінетичної енергії турбулентності k та швидкості дисипації ϵ [9–13]. k – кінетична енергія турбулентності, що визначається як дисперсія коливань швидкості; ϵ – швидкість дисипації. Запишемо два рівняння для k та ϵ :

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

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

де $\mu_t = C_\mu p \frac{k^2}{\epsilon}$;

$C_\mu = 0,09$; $C_{S1} = 1,44$; $C_{S2} = 1,92$;

$\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\epsilon = 1,3$;

P_k – враховує виникнення турбулентності, спричиненої силами в'язкого тертя, та визначається:

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

Розрахунок спіральної камери. У роботі розглянуто конструкцію СК високонапіної РО ГТ з такими параметрами:

- оптимальна приведена витрата $Q'_{opt} = 0,15 \text{ м}^3/\text{с}$;
- максимальна приведена витрата $Q'_i = 0,18 \text{ м}^3/\text{с}$;
- оптимальна частота обертання $n'_{opt} = 60 \text{ хв}^{-1}$;
- гідравлічний ККД $\eta_r = 0,92\text{--}0,94$.

СК та статорні колони були однаковими для всіх трьох варіантів НА. Спіраль розраховувалась за

законом $V_u/r = \text{const}$. Кут потоку перед статорними колонами у вхідному поперечному перерізі $\alpha_1 = 27,9^\circ$. Середній кут потоку перед колонами $\alpha_{ст} = 33,5$ (рис. 1).

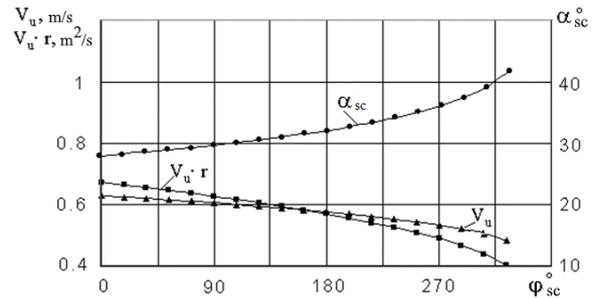


Рис. 1. Параметри потоку в СК

На рис. 1 показано, як змінюється кут потоку $\alpha_{ст}$ залежно від кута охоплення спіралі $\phi_{ск}^0$. Значення складової окружної швидкості V_u та моменту швидкості $V_u r$ у перерізах вздовж периметра спіралі. Всі розрахунки проводилися для $Q'_i = 0,18 \text{ м}^3/\text{с}$.

Під час роботи було обрано три різні профілі лопаток НА (рис. 2). Було оцінено вплив форми профілю на формування оптимального режиму.

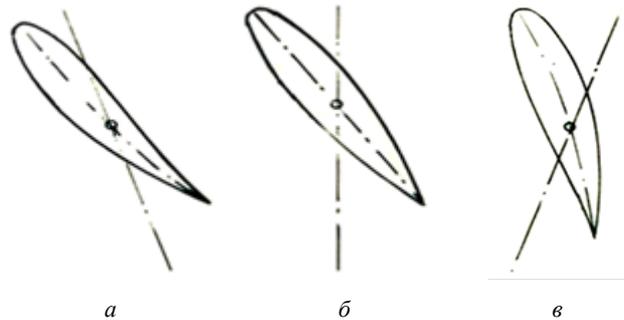


Рис. 2. Форми профілю лопатки НА:

а – негативна кривизна; б – симетричний; в – позитивна кривизна

В результаті дослідження, з використанням методів 2D розрахунку, були отримані параметри оптимального режиму роботи ГТ з трьома різними профілями лопатки (табл. 1). Значення кута потоку α_0 , який має бути створений перед входом у РК за умови, що потік виходить з РК аксіально:

$$\alpha_0 = \arctan \left(\frac{Q'_{opt} \cdot n'_{opt}}{60 \cdot b_0 \cdot \eta_r \cdot g} \right).$$

Таблиця 1 – Вплив форми профілю НА на формування оптимального режиму ГТ

Варіант	1	2	3
$Q'_{opt}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,152	0,146	0,147
$n'_{opt}, \text{ хв}^{-1}$	60,24	60,13	60,2

Для прийнятих конструктивних параметрів $\alpha_0 = 11,5^\circ$, НА спроектований таким чином, щоб забезпечити це значення кута.

На рис. 3 показано залежність втрат енергії в НА від витрати. Найбільший внесок у загальні втрати

мають профільні, тобто втрати на тертя. Згідно з графіком, симетричний профіль НА має менше значення втрат.

Дані про втрати в елементах підвідної частини (СК, статор та НА) та загальні втрати на вході були визначені при різних витратах та зведені в табл. 2.

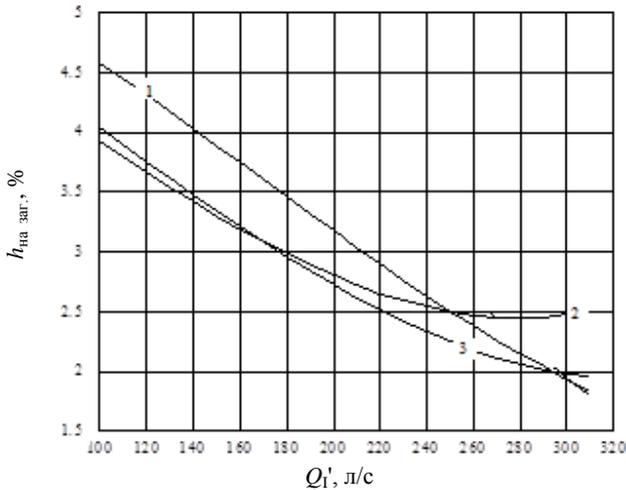


Рис. 3. Втрати у НА з профілями:
1 – позитивна кривизна; 2 – негативна кривизна;
3 – симетричний

Таблиця 2 – Втрати в підводі з НА з симетричним профілем

$Q_1', м^3/с$	$\alpha_0, мм$	$h_{СК}, \%$	$h_{СТ}, \%$	$h_{НА}, \%$	$h_{заг.}, \%$
0,11	25	0,14	0,1647	2,1254	2,4671
0,13	30	0,195	0,2277	1,7481	2,1708
0,15	35	0,26	0,3007	1,4508	2,0115
0,17	40	0,334	0,3834	1,2597	1,9771
0,19	45	0,417	0,4759	1,1508	2,0437

На рис. 4 наведено зміни втрат у підводі від витрати для різних типів СК та профілів НА.

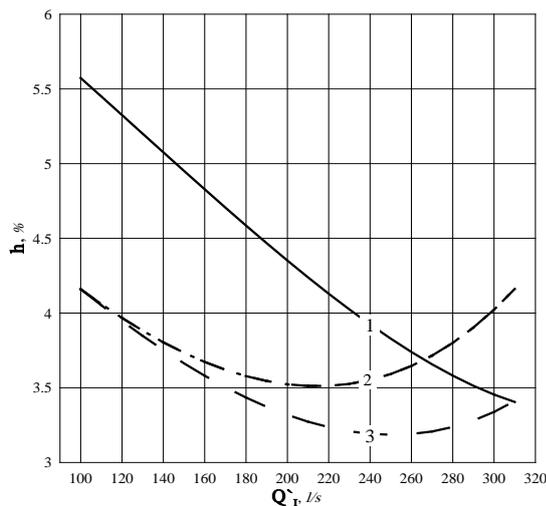


Рис. 4. Залежності $h = f(Q_1')$ для різних варіантів підводу:
1 – СК: $V_u r = const$, НА – позитивною кривизною;
2 – СК: $V_u r = const$, НА – симетричний;
3 – СК: $V_u = const$, НА – симетричний

Результати розрахунку спроектованої підвідної частини РО ГТ, отримані за допомогою програмного

пакету CFX-TASCflow, наведено на рис. 5, 6.

На рис.5 показано ізолінії тиску в області статора та НА. На рис. 6 показано поля швидкостей в області статора та НА.

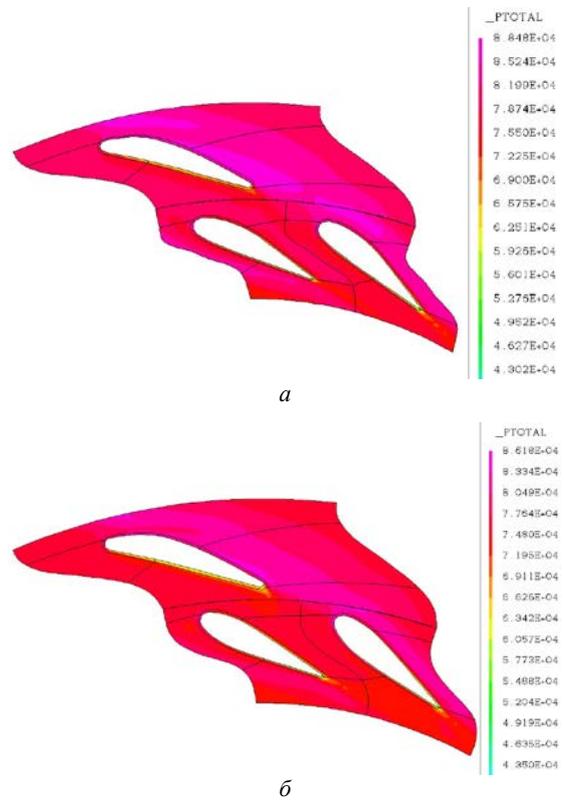


Рис. 5. Ізолінії тиску в області статора та НА:
а – позитивна кривизна; б – симетричний

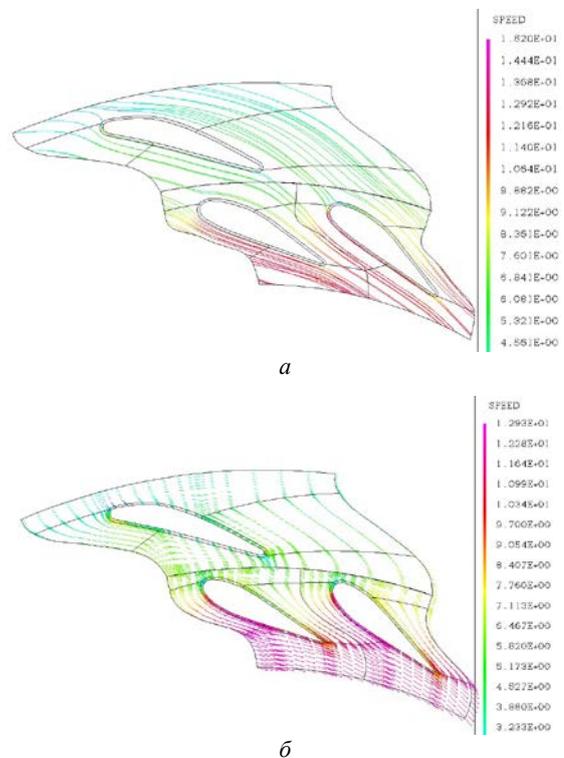


Рис. 6. Поля швидкостей в області статора та НА з профілями:
а – позитивної кривизна; б – симетричний

НА із симетричним профілем в оптимальному режимі має більш рівномірний характер потоку рідини. Водночас, як для першого, так і для другого варіантів профілю лопатки, потік від статора потрапляє на лопатки НА під невеликим кутом, що призведе до збільшення ударних втрат на вході в НА. Для зменшення цих втрат можна збільшити радіус вхідної кромки НА або трохи змістити лопатки вздовж осі. Для зменшення відривних втрат на виході з НА можна використовувати скошену задню кромку.

У табл. 3, 4 зведено дані втрат у підводі при використанні 2D і 3D методів розрахунку для асиметричного та симетричного профіля НА на оптимальному режимі.

Таблиця 3 – Співставлення 2D і 3D методів розрахунку при використанні асиметричного профіля НА

Параметри	2D, %	3D, %
СК	0,445	0,44
Статор	0,31	0,95
НА	3,26	3,02
Загальні втрати в підводі	4,015	4,41

Таблиця 4 – Співставлення 2D і 3D методів розрахунку при використанні симетричного профіля НА

Параметри	2D, %	3D, %
СК	0,408	0,44
Статор	0,28	1,1
НА	2,55	2,53
Загальні втрати в підводі	3,238	4,04

Висновок. Досліджено три варіанти геометрії вхідної частини РО ГТ. Результати обчислювального дослідження підтверджують, що гідравлічний ККД високонапірної РО ГТ значною мірою залежить від втрат у НА, отже, саме цьому елементу слід приділяти найбільшу увагу, його конструкції та узгодженню потоку з іншими елементами ПЧ ГТ.

В результаті дослідження, за допомогою 2D та 3D методів, було визначено значення втрат енергії у СК, статорі та НА, що дозволило проаналізувати характер потоку у вхідній частині ГТ.

Були отримані ізолінії тиску та поля швидкостей в області статора та НА.

Згідно з результатами аналізу, мінімальні втрати енергії спостерігаються при симетричному профілі в області оптимальних режимів роботи, тоді як у профіля НА з позитивною кривизною мінімальні втрати знаходяться в області мінімального відкриття НА. Слід зазначити, що при виборі форми профіля лопатки НА необхідно враховувати діапазон відкриття НА та умови потоку на вході в РК.

Втрати на оптимальному режимі для високонапірної РО ГТ при використанні симетричного профіля НА становлять 1,45 %, для асиметричного профілю – 1,5 %.

Список літератури

1. Lazarevikj M., Markov Z. Automated hydraulic design procedure for a Francis turbine spiral casing. *31st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conf. Series: Earth and*

- Environmental Science. Vol. 1079 (26 June–01 July 2022, Trondheim, Norway). IOP, 2022. P. 012009. doi: 10.1088/1755-1315/1079/1/012009*
2. Wang Z., Yu D., Wang Y., Chen G., Zong X. Volute optimization and CFD analysis of Francis turbine. *Proc. of the Int. Conf. on Mechatronics and Intelligent Control (ICMIC 2024). Vol. 13447. SPIE, 2025. doi: 10.1117/12.3044945*
3. Shrestha K., Bijukchhe P. L., Neopane H. P., Chitrakar S., Thapa B. Design and Performance study of Francis turbine for high head applications. *Journal of Physics: Conference Series. 2024. Vol. 2854. P. 012086. doi: 10.1088/1742-6596/2854/1/012086*
4. Leguizamón S., Avellan F. Open-source implementation and validation of a 3D inverse design method for Francis turbine runners. *Energies. 2020. Vol. 13, issue 8. A. no. 2020. doi: 10.3390/en13082020*
5. Rusanov A., Khorev O., Agibalov Y., Bykov Y., Korotaiev P. Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with splitters in turbine mode. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems. Vol. 188. Cham : Springer, 2020. P. 427–439. doi: 10.1007/978-3-030-66717-7_36*
6. Joy J., Raisee M., Cervantes M. J. Hydraulic Performance of a Francis Turbine with a Variable Draft Tube Guide Vane System to Mitigate Pressure Pulsations. *Energies. 2022. Vol. 15, issue 18. P. 6542. doi: 10.3390/en15186542*
7. Shrestha U., Choi Y. D. A CFD-Based Shape Design Optimization Process of Fixed Flow Passages in a Francis Hydro Turbine. *Processes. 2020. Vol. 8, issue 11. P. 1392. doi: 10.3390/pr8111392*
8. Tiwari G., Kumar J., Prasad V., Patel V. K. Utility of CFD in the design and performance analysis of hydraulic turbines – A review. *Energy Reports. 2020. Vol. 6. P. 2410–2429. doi: 10.1016/j.egy.2020.09.004*
9. Krupa Ye., Demchuk R. Numerical study of flow parameters in the high-head Francis turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units. Kharkiv : NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 44–50. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.06*
10. 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.
11. 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.*
12. ANSYS Help. *Documentation, tutorials, and videos for Ansys products. Mechanical APDL User's Guide Documentation.* URL: <https://ansyshelp.ansys.com/> (дата звернення: 02.10.2025).
13. Shahzer M. A., Nguyen D. A., Kim J. H. A comprehensive investigation of hydraulic performance and internal flow characteristics of Francis turbine model at part load cavitating flow for various turbulence models. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. 2025. Vol. 19, issue. 1. doi: 10.1080/19942060.2025.2538811*

References (transliterated)

1. Lazarevikj M., Markov Z. Automated hydraulic design procedure for a Francis turbine spiral casing. *31st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. Vol. 1079 (26 June–01 July 2022, Trondheim, Norway). IOP Publ., 2022, p. 012009. doi: 10.1088/1755-1315/1079/1/012009*
2. Wang Z., Yu D., Wang Y., Chen G., Zong X. Volute optimization and CFD analysis of Francis turbine. *Proc. of the Int. Conf. on Mechatronics and Intelligent Control (ICMIC 2024). Vol. 13447. SPIE Publ., 2025. doi: 10.1117/12.3044945*
3. Shrestha K., Bijukchhe P. L., Neopane H. P., Chitrakar S., Thapa B. Design and Performance study of Francis turbine for high head applications. *Journal of Physics: Conference Series. 2024, vol. 2854, p. 012086. doi: 10.1088/1742-6596/2854/1/012086*
4. Leguizamón S., Avellan F. Open-source implementation and validation of a 3D inverse design method for Francis turbine runners. *Energies. 2020, vol. 13, issue 8, a. no. 2020. doi: 10.3390/en13082020*

5. Rusanov A., Khorev O., Agibalov Y., Bykov Y., Korotaiev P. Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with splitters in turbine mode. *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems. Vol. 188*. Cham, Springer Publ., 2020, pp. 427–439. doi: 10.1007/978-3-030-66717-7_36
6. Joy J., Raisee M., Cervantes M. J. Hydraulic Performance of a Francis Turbine with a Variable Draft Tube Guide Vane System to Mitigate Pressure Pulsations. *Energies*. 2022, vol. 15, issue 18, p. 6542. doi: 10.3390/en15186542
7. Shrestha U., Choi Y. D. A CFD-Based Shape Design Optimization Process of Fixed Flow Passages in a Francis Hydro Turbine. *Processes*. 2020, vol. 8, issue 11, p. 1392. doi: 10.3390/pr8111392
8. Tiwari G., Kumar J., Prasad V., Patel V. K. Utility of CFD in the design and performance analysis of hydraulic turbines – A review. *Energy Reports*. 2020, vol. 6, pp. 2410–2429. doi: 10.1016/j.egy.2020.09.004
9. Krupa Ye., Demchuk R. Numerical study of flow parameters in the high-head Francis turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 44–50. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.06
10. Drankovs'kyi V. E., Myronov K. A., Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Krupa Ye. S., Kukhtenkov Yu. M. *Matematychna modelyuvannya robochoho protsesu hidromashyn: monohrafiya* [Mathematical modelling of the hydraulic machine workflow]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022. 406 p.
11. Myronov K., Dmytriienko O., Basova Y., Rezvaya K., Vorontsov S. Improving the Energy Performance of a High-Head Francis Turbine. *Int. Conf. on Reliable Systems Engineering, ICoRSE 2023. Vol. 762 (7–8 September 2023, Bucharest, Romania). Lecture Notes in Networks and Systems*. Cham, Springer Publ., 2023, pp. 66–77.
12. *ANSYS Help. Documentation, tutorials, and videos for Ansys products. Mechanical APDL User's Guide Documentation*. Available at: <https://ansyshelp.ansys.com/> (accessed 02.10.2025).
13. Shahzer M. A., Nguyen D. A., Kim J. H. A comprehensive investigation of hydraulic performance and internal flow characteristics of Francis turbine model at part load cavitating flow for various turbulence models. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2025, vol. 19, issue. 1. doi: 10.1080/19942060.2025.2538811

Надійшла (received) 20.12.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Миронов Костянтин Анатолійович (Myronov Kostyantyn) – 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: olha.dmytriienko@khi.edu.ua

Деветьярова Софія Олександрівна (Devetiarova Sofiia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студентка кафедри «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури»; м. Харків, Україна; e-mail: sofiia.devetiariova@mit.khi.edu.ua

Г. А. АВРУНІН, М. А. ПОДРИГАЛО, Н. М. ПОДРИГАЛО, О. М. КАТОРГІН, І. В. БІЛАН, І. І. МОРОЗ

АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОМАШИН В ГІДРОМЕХАНІЧНИХ ТРАНСМІСІЯХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Мета. Розробка рекомендацій щодо використання об'ємних насосів та гідромоторів для гідропередач безступеневої двопотокової гідромеханічних трансмісій колісних та гусеничних мобільних машин. Методика досліджень. Аналіз сучасних конструкцій і технічних параметрів аксіальнопоршневих та радіальних гідромашин з шариками-поршнями на основі накопиченого закордонного та вітчизняного досвіду. Розглянуті дослідження радіальнопоршневої гідропередачі з шариками-поршнями моделі ГОП-900 і перспективи підвищення її технічного рівня, проаналізована робота двопотокової трансмісії залізничного мотовоза в повному діапазоні тягово-швидкісної характеристики. Результати. Українськими фахівцями накопичений достатній теоретичний і експериментальний досвід в проєктуванні гідромеханічних безступеневої передач як перспективний щодо поширеного розповсюдження таких передач в мобільних машинах. Визначено, що аксіальнопоршневі гідромашини дають можливість створювати гідромеханічні трансмісії потужністю до 350 кВт, а радіальнопоршневі з шариками-поршнями потужністю більше 500 кВт. Ці передачі мають також гарні компоновальні моноблокові можливості, що суттєво впливає на масово-габаритні показники гідромеханічних трансмісій. Приведені залежності для визначення витоків робочої рідини в зазорі робочої пари шарик-поршень в циліндрі та витрат на місцеве охолодження пар тертя. Матеріали статті щодо аналізу технічних характеристик гідромашин та гідропроводів можуть бути корисними для фахівців народного господарства, які займаються проєктуванням гідропроводів, нових насосів та гідромоторів, а також для студентів-магістрів, які вивчають дисципліну «Проєктування та виробування гідропроводів» за спеціальністю «Галузеве машинобудування».

Ключові слова: двопотокова трансмісія, об'ємний гідропровід, насос, гідромотор, потужність, тиск, поршневі групи аксіально- та радіального типів.

G. AVRUNIN, M. PODRIGALO, N. PODRYHALO, O. KATORGIN, I. BILAN, I. MOROZ

ANALYSIS OF THE APPLICATION OF VOLUME HYDRAULIC MACHINES IN HYDRAULIC MECHANICAL TRANSMISSIONS OF VEHICLES

Purpose. Development of recommendations for the use of positive displacement pumps and hydraulic motors for hydraulic transmissions in stepless two-stream hydromechanical transmissions of wheeled and tracked mobile machines. Research methodology. Analysis of modern designs and technical parameters of axial-piston and radial hydraulic machines with ball-pistons based on accumulated foreign and domestic experience. Studies of the radial-piston hydraulic transmission with ball-pistons of the GOP-900 model and the prospects for increasing its technical level are considered, the operation of the two-stream transmission of a railway motor locomotive in the full range of traction and speed characteristics is analyzed. Results. Ukrainian specialists have accumulated sufficient theoretical and experimental experience in the design of hydromechanical stepless transmissions as promising for the widespread distribution of such transmissions in mobile machines. It was determined that axial-piston hydraulic machines make it possible to create hydromechanical transmissions with a capacity of up to 350 kW, and radial-piston with ball-pistons with a capacity of more than 500 kW. These transmissions also have good monoblock layout capabilities, which significantly affects the mass and dimensions of hydromechanical transmissions. Dependencies are given for determining the leakage of the working fluid in the gap of the ball-piston working pair in the cylinder and the costs of local cooling of friction pairs. The materials of the article on the analysis of the technical characteristics of hydraulic machines and hydraulic fluid power can be useful for specialists in the national economy who are engaged in the design of hydraulic drives, new pumps and hydraulic motors, as well as for master's students who study the discipline "Design and testing of hydraulic fluid power" in the specialty "Industrial mechanical engineering".

Keywords: two-stream transmission, hydraulic fluid power, pump, hydraulic motor, power, pressure, piston groups of axial and radial types.

Вступ. В трансмісіях мобільних машин, зокрема тракторів, будівельно-дорожніх і спеціальних, мають розповсюдження гідромеханічні трансмісії, в яких потужність передається за допомогою гідродинамічних передач або об'ємних гідропроводів. Перші мають назву трансмісій з комплексними гідротрансформаторами передачі крутного моменту з використанням кінетичної енергії робочої рідини (РР), а другі об'ємно-гідромеханічного безступінчастого двопотокового типу (ГОМТ) з використанням енергії тиску робочої рідини.

Першою вітчизняною безступеневою ГОМТ з об'ємним гідропроводом (ГОП) з'явилась розробка для залізничного мотовоза МТ-1 фірми «Крокус». Успішні випробування дослідного зразка цієї трансмісії стали основою для створення вченими харківського національного технічного університету НТУ «ХПІ» двопотокової трансмісії для колісних тракторів харківського виробництва заводом ХТЗ. Харківським інститутом НДІГідропровід була створена гідропередача ГОП-900, де вперше в вітчизняній

практиці були застосовані радіальнопоршневі гідромашини з шариками-поршнями, що дало можливість отримати ГОМТ потужністю до 900 кВт.

Незалежно від типу транспортного засобу – колісного або гусеничного, ГОМТ складається з двох контурів передачі потужності провідним маточинам від ДВЗ: механічної гілки з планетарними редуктором або коробкою передач та паралельної ГОП: «насос-гідромотор». Відмінністю для трансмісій гусеничних машин є застосування бортових ГОМТ, що дає можливість здійснювати повороти за рахунок розбіжностей швидкостей ведучих зірочок. Структурна схема ГОМТ колісного транспортного засобу (рис. 1 [1]) має ДВЗ, вихідний вал 2 якого передає постійно потужність на планетарний редуктор 3 і далі на ведучий міст. Шестерня 4 постійно з'єднана з валом 2 і приводить в обертання насос 5 гідропередачі. Гідромотор приводить в обертання епіциклічну шестерню 6 планетарного редуктора 3. Завдяки регулюванню робочих об'ємів насоса або гідромотора, або обох гідромашин одночасно,

епіциклічна шестерня може обертатися з різною частотою і напрямком, що змінює вихідні параметри планетарного редуктора і швидкість ведучого моста. Застосування регуляторів гідромашин з безступеневою зміною робочого об'єму забезпечує також безступеневу зміну частоти обертання ведучого моста.

Слід відзначити, що одною з суттєвих переваг ГОМТ є те, що вони не потребують додаткового ходозменшувача в порівнянні з гідродинамічними передачами, які не забезпечують швидкість транспортного засобу близько 2 км/год, тобто на режимі зрушування.

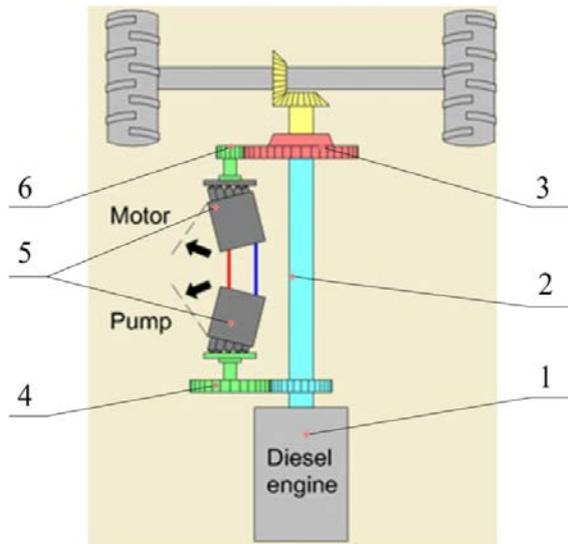


Рис. 1. Структурна схема двопотокової гідромеханічної трансмісії (ГОМТ)

Мета статті. Аналіз технічних рішень в частині застосування об'ємних гідромашин в безступневих двопотокових гідромеханічних трансмісіях колісних та гусеничних мобільних машин для створення вітчизняних трансмісій високого технічного рівня.

Аналітичний огляд літератури. Шлях створення гідромеханічних трансмісій компанією General Dynamics Land Systems (GDLS) розглянутий в роботі [2]. Перша трансмісія HMPT-500-3 була призначена для двигунів потужністю до 447 кВт (600 к.с.). Опис та випробування цієї трансмісії розглянуті в роботі [3]. Використовуючи аналогічну технологію, компанія General Dynamics Defense Systems (GDSS) розробила автоматичну коробку передач HMPT-1000, як альтернативу самохідним артилерійським та іншим броньованим машинам середнього розміру. Для випробувань на шасі важкого танка M103 було встановлено силову установку, що складалася з дизельного двигуна Mack E9, автоматичної коробки передач HMPT-1000 та нової системи охолодження, що дало повну масу машини в 45 т.

Трансмісія HMPT-1250-EC є удосконаленням раніше побудованої та випробуваної HMPT-1000 і дозволила значно зменшити масу та розміри в порівнянні зі звичайними трансмісіями масою від 55 т до 64 т та потужністю від 1000 к.с. до 1250 к.с.

Трансмісія має поперечне розташування. Випробувальний стенд Ctusader вперше запрацював у середині 1999 р. Усі трансмісії використовують вдосконалений цифровий електронний контролер, який автоматично регулює передавальний коефіцієнт для роботи з найефективнішою швидкістю ДВЗ залежно від положення дросельної заслінки та навантаження. Трансмісії легко адаптуються до різних параметрів ДВЗ шляхом внесення простих змін у програмне забезпечення. Обрана для програми Ctusader на початку 1995 р. трансмісія масою 1270 кг розвиває максимальний крутний момент в 44100 Н·м, має номінальну частоту обертання в 3200 хв⁻¹ і вихідну потужність в 1200 к.с.

Розглянемо сучасні наукові дослідження в галузі ГОМТ закордонних і вітчизняних вчених. Так, перехідні процеси в трансмісії розглянуті в статті [4]. Стаття [5] присвячена інтегрованому керуванню гідромеханічними трансмісіями, зокрема вирішується задача перемикання діапазонів планетарної коробки передач без коливань швидкості транспортного засобу. ГОМТ має насос з регульованим робочим об'ємом і гідромотор з постійним робочим об'ємом. Модель контролера керування побудована в пакеті Matlab Simulink і передбачає ефективну реакцію подачі палива до ДВЗ при переключенні діапазонів коробки передач. Розподіли контактного тиску при варіюванні жорсткості поверхневих шарів-поршнів у спряженні «поршень-бігова доріжка» гідропередачі ГОП-900 отримані в роботі [6], спроби створити базові підходи до аналізу зв'язаних фізико-механічних процесів і станів у елементах радіальнопоршневих гідропередач розглянуті в роботі [7]. Вібраційна діагностична модель радіальнопоршневих гідропередач з шариками-поршнями, зокрема вітчизняної ГОП-900 та фірми «Martin-Marietta» (США), розглянута в роботі [8].

Цикл науково-дослідницьких робіт, присвячений тенденціям розвитку, особливостям розподілу потоків потужності та розрахунку параметрів ГОМТ, визначення витоків РР в парі «шарик-циліндр» гідропередачі ГОП-900, експериментальні дослідження аксіальнопоршневої гідропередачі для ГОМТ колісного трактора ХТЗ, виконаний під керівництвом д.т.н. В. Б. Самородова [9–20]. Оптимальний закон регулювання гідромашин об'ємної гідропередачі в процесі розгону колісних тракторів з ГОМТ розглянутий в роботі [21].

Основна частина. В табл. 1 приведені технічні характеристики деяких ГОМТ для колісних та гусеничних транспортних засобів. Компанія Sauer-Danfoss (поз. 1–4) пропонує застосування ГОМТ на телескопічних і фронтальних навантажувачах, тракторах та машинах для лісового господарства [1]. Робочі об'єми аксіальнопоршневих гідромашин від 120 см³ до 360 см³ з кутом нахилу блоку циліндрів в 45° і на максимальний тиск в 55 МПа. На рис. 2 приведені моноблокові аксіальнопоршневі гідропередачі та їх основні робочі вузли, на рис. 3 – конструктивні схеми гідромашин з нахилом блоку циліндрів в 32° та 45°. Підвищення кута нахилу до 45° сприяє зменшенню габаритів та маси гідромашин.

Таблиця 1 – Технічні характеристики гідромашин для ГОМТ

Робочі об'єми Н/М см ³ ; тиск, МПа	Тип транспортного засобу	Тягове зусилля, кН	Потужність ДВЗ, кВт	Швидкість, км/год
1. 120/120; 55 МПа	Тракт. і навант. 14 т	120	105–160	60/23
2. 160/160; 55 МПа	Тракт. і навант. 18 т	140	120–150	60/23
3. 233/233; 55 МПа	Тракт. і навант. 23 т	190	175–215	60/23
4. 360/360; 55 МПа	Тракт. і навант. 31 т	250	210–260	60/23
5. 160/160 Sauer	John Deere 8345R	–	254	50/50
6. 360/360 Sauer	Fendt Vario 936	–	280	60
7. 112/112; 48 МПа	Трактор ХТЗ-242К	60	176	40/40
8. 360/355; 40 МПа	Залізничний мотовоз	65	330	100
9. 330/330; 32 МПа*	НМРТ-500-3	–	500	–
10. 492/492	НМРТ-1250 (БМП)	–	933	–
11. 680/680; 32 МПа	ГОП-900	–	1200	70

Примітка: 1*) розрахункові значення; 2) швидкість над рисою – передній хід, під рисою – задній хід

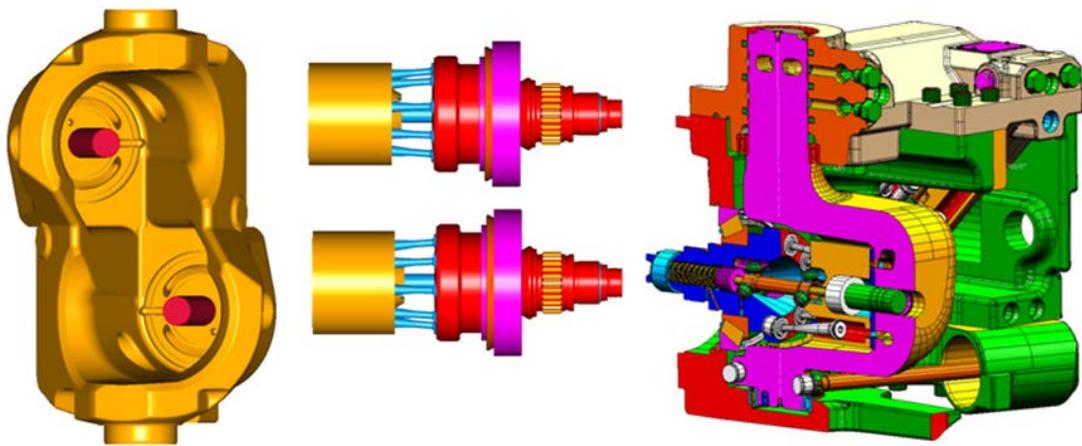


Рис. 2. Моноблокові аксіальнопоршневі гідропередачі Sauer-Danfoss

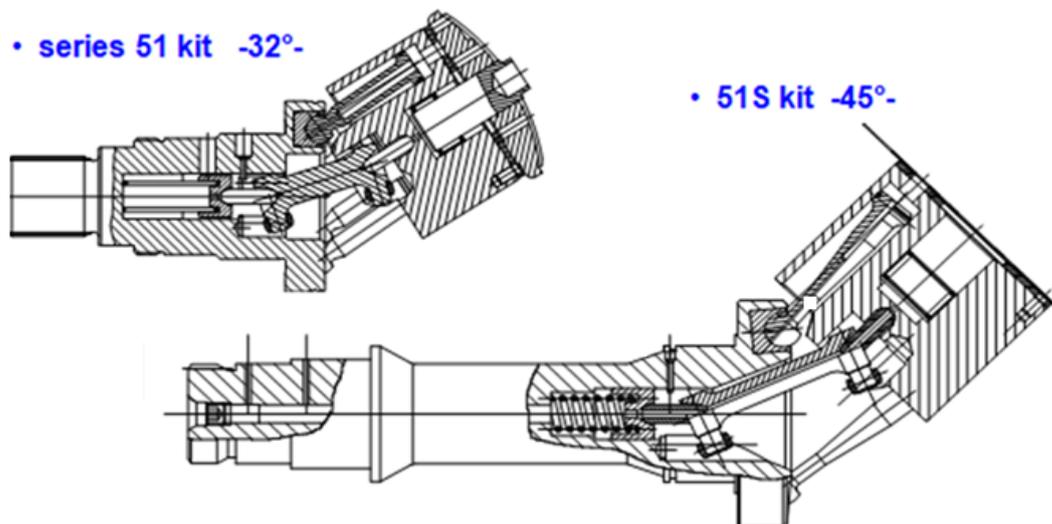


Рис. 3. Аксіальнопоршневі гідромашини Sauer-Danfoss з похилим блоком циліндрів для гідромеханічних трансмісій тракторів і навантажувачів

Топографічна характеристика загального ККД (ліній рівних значень ККД) аксіальнопоршневих гідромашин S160-45° в координатах «перепад тисків-частота обертання» при максимальному робочому об'ємі і коефіцієнті кінематичної в'язкості PP в 11 сСт (мм²/с) приведена на рис. 4. Максимальне значення

ККД в 0,96 має місце при перепаді тисків до 150 Бар (15 МПа) і частоті обертання до 700 хв⁻¹. Зона також високих значень ККД в 0,95 поширена для перепадів тисків в 270 Бар і частоті обертання до 1500 хв⁻¹. Найбільша зона роботи з ККД в 0,94 при перепаді тисків в 400 Бар і частоті обертання від 1000 хв⁻¹ до

2000 хв⁻¹, тобто ця зона демонструє дійсно високу ефективність роботи гідромашин компанії «Sauer-Danfoss».

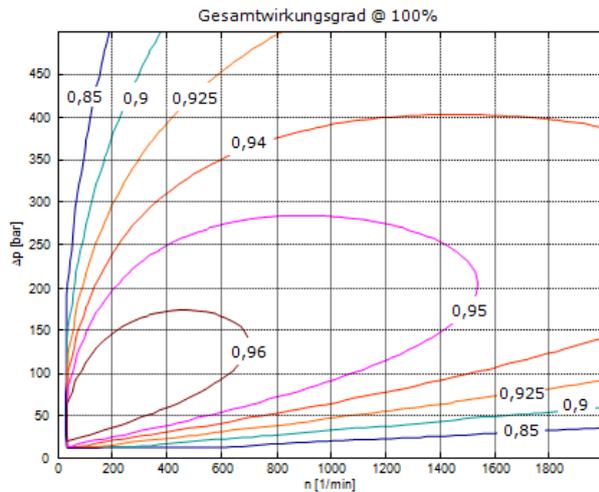


Рис. 4. Загальний ККД гідромотрів S160-45° Sauer-Danfoss залежно від перепаду тисків і частоти обертання

Трансмсії поз. 5–7 відносяться до колісних тракторів різної потужності з аксіальнопоршневими гідромашинами. Слід відмітити, що харківські трактори ХТЗ оснащені вітчизняними гідромашинами «Гідросила».

Залізничний мотовоз «Крокус» (поз. 8) оснащений ГОМТ з аксіальнопоршневими гідромашинами компанії «Rexroth Bosch Group»: двома регульованими насосами з робочим об'ємом по 180 см³ і гідромотором з похилим блоком циліндром і постійним робочим об'ємом 355 см³. При швидкості мотовоза до 14 км/год вихідний вал ГОМТ приводить в обертання тільки гідромотор ОГП, забезпечуючи максимальні тягові характеристики. При збільшенні швидкості від 14 км/год до 100 км/год робота ОГП і планетарної коробки передач ПКП підсумовуються (ПКП+ОГП). При швидкості мотовоза до 56 км/год достатньою є частота обертання ДВЗ в 1400 хв⁻¹, при більш високій швидкості до максимальній в 100 км/год частота обертання ДВЗ досягає 2100 хв⁻¹. На рис. 5 представлені розрахункові характеристики ГОМТ мотовоза залежно від його швидкості. Максимальне тягове зусилля розвивається на першому діапазоні при роботі тільки ОГП і швидкість мотовоза може підтримуватися в діапазоні від 0,3 км/год до 10 км/год при постійному тяговому зусиллі, і далі починається плавне зниження цього зусилля. Пусковому режиму роботи відповідає максимальний тиск в ОГП до 35 МПа, який при максимальній швидкості мотовоза знижується до 5 МПа. ККД трансмісії з мінімального значення в 72 % на режимі зрушування підвищується до 92 % на транспортному режимі мотовоза. При цьому ККД на перехідному режимі з другого на третій діапазон знижується з 92 до 85 %.

ГОМТ поз. 9–11 оснащені радіальнопоршневими гідромашинами з шариками-поршнями. Наприклад, у бойовій машині піхоти БМП «Бредлі» (Bradly)

установлена трансмісія НМРТ-500-3, в якій ОГП використовується як у додатковому, так і в повному потоках потужності.

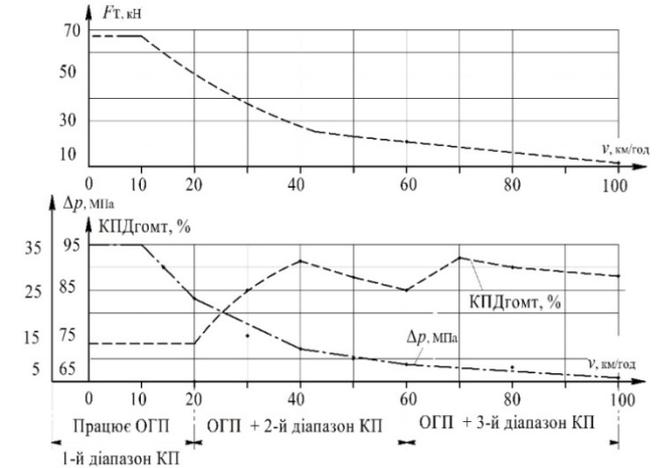


Рис. 5. Зміна тягового зусилля F_T мотовоза МТ-1 «Крокус», ККД_{ГОМТ} і перепаду тисків Δp на гідромоторі залежно від швидкості руху мотовоза

Технологія виготовлення шарикопоршневих ОГП і на їх базі гідромеханічних трансмісій у кількості 10000 шт. пройшла апробацію в 1993 р. [22]. Гідромеханічна безступенева трансмісія НМРТ-500-3 є одним з успішних прикладів створення трансмісій шляхом реалізації паралельних потоків гідравлічної та механічної потужностей. Згідно з наведеною в роботі [3] інформацією насос і гідромотор мають по 9 шариків-поршнів діаметром 50,8 мм (два з половиною дюйма), а насос підживлення має робочий об'єм 3,6 кубічних дюйма ($3,6 \cdot 16,387 = 59 \text{ см}^3$). Для знаходження робочого об'єму радіальнопоршневої гідромашини з шариками-поршнями використовуємо формулу:

$$V_p = 10^{-3} \cdot S_p \cdot h \cdot z = 10^{-3} \cdot S_p \cdot 2e \cdot z, \text{ см}^3, \quad (1)$$

де S_p – площа шарика-поршня, мм²;

$D_{ш}$ і z – діаметр шарика-поршня [мм] і їх кількість, відповідно;

$h = 2 \cdot e$ – хід поршня [мм], рівний подвоєному ексцентриситету e між осями блоку циліндрів і опорного кільця (статора) гідромашини, причому значення ходу поршня обмежене співвідношенням:

$$h \leq 0,365 \cdot D_{ш}, \text{ мм}. \quad (2)$$

Після підстановки чисельних значень отримаємо максимально можливий робочий об'єм гідромашини (насоса або гідромотора):

$$V_p = 10^{-3} \cdot \frac{\pi \cdot 50,8^2}{4} \cdot 0,365 \cdot 50,8 \cdot 9 = 338,1 \text{ см}^3, \quad (3)$$

округлене до 330 см³, значення якого внесено в табл. 1.

Знайдемо максимальний тиск в гідропроводі, виходячи з того, що вся його потужність йде від ДВЗ в 500 кВт при його частоті обертання в 3100 хв⁻¹:

$$p = \frac{60 \cdot P_{\text{двз}}}{Q_n} = \frac{60 \cdot P_{\text{двз}}}{10^{-3} \cdot V_p \cdot n_n} = \frac{60 \cdot 500}{10^{-3} \cdot 330 \cdot 3100} = 29,32 \text{ МПа}, \quad (4)$$

де $P_{\text{двз}} = 500 \text{ кВт}$ – вихідна потужність ДВЗ;

$n_n = 3100 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання вала насоса ГОП.

На рис. 6, а приведена гідропередача моделі ГОП-900 [18–20; 23; 24], яка створена інститутом НДІ Гідропривод і має насос і гідромотор радіальнопоршневого ексцентрикового типу, в яких шарики-поршни 3 розміщені в циліндрових блоках насоса 1 і гідромотора 2. Шарики-поршни 3 обертаються сумісно з блоками циліндрів і спираються на обойми 4 насоса і 5 гідромотора. Насосна обойма 4 виконана з можливістю зміни ексцентриситету відносно блоку циліндрів 1, що забезпечує регулювання робочого об'єму. Блок розподільних цапф 7 для течії РР розташований в корпусі 6. Передача крутного моменту на блок циліндрів насоса 1 здійснюється вхідним валом 8, а з блоку циліндрів гідромотора 2 до зовнішнього споживача через вихідний вал 9. Обойма 4 відхиляється відносно пальця 10 за допомогою гідравлічних штовхачів 11 при підведенні тиску керування p_k .

Гідропередача ГОП-900 відноситься до суцільного (моноблокового) виконання, що складається з гідромашин, конструктивно оформлених в одне ціле. Максимальний робочий об'єм кожної гідромашини 680 см^3 , частота обертання гідромотора до 3100 хв^{-1} , тиск до 32 МПа, вихідна потужність до 700 кВт; максимальна температура РР до $130 \text{ }^\circ\text{C}$, маса гідропередачі 260 кг.

Гідромотор гідропередачі розвиває максимальний крутний момент:

$$M_m = 0,159 \cdot V_m \cdot \Delta p \cdot \eta_{\text{гм}} = 0,159 \cdot 680 \cdot 30 \cdot 0,92 = 2984,1 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (5)$$

де $V_m = 680 \text{ см}^3$ – робочий об'єм гідромотора;
 $\Delta p = 30 \text{ МПа}$ – перепад тисків;

$\eta_{\text{гм}} = 0,92$ – гідромеханічний ККД гідромотора.

Вихідна потужність гідромотора при його номінальній частоті обертання досягає:

$$P_m = \frac{M_m \cdot n_m}{9550} = \frac{2984,1 \cdot 2400}{9550} = 749,93 \text{ кВт}, \quad (6)$$

де $n_m = 2400 \text{ хв}^{-1}$ – номінальна частота обертання вала гідромотора.

З урахуванням ККД гідропередачі вхідна (споживана) потужність ГОП-900 досягає більше 900 кВт.

За результатами випробувань гідропередачі ГОП-900 і на спеціальному макеті пари «шарик-циліндр», і подальшої обробки отриманих значень витоків РР через радіальний кільцевий зазор між шариком-поршнем і отвором в циліндрі (рис. 6, б) отримана емпірична формула по аналогії з формулою Гагена-Пуазейля:

$$Q_{\text{вит,ш-ц}} = 0,06 \frac{2,5 \pi \cdot D_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}}^3}{12 \rho \cdot \nu \cdot L_{\text{ц}}} \Delta p, \text{ л/хв}, \quad (7)$$

де $D_{\text{ш}}$ – діаметр шарика-поршня, мм;

$L_{\text{ц}} = 1,4 \text{ мм}$ – умовна довжина щілини у напрямі витоків;

$h_{\text{ш}}$ – радіальний зазор між шариком-поршнем і отвором (напіврізниця їх діаметрів), мкм;

Δp – перепад тисків, МПа;

ρ – щільність РР, кг/м^3 ;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР, $\text{мм}^2/\text{с}$.

Спроба отримання аналітичного розрахунку витоків РР між шариком-поршнем і циліндром приведена в роботі [15].

Слід зазначити на необхідність розробки засобів щодо зменшення температурної деформації шариків-поршнів, так як циліндрові отвори товстостінних блоків циліндрів практично не дають розширення. При функціонуванні гідромашини під зовнішнім навантаженням зазвичай достатньо витоків РР через зазор. В той же час є режими роботи з малими витоків РР і завдяки тому не пропорційними змінами температурно-деформованих шариків-поршнів і отворів в блоках циліндрів.

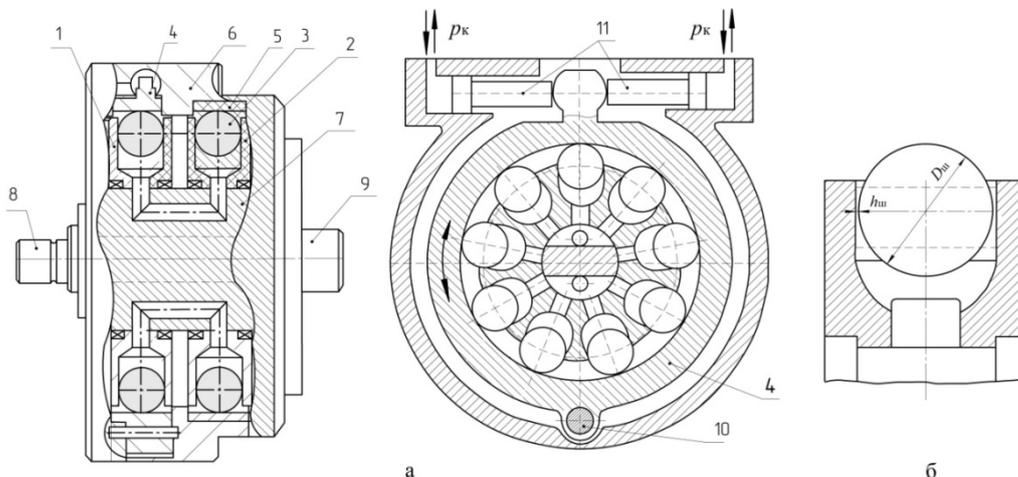


Рис. 6. Радіальнопоршнева гідропередача ГОП-900 з шариками-поршнями

Наприклад, такий режим має місце в режимі нульового ексцентриситету насоса, коли тиск приймає мінімальне значення, при якому витоки РР в зазорі практично відсутні. Зростання температурних деформацій шариків-поршнів може привести до ризику суттєвого зменшення радіального зазору між контртілами та задирам. Тому треба вживати конструктивні заходи для запобігання температурної деформації. Наприклад, проблеми подолання температурної деформації за рахунок тонких стінок в контртілах аксіальнопоршневих гідромашин «Innas» ефективно вирішує цю проблему і дає можливість суттєво зменшувати радіальні зазори і підвищити об'ємний ККД гідромашин [25].

За результатами експериментальних досліджень та стендових випробувань гідропередачі ГОП-900 отримані:

- універсальна (топографічна) характеристика гідропередачі як основного довідника для проєктанта ГОМТ;
- значення витрат РР для місцевого охолодження пар тертя гідромашин, що запобігають термічним деформаціям;
- значення втрат потужності залежно від в'язкості РР;
- втрати потужності при нульовому ексцентриситеті насоса для оцінки максимального КПД ГОМТ;
- розрахункову формулу для витоків РР по зазорах шариків-поршнів з циліндрами.

Вибір ОГП для заданих умов експлуатації, аналіз роботи гідрофікованої машини і визначення ефективності її при експлуатації проводиться за зовнішніми характеристиками, що найбільш повно відображає технічний рівень гідромотора. Зовнішньою характеристикою гідромотора є залежність крутного моменту від частоти обертання при постійних значеннях подачі, перепаду тисків і коефіцієнта кінематичної в'язкості РР. При визначенні зовнішніх характеристик під час стендових випробувань знаходять залежність ККД гідромотора від частоти обертання і крутного моменту (перепаду тисків). На рис. 7 наведена топографічна характеристика гідромотора радіальнопоршневого типу з шариками-поршнями, що входить до складу ОГП ГОП-900, на якій наведені значення крутного моменту гідромотора від частоти обертання при постійних значеннях перепаду тисків і загального ККД гідропередачі в діапазоні експлуатаційних температур 90–110 °С.

Зниження крутного моменту гідромотора залежно від частоти обертання обумовлено зростанням механічних втрат у зоні низьких частот (мінімальне значення крутного моменту спостерігається в режимі зрушування) і зростанням гідравлічних втрат на подолання місцевих опорів при течії РР у поршневих каналах і розподільному вузлі. Максимальний загальний ККД гідропередачі досягає 80 % при перепаді тисків 13,5 МПа і частоті обертання 1900–2200 хв⁻¹, при малих навантаженнях (перепадах тисків 5 МПа і 8 МПа) ККД знижується до значення менше 70 %, що обумовлено тим, що втрати

потужності не суттєво залежать від тиску і тому співвідношення «втрат потужності до вихідної потужності» зростає.

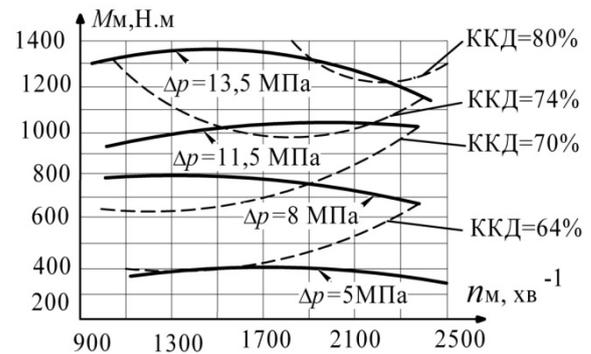


Рис. 7. Універсальна характеристика гідропередачі ГОП-900 за результатами стендових випробувань

Створення гідропередачі ГОП-900 сталося можливим тільки тому, що, по-перше, для забезпечення зазорів в поршневій парі шарик-циліндр були застосовані координатно-шліфувальні верстати нового покоління з можливостями високоточної обробки, а по-друге, вдалося розробити технологію зміцнення внутрішніх поверхонь циліндрів. Така зміцнена поверхонь забезпечила якісні трибологічні характеристики поршневих пар. Існує також проблема з вибором матеріалу шарика-поршня, точністю виготовлення його поверхні, контактними навантаженнями і масою. Щодо матеріалу, то безумовно найбільш привабливими були б матеріали з малою питомою вагою, нижчою ніж традиційні сталеві. Зменшена маса шариків-поршнів дає переваги щодо динамічних навантажень та збільшення частот обертання. З іншого боку шарик-поршень повинен витримувати високі контакти навантаження.

У радіальнопоршневих гідропередачах ГОП-900 шар виконує функцію поршня і здійснює обертальний рух по біговій доріжці аналогічно роботі в режимі радіального шарикового підшипника кочення і ковзає по бічній стінці циліндра. При цьому на шарик діють навантаження:

- швидкісне, обумовлене частотою обертання до 15500 хв⁻¹;
- контактні навантаження на поверхні шарика, які досягають 2400 МПа;
- швидкість ковзання по стінці циліндра до 52 м/с;
- робоча температура поверхні шарика до 280 °С обумовлена високим статичним навантаженням, частотою обертання та ковзанням по циліндру в умовах, коли температура РР в гідропередачі досягає 130 °С.

Статичне навантаження від тиску РР на шарик складає близько 100 кН (при тиску 32 МПа), що еквівалентно граничному навантаженню на шарик при випробуваннях на стиск згідно з ГОСТ 3722 (при цьому допускається лінійна деформація до 3 мкм).

У зв'язку з відсутністю в Україні виробництва шариків діаметром 63,5 мм у першому зразку гідропередачі ГОП-900 використовувалися шарики

фірми «PBG» (Англія) зі ступенем точності 40. При випробуваннях гідропередачі було виявлено підвищене зношування та тріщини на поверхні шариків. В результаті аналізу було виявлено, що шарики мають знижену до 58–59 HRC твердість у поверхневій зоні (для виміру твердості вишліфовувалися дві лиски глибиною 1,5 мм). Твердість помітно знижувалася в міру наближення до центру лиски від 60 HRC до 58 HRC, що свідчить про різкий градієнт зміни твердості в міру віддалення від поверхні шарика. Для вивчення мікроструктури вирізалися секторні зразки електроіскровим методом. Судячи з результатів мікродосліджень, знижена твердість пояснюється появою немартенситних продуктів розпаду переохолодженого аустеніту в процесі загартування. Кількість немартенситних структур різко збільшувалася в міру віддалення від поверхні шарика. При цьому структури перлітного типу з'являлися навіть на поверхні, що пояснює знижену твердість поверхового шару. Подібна різномірна структура, маючи різні міцнісні характеристики та деформуючись нерівномірно веде до створення мікротріщин у процесі експлуатації шарика. При прийнятих режимах загартування в олив'ї сталей типу ШХ-15 описаний ефект пов'язаний з недостатньою прожарюваністю сталі саме даної маси заготівлі шарика. Таким чином, нагрівання сталі під загартування вироблено до температур вище оптимальних, що викликало повне розчинення карбідів хрому та зростання аустенітного зерна. У той же час охолодження шариків при загартуванні виконано з недостатньою швидкістю, що призвело до наявності включень перліту не тільки в центральній частині шарика, а й у поверхневому шарі. Наявність перерахованих вище недоліків різко знизило працездатність шариків-поршнів, причому в обох отриманих від фірми партіях з інтервалом у кілька місяців. За довідковими даними сталь ШХ-15 використовується зазвичай для виготовлення шариків та роликів діаметром до 25 мм. Для деталей підшипників підвищених габаритів застосовуються леговані сталі марки ШХ-15СГ. Тому у зв'язку з отриманими негативними результатами було прийнято рішення про виробництво шариків діаметром 63,5 мм зі сталі ШХ-15СГ на харківському підприємстві «ХАРП». Стендові випробування гідропередач ГОП-900 із шариками-поршнями зі сталі ШХ-15СГ дали позитивні результати. У той же час недостатня теплостійкість шариків виявила тенденцію до мимовільного нерегламентованого зростання діаметра, що змушувало для забезпечення працездатності гідропередачі мати підвищений гарантований зазор в поршневих групах, щоб уникнути заклинювання шариків-поршнів у циліндрах, що підвищувало витоки РР і зниження ККД гідропередачі.

З метою отримання стабільної якості шариків при їх виготовленні необхідне дотримання таких вимог:

1. Використання сталей електрошлакового або вакуум-дугового переплаву.
2. Вхідний контроль прокату згідно з ГОСТ 801,

у тому числі ультразвуковий контроль.

3. При виготовленні шариків методом гарячого штампування необхідно контролювати:

- якість відпалу (вибірково);
 - на перегрів стали при штампуванні та наявність нафталіністого зламу (вибірково);
 - значення обезуглероженого шару (вибірково).
4. Контроль за твердістю шариків (100%).
 5. Контроль за припалами на поверхні шариків (100%).
 6. Магнітний чи магнітно-люмінесцентний контроль (100 %).
 7. Стабілізуюча відпустка шариків.
 8. Поплавкове виготовлення партій шариків.

Аналіз результатів стендових випробувань гідропередач та інформаційний пошук у цьому напрямку вказав на можливість підвищення надійності роботи поршневих груп за рахунок використання шариків-поршнів з наступних матеріалів: сталі марки Р5М5Ф3-ПМ-а (ГОСТ 28393, пруток кований з порошкової швидкорізальної сталі для гарячої обробки тиском); керамічних матеріалів (нітрид кремнію, карбід кремнію, карбід Бору). Шарики з кераміки мають ряд переваг перед сталевими, у тому числі із швидкорізальної сталі:

- більш ніж у 2 рази (для карбіду Бору у 4 рази) великим значенням модуля пружності, що знижує ступінь ризику пластичної деформації шарика або дозволяє підвищити тиск у гідропередачі;

- більш ніж у 2 рази (для карбіду Бора у 3 рази) меншим значенням щільності, що дозволяє знизити динамічні навантаження на шарик під час роботи на підвищених частотах обертання;

- більш ніж у 6 разів (для нітриду кремнію в 4 рази) меншим значенням коефіцієнта термічного розширення, що знижує ступінь ризику заклинювання шарика в циліндрі при пуску гідропередачі та дозволяє працювати без попереднього прогріву, а також дозволяє зменшити зазор у парі поршень-циліндр, сприяючи підвищенню ККД гідропередачі та зменшенню настановної потужності насоса підживлення;

- висока твердість поверхні дозволяє знизити знос контртіл у поршневій парі (поряд із застосуванням високоякісної за трибологічними характеристиками РР).

Технологія щодо виготовлення шариків-поршнів з нанесенням на них іонно-плазмового покриття наведена в роботах [23; 24].

Експериментальним шляхом знайдено значення витрати прокачування РР через корпус гідромотора гідропередачі ГОП-900:

$$Q_{\text{пр}} = k_{\text{пр}} \cdot \Delta P = 0,6 \cdot \Delta P, \text{ л/хв} \quad (8)$$

де ΔP – втрати потужності в гідромоторі, кВт;
 $k_{\text{пр}} = 0,6$ – коефіцієнт прокачування, визначений як відношення витрати прокачування РР, що доводиться на одиницю втрати потужності, л/(хв·кВт).

Слід відмітити, що знайдене значення коефіцієнта прокачування знаходиться в діапазоні рекомендованих значень $k_{\text{пр}} = 0,23-1,13$ л/(хв·кВт) для ДВЗ.

Значення рекомендованого коефіцієнта прокачування є орієнтованим і у ряді випадків завищеним, оскільки для конкретного гідромотора і умов його експлуатації можуть бути достатніми і менші значення. Слід зазначити, що мінімізація коефіцієнта прокачування вимагає проведення великого об'єму дослідницьких робіт і пов'язана з ризиком виходу з ладу гідромашин.

На рис. 8 приведені залежності перепаду тисків холостого ходу гідромотора гідропередачі ГОП-900 залежно від частоти обертання і температури РР. На робочій частоті обертання в 2200 хв^{-1} перепад тисків зростає з 1,2 МПа до 1,7 МПа, що достатню суттєво впливає на втрати потужності в гідропередачі.

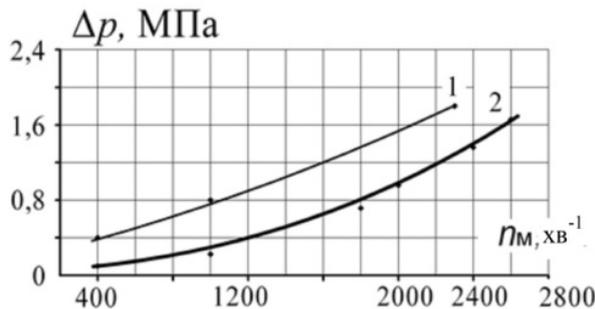


Рис. 8. Зміна перепаду тисків холостого ходу гідромотора гідропередачі ГОП-900 залежно від частоти обертання і температури РР (олива трансмісійна ТАД-17і):
1 – 52–63 °С (120–100 сСт); 2 – 103–117 °С (17–10 сСт)

На рис. 9 приведена залежність перепадів тисків і температур від частоти обертання гідромотора гідропередачі ГОП-900. До частоти в 1500 хв^{-1} ці залежності практично співпадають, тобто перепади зростають з однаковою інтенсивністю, а при підвищенні частоти обертання гідромотора має місце більшого зростання перепаду температур, який при робочій частоті обертання в 2400 хв^{-1} зростає до 14 °С.

Важливе значення має оцінка втрати потужності

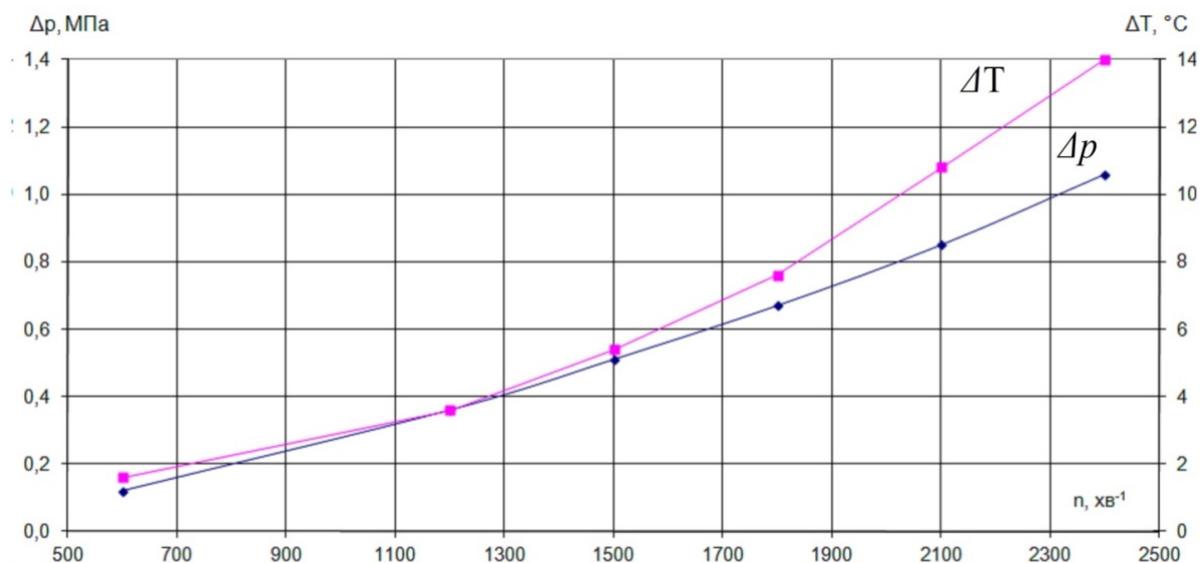


Рис. 9. Залежність перепадів тисків і температур від частоти обертання гідромотора гідропередачі ГОП-900

при нульовій подачі насоса. Так, наприклад, при роботі гідромеханічної трансмісії використання ГОП доцільно тільки на режимах зрушування і безступінчастого розгону транспортного засобу, на режимах руху з постійною швидкістю підвищення ККД трансмісії може бути досягнуто при передачі потужності тільки механічним шляхом. Для цього регулятор подачі насоса автоматично встановлюється в положення нульового ексцентриситету, при якому зупиняється гідромотор, поршні-шариків насоса не здійснюють зворотно-поступального руху, а обертаються по біговій доріжці реактивного кільця, перебуваючи у своїх циліндрах як в сепараторі шарикового підшипника. При нульовому значенні ексцентриситету втрати становлять: при частоті обертання вхідного валу 2400 хв^{-1} до 7,5 кВт і 25 кВт при температурі РР в 100 °С і 50 °С, відповідно; при частоті обертання 2800 хв^{-1} та температурі РР в 100 °С біля 13 кВт. Різке підвищення втрат потужності за нормальної температури 50 °С пояснюється зростанням коефіцієнта кінематичної в'язкості оливи ТАД-17і (до $120 \text{ мм}^2/\text{с}$, тобто у 6 разів більше, ніж за температури в 100 °С).

Слід відмітити високі швидкісні характеристики радіальнопоршневих насосів, що дає можливість їх з'єднувати з ДВЗ без проміжних редукторів або мати можливість працювати на більш високій швидкості в порівнянні з ДВЗ. Для оцінки технічного рівня гідромашин застосовують швидкісний показник (коефіцієнт швидкохідності):

$$C_n = 10^{-3} \cdot n \cdot V_p^{1/3}, \text{ см} \cdot \text{хв}^{-1}. \quad (9)$$

За цим показником радіальнопоршневі гідромашини з шариками-поршнями мають суттєві переваги над аксіальнопоршневими. В гідропередачі ГОП-900 цей показник досягає для насоса $27 \text{ см} \cdot \text{хв}^{-1}$, що більше ніж на 15 % в порівнянні з аксіальнопоршневими насосами провідних закордонних фірм.

Висновки. 1. Розглянуті сучасна номенклатура і технічні характеристики гідромашин, які застосовуються в гідромеханічних безступеневих двопотокових трансмісіях мобільних машин. Основою таких гідропередач є серійні і спеціального моноблокового виконання аксіальнопоршневі насоси і гідромотори, а також радіальнопоршневі гідромашини з шариками-поршнями.

2. Об'ємні аксіальнопоршневі насоси дають можливість створювати гідромеханічні трансмісії потужністю до 350 кВт. Широкі можливості мають радіальнопоршневі гідропередачі з шариками-поршнями, на базі яких створюють трансмісії потужністю більше 500 кВт. Ці передачі мають також гарні компоновальні моноблокові можливості, що суттєво впливає на масово-габаритні показники гідромеханічних трансмісій.

3. Визначені напрямки вдосконалення радіальнопоршневих гідропередач шляхом підвищення характеристик шариків-поршнів.

4. Українськими фахівцями накопичений достатній досвід в проектуванні і дослідженні експериментальних гідромеханічних безступеневих двопотокових трансмісій і окремих гідропередач, що дає можливість зробити висновок щодо перспективи більш широкого розповсюдження їх в мобільних машинах.

Список літератури

1. Echard Skirde. *Sauer-Danfoss Technologies for Tractor HMT*. URL: <https://de.linkedin.com/in/eckhard-skirde-64203b67> (дата звернення: 10.10.2025).
2. *Трансмісія HMPT-1250-EC*. URL: <https://www.army-guide.com/eng/product3981.html> (дата звернення: 10.10.2025).
3. Northrup R. P. *Development and test of HMPT-500*. URL: <https://apps.dtic.mil/sti/trpdf/ADA015570.pdf> (дата звернення: 10.10.2025).
4. Чернишенко В. Л., Калінін П. М., Сергієнко М. Є., Сергієнко А. М., Медведєв М. Г., Хаустов Д. Є. Моделювання перехідних процесів у силовій передачі трансмісії військової гусеничної машини. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХП»*: зб. наук. пр. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. Харків : НТУ «ХП». 2023. № 1. С. 64–76. doi: 10.20998/2078-6840.2023.1.07
5. Yang S., Bao Y., Tang X., Jiao X., Yang D., Wang Q. Integrated Control of Hydromechanical Variable Transmissions. *Mathematical Problem in Engineering*. 2015. Article ID 290659. 11 p. doi: 10.1155/2015/290659
6. Ткачук М. М., Гречка І. П., Ткачук М. А., Серіков В. І., Грабовський А. В., Пінчук Н. В., Ткачук Г. В., Клочков І. Є., Цендра Г. В., Шевченко А. В., Киричук В. В., Фрізюк Д. О. Інтегрована розрахункова-експериментальна технологія аналізу контактної взаємодії з урахуванням пружного проміжного шару. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХП»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. Харків : НТУ «ХП». 2023. № 1. С. 131–151. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.13
7. Гречка І. П., Ткачук М. М., Серіков В. І., Ткачук М. А., Грабовський А. В., Пінчук Н. В., Васильєв А. Ю., Льюзний О. С., Голєнко С. О. Базові підходи до аналізу зв'язаних фізико-механічних процесів і станів у елементах радіальнопоршневих гідропередач. *Вісник Національного технічного університету «ХП»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. Харків : НТУ «ХП». 2025. № 2. С. 46–57. doi: 10.20998/2079-0775.2025.2.06
8. Шагохін В. М., Шагохіна Н. В., Соболев В. М. Вібраційна діагностична модель кульових радіальнопоршневих гідрооб'ємних передач. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. 2014. Вип. 48. С. 30–37.
9. Самородов В. Б., Бондаренко А. І. Особливості розподілу потоків потужності у безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісіях. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету: зб. наук. пр.* Харків : ХНАДУ. 2013. Вип. 63. С. 7–17.
10. Самородов В. Б., Бондаренко А. І. Тенденції та перспективи застосування в автомобіле- і тракторобудуванні безступінчастих гідрооб'ємно-механічних трансмісій. *Автомобільний транспорт*. 2012. Вип. 30. С. 13–22.
11. Самородов В. Б., Шевцов В. М. Результати експериментального дослідження гідрооб'ємної передачі. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХП»*. Серія: *Транспортне машинобудування*. Харків : НТУ «ХП». 2017. № 5 (1227). С. 41–46.
12. Самородов В. Б., Єпіфанов В. В., Гриненко Г. Г. Обґрунтування збіжності рекурентних процедур при визначенні параметрів гідрооб'ємних передач при роботі у складі гідрооб'ємно-механічних трансмісій. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХП»*: зб. наук. пр. Серія: *Автомобіле- та тракторобудування*. Харків : НТУ «ХП». 2017. № 13 (1235). С. 3–14.
13. Самородов В. Б., Бондаренко А. І. Перспективні гідрооб'ємно-механічні трансмісії для колісних тракторів сільськогосподарського призначення. *Автомобільний транспорт*. 2013. Вип. 32. С. 12–17.
14. Самородов В. Б., Шевцов В. М. Розвиток трансмісійного матричного аналізу введенням температурних матриць в системах гідропроводів гідрооб'ємно-механічних трансмісій. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХП»*. Серія: *Транспортне машинобудування*. Харків : НТУ «ХП». 2017. № 14 (1236). С. 85–92.
15. Samorodov V., Avrunin G. Solution of the problem of calculating the leakage working fluid in eccentric gap of the ball piston pair hydraulic fluid power machine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2021. No. 1. P. 81–87.
16. Samorodov V., Pelipenko E. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors. *European Cooperation*. 2016. Vol. 6, issue 13. P. 49–57.
17. Samorodov V., Burluga M. The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machine-tractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission. *European Cooperation*. 2016. Vol. 3, issue 10. P. 94–107.
18. Самородов В. Б., Аврун Г. А., Кириченко І. Г., Бондаренко А. І., Пеліпенко Є. С. *Гідро- та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навч. посіб.* / ред. Самородов В. Б. Харків : НТУ «ХП», ФОП Панов А. М., 2020. 524 с.
19. Аврун Г. А., Кириченко І. Г., Мороз І. І. *Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики: навч. посіб.* / ред. Аврун Г. А. Харків : ХНАДУ, 2009. 424 с.
20. Аврун Г. А., Глушкова Д. Б. Еволюція пар тертя в об'ємних гідромашинних завдяки досягненням у матеріалознавстві та технологіях. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету: зб. наук. пр.* Харків : ХНАДУ. 2023. Вип. 103. С. 94–103. doi: 10.30977/BUL.2219-5548.2023.103.0.94
21. Кожушко А. П. Визначення оптимального закону зміни параметрів регулювання гідромашин гідрооб'ємної передачі в процесі розгону колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічною трансмісією. *Вісник Сумського національного аграрного університету*. Серія: *Механізація та автоматизація виробничих процесів*. Суми : Вид-во СНАУ. 2014. Вип. 11 (26). С. 108–114.
22. Marietta M. A *Compact Transmission for AFAS/FARV. Packed with Five Generations of Performance Growth*. USA, 1993. 11 p.
23. Achten P. A. J., Vael G. E. M., Heybroek K. Efficient hydraulic pumps, motors and transformers for hydraulic hybrid systems in mobile machinery. *VDI-Fachkonferenz Getriebe in Mobilen Arbeitsmaschinen, VDI-Wissensforum*. 2011. P. 1–19. URL: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1051356/FULLTEXT02.pdf> (дата звернення: 11.10.2025).
24. Глушкова Д. Б., Аврун Г. А., Ришков Ю. В., Воронков О. І., Степанюк А. І., Гнатюк А. А. Підвищення зносостійкості вузлів об'ємного гідропривода. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету: зб. наук. пр.* Харків : ХНАДУ. 2021. Вип. 94. С. 80–84. doi: 10.30977/BUL.2219-5548.2021.94.0.80
25. Аврун Г. А., Глушкова Д. Б. Досвід використання пар тертя ковзання, ущільнень та робочих рідин в об'ємних гідроприводах будівельних та дорожніх машин. *Матеріалознавство та*

технології. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції (22–23 вересня 2022 р., Харків). Харків : ХНАДУ, 2022. С. 91–103.

References (transliterated)

- Echard Srirde. *Sauer-Danfoss Technologies for Tractor HMT*. Available at: <https://de.linkedin.com/in/eckhard-skirde-64203b67> (accessed 10.10.2025).
- Transmissiya HMPT-1250-EC [HMPT-1250-EC transmission]. Available at: <https://www.army-guide.com/eng/product3981.html> (accessed 10.10.2025).
- Northup R. P. *Development and test of HMPT-500*. Available at: <https://apps.dtic.mil/sti/tr/pdf/ADA015570.pdf> (accessed 10.10.2025).
- Chernyshenko V. L., Kalinin P. M., Serhiyenko M. Ye., Serhiyenko A. M., Medvedev M. H., Khaustov D. Ye. Modelyuvannya perekhidnykh protsesiv u syloviy peredachi transmissiyi viys'kovoyi husenychnoyi mashyny [Modeling of transitional processes in the power transmission of the transmission of a military tracked vehicle]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI": zb. nauk. pr. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Automobile and Tractor Construction]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 64–76. doi: 10.20998/2078-6840.2023.1.07
- Yang S., Bao Y., Tang X., Jiao X., Yang D., Wang Q. Integrated Control of Hydromechanical Variable Transmissions. *Mathematical Problem in Engineering*. 2015, article ID 290659, 11 p. doi: 10.1155/2015/290659
- Tkachuk M. M., Hrechka I. P., Tkachuk M. A., Syerikov V. I., Hrabovskyy A. V., Pinchuk N. V., Tkachuk H. V., Klochkov I. Ye., Tsendra H. V., Shevchenko A. V., Kyrychuk V. V., Friziuk D. O. Tsehrovana rozrakhunkova-eksperymental'na tekhnolohiya analizu kontaktnoyi vzayemodiyi z urakhuvannyam pruzhnoho promizhnoho шару [Integrated calculation and experimental technology for analysis of contact interaction with account of elastic intermediate layer]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Engineering and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 1, pp. 131–151. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.13
- Hrechka I. P., Tkachuk M. M., Sierikov V. I., Tkachuk M. A., Hrabovskyy A. V., Tkachuk H. V., Vasyl'yev A. Yu., L'oznyy O. S., Holenko S. O. Bazovi pidkhody do analizu zv'yazanykh fizyko-mekhanichnykh protsesiv i staniv u elementakh radial'no porshnevnykh hidropredach [Basic approaches to analysis of related physical-mechanical processes and states in elements of radial hydraulic transmissions]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Engineering and CAD]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2025, no. 2, pp. 46–57. doi: 10.20998/2079-0775.2025.2.06
- Shatokhin V. M., Shatokhina N. V., Sobol' V. M. Vibratsiyna diahnostychna model' kul'ovykh radial'no-porshnevnykh hidroob'yemnykh peredach [Vibration diagnostic model of ball radial piston pump of hydraulic gear]. *Avtomatyzatsiya vyrobnychyykh protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni* [Industrial Process Automation in Engineering and Instrumentation]. 2014, vol. 48, pp. 30–37.
- Samorodov V. B., Bondarenko A. I. Osoblyvosti rozpodilu potokiv potuzhnosti u bezstupinchastykh hidroob'yemno-mekhanichnykh transmissiyakh [Features of power streams distribution in hydrostatic-mechanical transmissions]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho avtomobil'no-dorozhn'oho universytetu: zb. nauk. pr.* [Bulletin of the Kharkiv National Automobile and Road University: a collection of scientific papers]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2013, vol. 63, pp. 7–17.
- Samorodov V. B., Bondarenko A. I. Tendentsiyi ta perspektyvy zastosuvannya v avtomobile- i traktorobuduvanni bezstupinchastykh hidroob'yemno-mekhanichnykh transmissiy [Tendencies and prospects of application of hydrostatic-mechanical transmission in car- and tractorbuilding]. *Avtomobilnyi transport*. 2012, vol. 30, pp. 13–22.
- Samorodov V. B., Shevtsov V. M. Rezul'taty eksperymental'noho doslidzhennya hidroob'yemnoyi peredachi [The results of an experimental study of hydrostatic transmission]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Transportne mashynobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Vehicle engineering]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 5 (1227), pp. 41–46.
- Samorodov V. B., Yepifanov V. V., Hrynenko H. H. Obruntuvannya zbizhnosti rekurentnykh protsedur pry vyznachenii parametriv hidroob'yemnykh peredach pry roboti u skladi hidroob'yemno-mekhanichnykh transmissiy [The rationale for the convergence of recurrent procedures in determining the parameters of the hydraulic displacement gears when working as a part of the hydraulic-mechanical transmissions]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI": zb. nauk. pr. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Series: Automobile and Tractor Construction]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 13 (1235), pp. 3–14.
- Samorodov V. B., Bondarenko A. I. Perspektyvni hidroob'yemno-mekhanichni transmissiyi dlya kolisnykh traktoriv sil'skohospodars'koho pryznachennya [Perspective hydrostatic-mechanical transmissions for wheeled tractors of agricultural setting]. *Avtomobilnyi transport*. 2013, vol. 32, pp. 12–17.
- Samorodov V. B., Shevtsov V. M. Rozvytok transmissiyonoho matrychnoho analizu vvedennyam temperaturnykh matryts' v systemakh hidropryvodiv hidroob'yemno-mekhanichnykh transmissiy [The development of the transmission matrix analysis matrix input temperature hydraulic systems hydrovolumetric mechanical transmissions]. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI". Seriya: Transportne mashynobuduvannya* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Vehicle engineering]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2017, no. 14 (1236), pp. 85–92.
- Samorodov V., Avrunin G. Solution of the problem of calculating the leakage working fluid in eccentric gap of the ball piston pair hydraulic fluid power machine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 1, pp. 81–87.
- Samorodov V., Pelipenko E. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors. *European Cooperation*. 2016, vol. 6, issue 13, pp. 49–57.
- Samorodov V., Burluga M. The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machine-tractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission. *European Cooperation*. 2016, vol. 3, issue 10, pp. 94–107.
- Samorodov V. B., Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Bondarenko A. I., Pelypenko Ye. S. *Hidro- ta pnevmosystemy v avtotraktorobuduvanni: navch. posib.* [Hydraulic and pneumatic systems in tractor construction]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., FOP Panov A. M. Publ., 2020. 524 p.
- Avrunin H. A., Kyrychenko I. H., Moroz I. I. *Osnovy ob'yemnoho hidropryvoda i hidropnevoavtomatyky: navch. posib.* [Fundamentals of volumetric hydraulic drives and hydraulic-pneumatic automation]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2009. 424 p.
- Avrunin H. A., Hlushkova D. B. Evolyutsiya par tertya v ob'yemnykh hidromashynakh zavdyaky dosyahnenniyam u materialoznavstvi ta tekhnolohiyakh [Evolution of friction couples in volume hydraulic machines due to achievements in material science and technology]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho avtomobil'no-dorozhn'oho universytetu: zb. nauk. pr.* [Bulletin of the Kharkiv National Automobile and Road University: a collection of scientific papers]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2023, vol. 103, pp. 94–103. doi: 10.30977/BUL.2219-5548.2023.103.0.94
- Kozhushko A. P. Vyznachennya optymal'noho zakonu zminy parametriv rehulyuvannya hidromashyn hidroob'yemnoyi peredachi v protseji rozhonu kolisnykh traktoriv z hidroob'yemno-mekhanichnoyu transmissiyeyu [Determining the optimal parameters for controlling law change of hydraulic fluid transfer during acceleration wheeled tractors hydrostatic mechanical transmissions]. *Visnyk Sums'koho natsional'noho ahrarnoho universytetu. Seriya: Mekhanizatsiya ta avtomatyzatsiya vyrobnychyykh protsesiv* [Bulletin of Sumy NAU. Series: Mechanization and automation of production processes]. Sumy, Vyd-vo SNAU Publ., 2014, vol. 11 (26), pp. 108–114.
- Marietta M. *A Compact Transmission for AFAS/FARV. Packed with Five Generations of Performance Growth*. USA, 1993. 11 p.
- Achten P. A. J., Vael G. E. M., Heybroek K. Efficient hydraulic pumps, motors and transformers for hydraulic hybrid systems in

- mobile machinery. *VDI-Fachkonferenz Getriebe in Mobilen Arbeitsmaschinen, VDI-Wissensforum*. 2011, pp. 1–19. Available at: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1051356/FULLTEXT02.pdf> (accessed 11.10.2025).
24. Hlushkova D. B., Avrunin H. A., Ryzhkov Yu. V., Voronkov O. I., Stepanyuk A. I., Hnatyuk A. A. Pdivyshchennya znosostiykosti vuzliv ob'yemnoho hidropyvoda [Increasing the wear resistance of the pump-controlled hydraulic drive units]. *Visnyk Kharkivskoho natsional'noho avtomobil'no-dorozhn'oho universytetu: zb. nauk. pr.* [Bulletin of the Kharkiv National Automobile and Road University: a collection of scientific papers]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2021, vol. 94, pp. 80–84. doi: 10.30977/BUL.2219-5548.2021.94.0.80
25. Avrunin H. A., Hlushkova D. B. Dosvid vykorystannya par tertya kovzannya, ushchil'nen' ta robochyykh ridyn v ob'yemnykh hidropyvodakh budivel'nykh ta dorozhnykh mashyn [Experience in using pairs of sliding friction, seals and working fluids in hydraulic fluid power of construction and road machines]. *Materialoznavstvo ta tekhnolohiyi. Materialy mizhnarodnoyi naukovo-tekhnichnoyi konferentsiyi (22–23 veresnya 2022 r., Kharkiv)* [Materials Science and Technology. Proc. of the Int. Scientific and Technical Conf. (22–23 September 2022, Kharkiv)]. Kharkiv, KhNADU Publ., 2022, pp. 91–103.

Надійшла (received) 05.12.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Аврунін Григорій Аврамович (Avrunin Grigory) – 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

Каторгін Олександр Миколайович (Katorgin Oleksandr) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-7268-3647>; e-mail: kato.al8512@gmail.com

Білан Ігор Володимирович (Bilan Ihor) – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0005-5585-1317>; e-mail: mail@plinf.info

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

Є. С. КРУПА, Р. М. ДЕМЧУК

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПОТОКУ В ПІДВІДНІЙ ЧАСТИНІ РАДІАЛЬНО-ДІАГОНАЛЬНОЇ ГІДРОТУРБИНИ

Представлено результати чисельного дослідження гідродинамічних характеристик підвідної частини нової конструкції високонапірної радіально-діагональної гідротурбіни. Здійснено аналіз ключових вимог до проточної частини гідроагрегатів, призначених для роботи в широкому діапазоні високих напорів, де традиційні радіально-осьові турбіни мають суттєві експлуатаційні обмеження, зокрема вузький робочий діапазон та схильність до кавітаційних явищ. Основна увага приділена перевірці гідродинамічної досконалості підвідних елементів інноваційної турбіни, конструкція якої включає дворядну лопатеву систему робочого колеса та проміжний направляючий апарат для підвищення ефективності та гнучкості регулювання. Для проведення дослідження було створено деталізовану тривимірну геометричну модель підвідної частини, що складається зі спіральної камери, статора та направляючого апарата, у середовищі CAD-програми SolidWorks. На основі створеної моделі виконано чисельний аналіз просторового потоку методами обчислювальної гідродинаміки у програмному комплексі Ansys CFX. Для замикання системи рівнянь Нав'є-Стокса, усереднених за Рейнольдсом, було використано модель турбулентності $k-\varepsilon$. Проаналізовано отримані поля розподілу швидкостей та тисків, а також візуалізовано лінії току для оцінки структури потоку. Результати моделювання продемонстрували, що конструкція забезпечує формування стабільного та рівномірного потоку на вході до робочого колеса, що є критично важливим для уникнення нерівномірного навантаження на лопаті. Сумарні гідравлічні втрати в підвідній частині становлять 4,7 %. Отримані дані підтверджують високу якість проєктування підвідних елементів та є необхідною основою для подальшого комплексного аналізу всієї проточної частини, що дозволить отримати повну енергетичну характеристику та оцінити її кавітаційні показники. Це дослідження є важливим етапом у валідації нової конструкції, що сприятиме розробці більш надійних та адаптивних гідроенергетичних систем.

Ключові слова: радіально-діагональна гідротурбіна, робоче колесо, направляючий апарат, комбінаторна залежність, коефіцієнт корисної дії, чисельне моделювання.

E. KRUPA, R. DEMCHUK

NUMERICAL SIMULATION OF FLOW IN THE INLET PASSAGE OF A RADIAL-DIAGONAL HYDROTURBINE

This paper presents the results of a numerical investigation into the hydrodynamic characteristics of the inlet passage of a novel high-head radial-diagonal hydroturbine design. A comprehensive analysis of the primary challenges associated with the flow paths of hydraulic units designed for high-head applications is conducted. It is established that conventional Francis turbines exhibit significant operational limitations in this range, including a narrow efficiency band and a high susceptibility to cavitation phenomena when operating off-design. The primary focus of this research is to verify the hydrodynamic performance of the inlet components of the innovative turbine, whose design incorporates a double-row runner blade system and an intermediate guide vane apparatus. This configuration is intended to enhance overall energy efficiency and provide greater operational flexibility. To facilitate this study, a detailed three-dimensional geometric model of the inlet passage was developed within the SolidWorks CAD environment. Based on this geometric model, a numerical analysis of the three-dimensional fluid flow was performed using computational fluid dynamics methods within the Ansys CFX software suite. The Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations were employed, with the $k-\varepsilon$ turbulence model utilized to ensure closure and accurately simulate turbulent flow behavior. The resulting velocity and pressure distribution fields were thoroughly analyzed, and streamlines were visualized to provide a qualitative assessment of the flow structure. The simulation results demonstrate that the proposed design ensures the formation of a highly stable and uniform flow field at the runner inlet, which is a critical precondition for preventing uneven blade loading and achieving optimal performance. The total calculated hydraulic losses within the inlet passage were found to be 4.7 %. These findings confirm the high quality of the inlet components' design and provide an essential foundation for a subsequent comprehensive analysis of the entire flow path. Future work will aim to determine the complete energy characteristics and evaluate the cavitation performance of the turbine. This research represents a crucial step in the validation of the new design, contributing to the development of more reliable and adaptive hydropower systems.

Keywords: radial-diagonal hydroturbine, runner, wicket gate, gate-blade relationship, efficiency, numerical modelling.

Вступ. Розвиток гідроенергетики, як одного з ключових джерел відновлюваної енергії, нерозривно пов'язаний із вдосконаленням конструкцій гідравлічних турбін. Особливої актуальності набуває розробка нових високоефективних гідроагрегатів, призначених для роботи у високонапірному діапазоні (200–600 м), де традиційні радіально-осьові та поворотно-лопатеві турбіни демонструють значні технічні обмеження. Вузький діапазон експлуатації та схильність до кавітаційних явищ за неоптимальних режимів роботи знижують їхню продуктивність і надійність [1–4].

У попередніх роботах [5–7] авторами було запропоновано конструкцію радіально-діагональної гідротурбіни (РОД), яка покликана усунути зазначені недоліки. Завдяки дворядній лопатевій системі робочого колеса та проміжному направляючому

апарату, конструкція РОД має потенціал для роботи в ширшому діапазоні напорів та витрат, забезпечуючи підвищену стійкість до кавітації та вищий ККД. У згаданій статті [6] було описано конструктивні особливості та теоретичні переваги турбіни, а також створено її попередню тривимірну модель у середовищі SolidWorks.

Однак для практичного підтвердження заявлених переваг необхідний детальний аналіз гідродинамічних процесів у проточній частині. Важливу роль у формуванні потоку відіграє підвідна частина турбіни, що складається зі спіральної камери, статорних колон та направляючого апарата. Саме від її здатності забезпечити рівномірне та безвихрове підведення води до робочого колеса значною мірою залежить загальна ефективність гідроагрегата [2; 5].

Таким чином, метою даної роботи є перевірка

гідродинамічної досконалості спроектованої підвідної частини радіально-діагональної гідротурбіни шляхом створення її уточненої 3D-моделі та проведення чисельного (CFD) аналізу просторового потоку.

Для досягнення поставленої мети було вирішено наступні завдання:

1. Створити деталізовану твердотільну 3D-модель підвідної частини гідротурбіни (спірально камера, статор, направляючий апарат) у CAD-програмі SolidWorks.

2. Виконати чисельне моделювання стаціонарного турбулентного потоку в підвідній частині за допомогою програмного комплексу Ansys CFX.

3. Проаналізувати отримані результати: візуалізувати поля швидкостей і тисків, дослідити структуру потоку за допомогою ліній току.

4. Провести кількісну оцінку гідравлічних втрат енергії в досліджуваних елементах та дати оцінку ефективності конструкції підводу.

Методика дослідження. Геометрична модель для чисельного аналізу. Основою для даного дослідження слугує детальна тривимірна модель радіально-діагональної гідротурбіни (РОД), процес розробки якої в середовищі CAD SolidWorks був детально представлений у попередній публікації авторів [6]. У даній роботі було описано ключові інженерні виклики та їх вирішення при створенні складної геометрії всієї проточної частини, включаючи дворядне робоче колесо та проміжний направляючий апарат.

Для вирішення поточних завдань даного дослідження, а саме аналізу гідродинамічних характеристик підвідних елементів, із загальної 3D-моделі було виділено окрему розрахункову область.

Ця область (рис. 1) є моделлю підвідної частини гідротурбіни і включає в себе три ключові компоненти:

- Спіральну камеру (СК);
- Статорні колони (статор);
- Основний направляючий апарат (НА).

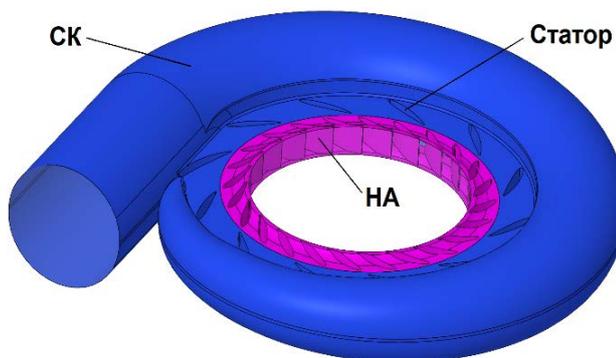


Рис. 1. Тривимірна модель підвідної частини РОД

Саме ця геометрична модель підвідної частини була експортована для подальшої побудови обчислювальної сітки та проведення CFD-аналізу. Такий підхід дозволяє сфокусовано дослідити якість

формування потоку перед його надходженням до робочого колеса, що є першочерговим завданням для забезпечення високої ефективності турбіни.

Чисельне моделювання потоку та математична модель. Для оцінки гідродинамічних характеристик підвідної частини РОД було проведено комплексний чисельний аналіз методом обчислювальної гідродинаміки у програмному комплексі Ansys CFX [8–11].

Моделювання потоку рідини (води) базувалося на розв'язанні системи рівнянь Нав'є-Стокса, усереднених за Рейнольдсом (RANS). Для замикання системи рівнянь була використана двопараметрична модель турбулентності $k-\epsilon$, яка є промисловим стандартом для розрахунку внутрішніх течій у турбомашинах і забезпечує оптимальний баланс між точністю результатів та обчислювальними затратами [12–14].

Налаштування розрахункової моделі включало наступні етапи:

Побудова розрахункової сітки. Була створена гібридна сітка, що складається з 1,5 мільйона елементів. Для забезпечення високої точності розрахунку в зонах зі значними градієнтами потоку, зокрема поблизу поверхонь лопаток направляючого апарата, сітку було локально згущено (рис. 2).

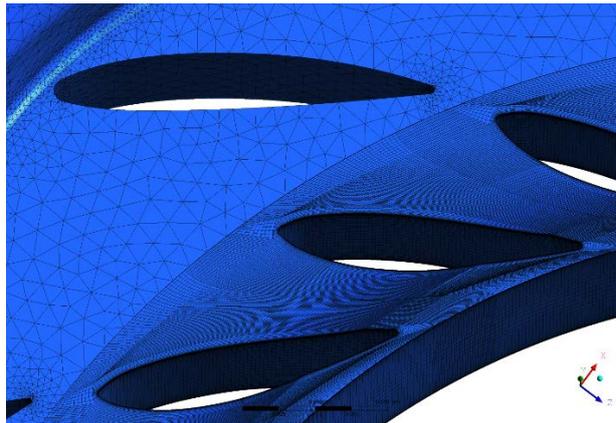


Рис. 2. Розрахункова сітка підводу

Задання граничних умов. На межах розрахункової області були визначені наступні параметри:

- на вході (вхідний переріз спіральної камери): задавалася об'ємна витрата, що відповідає номінальному режиму, $Q = 405$ л/с;
- на виході (вихідний переріз з направляючого апарата): задавався статичний тиск $P = 101325$ Па;
- на стінках: для всіх твердих поверхонь (стілки камери, поверхні лопаток) була встановлена умова "прилипания" (no-slip wall), за якою швидкість рідини на стінці дорівнює нулю.

Параметри розв'язку. Розрахунок проводився для стаціонарного режиму течії. Ітераційний процес продовжувався до досягнення збіжності розв'язку, коли середньоквадратичне значення нев'язок за всіма рівняннями не перевищувало 10^{-4} .

Такий підхід дозволив отримати детальну картину течії в підвідній частині турбіни, визначити

розподіл швидкостей і тисків та кількісно оцінити гідравлічні втрати.

Результати чисельного моделювання. За результатами CFD-моделювання в програмному комплексі Ansys CFX було отримано деталізовані дані про гідродинамічні процеси в підвідній частині радіально-діагональної гідротурбіни. Аналіз цих даних дозволяє оцінити якість формування потоку перед його надходженням до робочого колеса.

Розподіл абсолютної швидкості. На рис. 3 представлено поле розподілу абсолютної швидкості потоку в середньому по направляючому апарату перерізі підвідної частини. Як видно з візуалізації, швидкість потоку плавно зростає у напрямку від зовнішньої периферії спіральної камери до входу в направляючий апарат. Це свідчить про коректне проектування спіральної камери, яка забезпечує поступове прискорення потоку води.

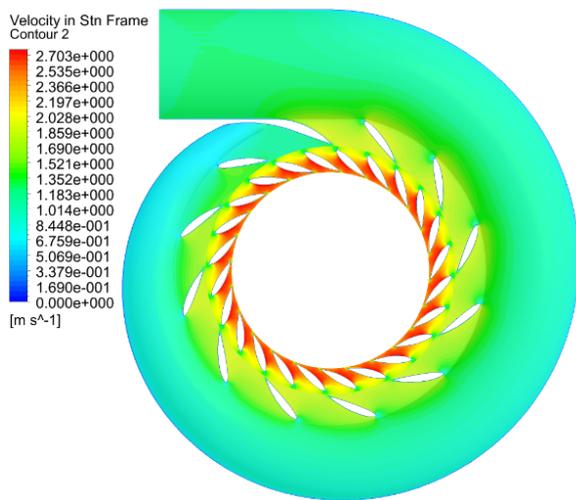


Рис. 3. Поле розподілу абсолютної швидкості в підвідній частині гідротурбіни, м/с

Максимальних значень швидкість досягає в міжлопаткових каналах направляючого апарата, де відбувається фінальне формування потоку та його закрутка перед робочим колесом. Розподіл швидкості є симетричним та рівномірним, що вказує на відсутність значних локальних зон відриву чи гальмування потоку.

Розподіл статичного тиску. Розподіл статичного тиску (рис. 4) корелює з полем швидкостей. Спостерігається поступове зниження тиску вздовж спіральної камери, що є наслідком перетворення енергії тиску в кінетичну енергію потоку. Найбільш інтенсивне падіння тиску відбувається в каналах направляючого апарата, що відповідає зоні максимального прискорення потоку. Плавний градієнт тиску без різких локальних мінімумів свідчить про низьку ймовірність виникнення кавітаційних явищ у підвідних елементах на розрахунковому режимі.

Аналіз структури потоку. Для візуалізації траєкторії руху частинок рідини були побудовані лінії току (рис. 5, 6). Аналіз показує, що потік у спіральній камері має плавну, рівномірну структуру (рис. 5). На

вході до направляючого апарата лінії току впорядковуються і рухаються спрямовано вздовж профілів лопаток (рис. 6). Важливо відзначити, що в розрахунковій області відсутні значні вихрові зони або області рециркуляції, що підтверджує високу гідродинамічну якість спроектованої підвідної частини та її здатність формувати стабільний потік.

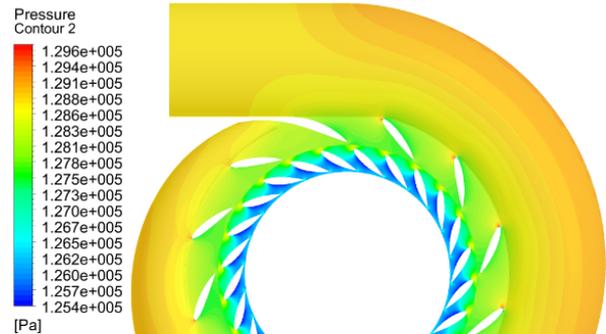


Рис. 4. Поле розподілу статичного тиску в підвідній частині гідротурбіни, Па

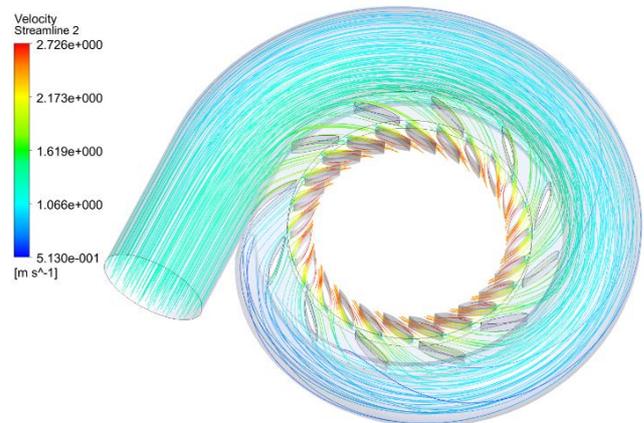


Рис. 5. Лінії току, що ілюструють структуру потоку в спіральній камері та направляючому апараті

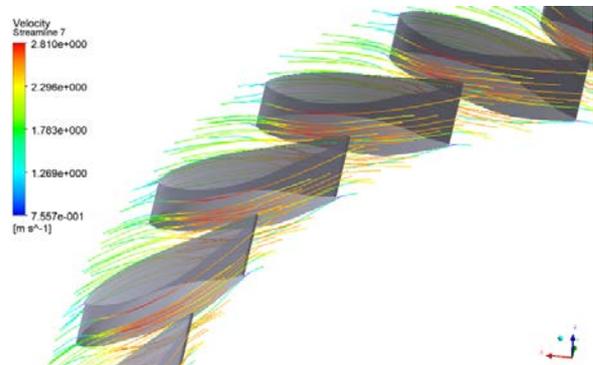


Рис. 6. Лінії току потоку в міжлопаткових каналах направляючого апарата

Кількісна оцінка гідравлічних втрат. Ключовим показником ефективності підвідної

частини є рівень гідравлічних втрат. За результатами розрахунку було визначено втрати повного тиску в окремих елементах та сумарно в усій підвідній частині. Методика розрахунку втрат приведена у публікаціях [8; 12].

Дані наведено в табл. 1.

Як видно з табл. 1, сумарні гідравлічні втрати в підвідній частині становлять 4,7 %. З них 3,2 % припадає на спіральну камеру зі статором, і 1,5 % – на направляючий апарат.

Таблиця 1 – Втрати повного тиску в підвідній частині

Елемент	Вхідний повний тиск P_1 , Па	Вихідний повний тиск P_2 , Па	Втрати, %
СК + Статор	129548	129232	3,2
Направляючий апарат (НА)	129232	129084	1,5
Всього (СК + Статор + НА)	129548	129084	4,7

Обговорення результатів. Отримані в ході чисельного моделювання результати дозволяють дати попередню оцінку гідродинамічної ефективності розробленої підвідної частини нової радіально-діагональної гідротурбіни.

Аналіз полів швидкостей, тиску та ліній току (рис. 3–6) свідчить про те, що конструкція спіральної камери, статора та направляючого апарата успішно виконує своє головне завдання – формування стабільного, рівномірного та безвихрового потоку перед входом на робоче колесо.

Плавний характер ліній току та відсутність зон рециркуляції є якісним підтвердженням правильності обраних геометричних параметрів. Рівномірний розподіл швидкості по всьому периметру направляючого апарата є ключовою передумовою для досягнення високого коефіцієнта корисної дії турбіни, оскільки він забезпечує оптимальні умови обтікання лопатей робочого колеса.

Кількісна оцінка показала, що сумарні гідравлічні втрати в підвідній частині становлять 4,7 % (табл. 1). Це значення є цілком прийнятним для високонапірних гідротурбін і свідчить про високу гідродинамічну якість спроектованих елементів. Зменшення гідравлічних втрат на цьому етапі є важливим кроком до підвищення загальної енергетичної ефективності всього гідроагрегата.

Порівнюючи з традиційними радіально-осьовими турбінами, розроблена конструкція РОД має потенціал для кращої адаптивності до змінних режимів роботи. Частково це підтверджується даним аналізом: стабільність потоку, досягнута в підвідній частині, закладає надійну основу для ефективної роботи нового дворядного робочого колеса. Таким чином, результати чисельного аналізу підводо частково підтверджують теоретичні переваги конструкції, заявлені у попередній роботі [6].

Водночас необхідно відзначити обмеження даного дослідження. Аналіз було проведено лише для

підвідної частини та для одного, номінального, режиму експлуатації. Для повної оцінки ефективності та характеристик нової гідротурбіни цього недостатньо. Зокрема, не були досліджені процеси в робочому колесі, проміжному направляючому апараті та відсмоктуючій трубі, а також не проводився аналіз кавітаційних характеристик, що є важливим для високонапірних турбін.

Тому наступним етапом дослідження стане проведення повного чисельного аналізу всієї проточної частини РОД – від входу в спіральну камеру до виходу з відсмоктуючої труби. Це дозволить:

- оцінити розподіл швидкості, тиску та турбулентності в усіх вузлах РОД турбіни;
- перевірити ефективність роботи дворядної лопатевої системи;
- побудувати повну енергетичну характеристику турбіни та визначити її ККД на різних режимах експлуатації;
- розробити рекомендації щодо оптимізації конструкції, зокрема уточнити комбінаторну залежність кутів установки лопаток направляючих апаратів і поворотних лопатей другого ряду для максимізації ККД та мінімізації втрат.

Фінальною метою є експериментальна валідація результатів моделювання на фізичному прототипі, що дозволить підтвердити практичну цінність розробки та сприятиме її впровадженню в гідроенергетику.

Висновки. За результатами виконаного дослідження, присвяченого чисельному аналізу підвідної частини нової радіально-діагональної гідротурбіни, можна зробити наступні висновки:

1. На основі раніше розробленої повної 3D-моделі було створено детальну геометричну модель підвідної частини гідротурбіни (спіральна камера, статор та направляючий апарат), яка була використана як розрахункова область для CFD-аналізу.

2. Проведено чисельне моделювання стаціонарного турбулентного потоку в програмному комплексі Ansys CFX. Аналіз отриманих полів швидкостей і тисків показав, що спроектована підвідна частина забезпечує рівномірне, стабільне та поступове прискорення потоку, формуючи сприятливі умови на вході до робочого колеса.

3. Візуалізація ліній току підтвердила відсутність значних вихрових зон та областей відриву потоку в досліджуваній області, що свідчить про високу гідродинамічну якість конструкції.

4. Кількісна оцінка показала, що сумарні гідравлічні втрати повного тиску в підвідній частині становлять 4,7 %, що є прийнятним показником для високонапірних гідротурбін і підтверджує ефективність обраних проектних рішень.

Результати даної роботи є важливим етапом валідації нової конструкції та слугують основою для подальшого, більш комплексного аналізу.

Список літератури

1. *Hydropower* – IEA. URL: <https://www.iea.org/energy-system/renewables/hydroelectricity> (дата звернення: 07.11.2025).

2. Сокол С., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. *Гідроенергетика. Том 2. Гідравлічні машини*. Харків : Промарт, 2020. 534 с.
3. *Енергетична стратегія України на період до 2035 року*. URL: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245239564&cat_id=245239555 (дата звернення: 07.11.2025).
4. *Hydropower Trends 2025: Detailed Exploration of Innovations*. URL: <https://energyevolutionconference.com/hydropower-trends-2025> (дата звернення: 07.11.2025).
5. Крупа С. С., Демчук Р. М., Кісь С. Л. Розробка радіально-діагональної гідротурбіни. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я. Тези доповідей XXXIII міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2025 (14–17 травня 2025 р., Харків)*. Харків : НТУ «ХПІ», 2025. С. 257.
6. Крупа С. С., Демчук Р. М. Розробка конструкції радіально-діагональної гідротурбіни для ефективної роботи на високих напорах. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2025. No. 1. P. 33–37. doi: 10.20998/2411-3441.2025.1.05
7. Потетенко О. В., Дранковський В. Е., Ковальов С. М., Крупа С. С., Вахрушева О. С., Шевченко Н. Г. Тенденції просування горизонтальних прямокутних і вертикальних радіально-осьових гідротурбін на високі напори з широким діапазоном експлуатації. *Вісник Сумського державного університету. Серія: Технічні науки*. Суми : СумДУ. 2010. № 3. С. 125–135.
8. Gupta A. CFD Analysis in Francis Turbine Performance – A Review. *Journal of Advanced Mechanical Sciences*. 2022. Vol. 1, no. 1. P. 31–35.
9. *Ansys CFX | Industry-Leading CFD Software*. URL: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx> (дата звернення: 10.11.2025).
10. Pinto R., Afzal A., D'Souza L. Computational Fluid Dynamics in Turbomachinery: A Review of State of the Art. *Archives of Computational Methods in Engineering*. 2017. Vol. 24, P. 467–479. doi: 10.1007/s11831-016-9175-2
11. Černý J, Polák M. Optimization of Ansys CFX Input Parameters for Numerical Modeling of Pump Performance in Turbine Operation. *Processes*. 2024. Vol. 12, issue 9. P. 2034. doi: 10.3390/pr12092034
12. Krupa Ye., Demchuk R. Numerical study of flow parameters in the high-head Francis turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 44–50. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.06
13. Aradag S., Akin H., Celebioglu K. CFD Based Design of a 4.3 MW Francis Turbine for Improved Performance at Design and Off-Design Conditions. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2017. Vol. 31. P. 5041–5049. doi: 10.1007/s12206-017-0952-0
14. Lazarevikj M., Stojkovski F., Markov Z., Iliev I., Dahlhaug O. G. Parameter based tool for Francis turbine guide vanes design using coupled MATLAB – ANSYS approach. *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*. 2022. Vol. 10, issue 3. P. 1090410. doi: 10.13044/j.sdewes.d9.0410
3. *Enerhetychna stratehiya Ukrainy na period do 2035 roku* [Energy strategy of Ukraine for the period up to 2035]. Available at: http://mpe.kmu.gov.ua/minugol/control/uk/publish/article?art_id=245239564&cat_id=245239555 (accessed 07.11.2025).
4. *Hydropower Trends 2025: Detailed Exploration of Innovations*. Available at: <https://energyevolutionconference.com/hydropower-trends-2025> (accessed 07.11.2025).
5. Krupa Ye. S., Demchuk R. M., Kis' S. L. Rozrobka radial'no-diahonal'noyi hidroturbiny [Development of a radial-diagonal hydraulic turbine]. *Informatsiyini tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya. Tezy dopovidey XXXIII mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi MicroCAD-2025 (14–17 travnya 2025 r., Kharkiv)* [Information technologies: science, engineering, technology, education, health. Abstracts of the XXXIII Int. Sci.-Pract. Conf. (14–17 May 2025, Kharkiv)]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2025, p. 257.
6. Krupa Ye. S., Demchuk R. M. Rozrobka konstruktysiyi radial'no-diahonal'noyi hidroturbiny dlya efektyvnoyi roboty na vysokyykh naporakh [Development of a radial-diagonal hydroturbine design for efficient operation at high heads]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2025, no. 1, pp. 33–37. doi: 10.20998/2411-3441.2025.1.05
7. Potetenko O. V., Drankovskyy V. E., Koval'ov S. M., Krupa Ye. S., Vakhrusheva O. S., Shevchenko N. H. Tendentsiyi prosuvannya horizontal'nykh pryamotochnykh i vertykal'nykh radial'no-os'ovykh hidroturbin na vysokiy napory z shyrokym diapazonom ekspluatatsiyi [Trends in the promotion of horizontal direct-flow and vertical radial-axial hydraulic turbines for high heads with a wide range of operation]. *Visnyk Sums'koho derzhavnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky* [Sumy State University Bulletin. Series: Technical sciences]. Sumy, SumDU Publ., 2010, no. 3, pp. 125–135.
8. Gupta A. CFD Analysis in Francis Turbine Performance – A Review. *Journal of Advanced Mechanical Sciences*. 2022, vol. 1, no. 1, pp. 31–35.
9. *Ansys CFX | Industry-Leading CFD Software*. Available at: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx> (accessed 10.11.2025).
10. Pinto R., Afzal A., D'Souza L. Computational Fluid Dynamics in Turbomachinery: A Review of State of the Art. *Archives of Computational Methods in Engineering*. 2017, vol. 24, pp. 467–479. doi: 10.1007/s11831-016-9175-2
11. Černý J, Polák M. Optimization of Ansys CFX Input Parameters for Numerical Modeling of Pump Performance in Turbine Operation. *Processes*. 2024, vol. 12, issue 9, p. 2034. doi: 10.3390/pr12092034
12. Krupa Ye., Demchuk R. Numerical study of flow parameters in the high-head Francis turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 44–50. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.06
13. Aradag S., Akin H., Celebioglu K. CFD Based Design of a 4.3 MW Francis Turbine for Improved Performance at Design and Off-Design Conditions. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2017, vol. 31, pp. 5041–5049. doi: 10.1007/s12206-017-0952-0
14. Lazarevikj M., Stojkovski F., Markov Z., Iliev I., Dahlhaug O. G. Parameter based tool for Francis turbine guide vanes design using coupled MATLAB – ANSYS approach. *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*. 2022, vol. 10, issue 3, p. 1090410. doi: 10.13044/j.sdewes.d9.0410

References (transliterated)

1. *Hydropower – IEA*. Available at: <https://www.iea.org/energy-system/renewables/hydroelectricity> (accessed 07.11.2025).
2. Sokol Ye., Cherkashenko M., Potetenko O., Drankovskyy V., Hasyuk O., Hryb O. *Hidroenerhetyka. Tom 2. Hidravlichni mashyny* [Hydropower engineering. Vol. 2. Hydraulic machines]. Kharkiv, Promart Publ., 2020. 534 p.

Hadziuua (received) 21.11.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Крупа Євгеній Сергійович (Krupa Evgeniy) – 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, К. С. РЕЗВА, Н. Ф. МІНЧУКОВА, Д. Ю. ХРУЩОВ

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ФОНТАННОЇ БЕЗПЕКИ ПРИ БУРІННІ ТА КАПІТАЛЬНОМУ РЕМОНТІ СВЕРДЛОВИН, СХИЛЬНИХ ДО ПОГЛИНАННЯ

Розглянуто одну з актуальних проблем нафтогазової галузі – небезпечність аварій, спричинених відкритими нафтовими та газовими фонтанами. Такі аварії призводять до значних економічних втрат, забруднення навколишнього середовища та створюють загрозу для безпеки виробництва. Тому вивчення причин їх виникнення та розробка ефективних заходів фонтанної безпеки є критично важливими для запобігання аваріям і мінімізації негативних наслідків. У ході дослідження розроблено методiku визначення допустимої швидкості спуску бурильного інструменту у свердловину, схильну до поглинання, з розкритим продуктивним горизонтом. Проведено аналіз залежності гідродинамічного тиску під башмаком бурильної колони від динамічної в'язкості бурового розчину, довжини колони бурильних труб та швидкості їх руху. Встановлено взаємозв'язок між допустимою швидкістю спуску бурильного інструменту та величиною тиску поглинання, а також густини бурового розчину. У результаті визначено діапазон густини бурового розчину (1927,5–1941,4 кг/м³), за якого забезпечується безпечний спуск бурильного інструменту при дотриманні розрахункових швидкостей. Крім того, отримано значення коефіцієнта безпеки для глибоких свердловин, схильних до поглинання, яке становить 1,04. Проведено дослідження максимально допустимої швидкості спуску бурильного інструменту при умові $[P_w] = 0,95P_{гр}$, що дозволяє підвищити надійність робіт та запобігти виникненню аварійних ситуацій.

Ключові слова: бурильний інструмент, швидкість спуску, тиск поглинання, динамічна в'язкість, свердловина, буровий розчин, гідродинамічний тиск.

D. RYMCHUK, K. REZVAYA, N. MINCHUKOVA, D. KHRUSHCHOV

ENSURING BLOWOUT PREVENTION DURING DRILLING AND WORKOVER OPERATIONS IN WELLS PRONE TO FLUID LOSS

The paper is devoted to the one of the pressing issues in the oil and gas industry – the hazards associated with accidents caused by uncontrolled oil and gas blowouts. Such incidents lead to significant economic losses, environmental pollution, and pose a serious threat to operational safety. Therefore, studying the causes of blowouts and developing effective blowout prevention measures is critically important for avoiding accidents and minimizing negative consequences. During the research, a methodology was developed for determining the permissible running speed of the drill string into a well prone to fluid loss with an open productive horizon. The study analyzed the dependence of hydrodynamic pressure under the drill string shoe on the dynamic viscosity of the drilling fluid, the length of the drill pipe string, and the pipe running speed. A correlation was established between the permissible running speed of the drill string and the loss pressure, as well as the drilling fluid density. As a result, the safe drilling fluid density range (1927.5–1941.4 kg/m³) was determined, ensuring safe drill string running at calculated speeds. Additionally, a safety factor for deep wells prone to fluid loss was obtained, equal to 1.04. The study also examined the maximum permissible running speed of the drill string under the condition $[P_w] = 0.95P_{gr}$, which improves operational reliability and prevents emergency situations.

Keywords: drill string, running speed, loss pressure, dynamic viscosity, wellbore, drilling fluid, hydrodynamic pressure.

Вступ. Відкриті нафтові та газові фонтани є найбільш складною та важкою аварією при бурінні свердловин і видобуванні нафти та газу, часто приймають характер стихійних лих. Для їх ліквідації витрачаються великі матеріальні ресурси, втрачаються нафта та газ, інколи аж до повного виснаження покладів вуглеводнів. Відкриті фонтани суттєво ускладнюють роботу бурових, нафтовидобувних підприємств, а також об'єктів промисловості, сільського господарства, населених пунктів, які знаходяться поруч. Вони завдають великої шкоди навколишньому середовищу. При відкритому фонтануванні в атмосферу викидаються отруйні і парникові гази. Гине велика кількість диких птахів, які вночі летять на яскраве полум'я палаючого фонтану. Розливи нафти при відкритому фонтануванні свердловин на шельфах морів є причиною вимирання морської флори та фауни на великих площах, забруднення берегової зони.

Однією з основних маловивчених причин виникнення флюїдопроявлень при бурінні свердловин, які в подальшому можуть перейти у викиди бурового розчину та відкриті фонтани, є перевищення вибієного тиску над тиском поглинання у процесі спуску бурильного інструменту з великою швидкістю. Ця проблема є особливо актуальною для свердловин,

схильних до поглинання, у яких невелика різниця між тиском поглинання та пластовим тиском.

У статті вирішуються питання з забезпеченню фонтанної безпеки при бурінні та капітальному ремонті свердловин, схильних до поглинання [1–4].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У нафтогазових родовищах продуктивні горизонти заповнені флюїдом, який знаходиться під пластовим тиском. У відповідності до [5–14] з метою недопущення несанкціонованого поступлення флюїду у ствол свердловини та подальшого його переходу в флюїдопроявлення у процес буріння чи капітального ремонту свердловини її необхідно заповнити буровим розчином густиною, яка розраховується за формулою:

$$\rho = \alpha \cdot P_{пл} \cdot 10^6 / g \cdot H, \text{ кг/м}^3, \quad (1)$$

де α – коефіцієнт безпеки, у відповідності до вимог нормативних документів: для свердловин глибиною до 1200 м, $\alpha = 1,1–1,15$, але гідростатичний тиск стовпа бурового розчину не повинен перевищувати пластовий тиск більше як на 1,5 МПа; для свердловин глибиною до 2500 м (інтервалів від 1200 до 2500 м) $\alpha = 1,05–1,10$, але гідростатичний тиск стовпа бурового розчину не повинен перевищувати пластовий тиск більше як на 2,5 МПа; для свердловин глибиною понад 2500 м (для інтервалів від 2500 м) $\alpha = 1,04–1,07$,

але гідростатичний тиск стовпа бурового розчину не повинен перевищувати пластовий тиск більше як на 3,5 МПа;

$P_{пл}$ – пластовий тиск, МПа;

H – глибина залягання покрівлі продуктивного горизонту по вертикалі, м;

g – прискорення вільного падіння, m/c^2 .

Але стовп бурового розчину створює на вибій тільки гідростатичний тиск.

Як зазначається у [5; 6; 12; 14] у процесі спуску чи підйому бурильного інструменту під його башмаком виникає гідродинамічний тиск.

Тоді, при спуску труб тиск на вибій визначається формулою:

$$P_B^{max} = P_{гст} + \Delta P, \text{ МПа} \quad (2)$$

де $P_{гст}$ – гідростатичний тиск стовпа бурового розчину, МПа;

P_B^{max} – тиск на вибій свердловини, МПа;

ΔP – гідродинамічний тиск під башмаком бурильного інструменту, який спускається у свердловину, МПа.

А при підйомі труб тиск на вибій визначається формулою:

$$P_B^{min} = P_{гст} - \Delta P, \text{ МПа} \quad (3)$$

Тахограма зміни вибійного тиску у процесі підйому свічки бурильних труб показана на рис. 1.

Тахограма зміни вибійного тиску у процесі спуску свічки бурильних труб показано на рис. 2.

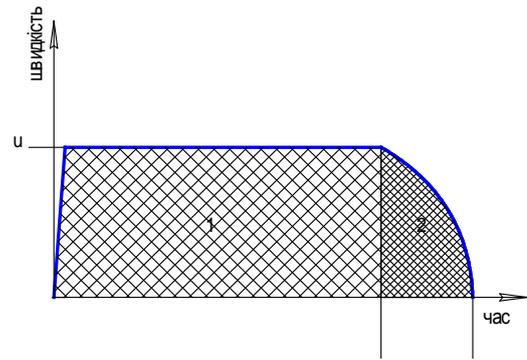
Як показано на рис. 2, під час спуску свічки, на фазі її розгону (ділянка 1 на рис. 2, а і 2, б), вибійний тиск зростає від гідростатичного $P_{гст}$ до максимального P_B^{max} . Після припинення розгону вибійний тиск дещо знижується, і залишається постійним на протязі фази рівномірного спуску свічки (ділянка 2 рис. 2, а і 2, б). З початком фази гальмування вибійний тиск починає знижуватися (ділянка 3 рис. 2, а і 2, б). На момент припинення руху свічки вибійний тиск знижується до величини P_B^{min} .

Мінімальне значення вибійного тиску буде залежати від співвідношення максимальної швидкості спуску до середньої ($u_{max}/u_{ср}$) та часу гальмування. У випадку сильного розгону свічки і короткочасного гальмування може утворитися депресія. Після припинення спуску свічки з деяким запізненням тиск на вибій вирівнюється до гідростатичного $P_{гст}$ (ділянка 4 на рис. 2, б). Такі коливання вибійного тиску з недостатньою амплітудою будуть повторюватися під час спуску кожної свічки.

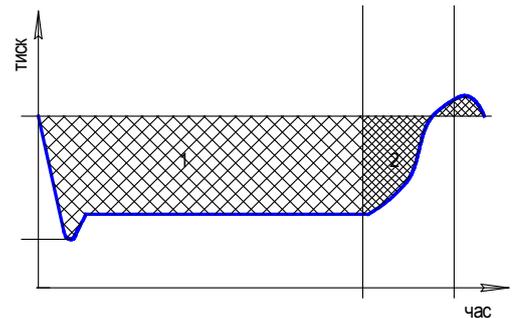
При бурінні або капітальному ремонті свердловин, схильних до поглинання при спуску труб може виникнути ситуація, коли $P_B^{max} > P_{гр}$, де $P_{гр}$ – тиск гідророзриву або поглинання, МПа.

Тоді, свердловина поглине частину бурового розчину і виникне ситуація коли $P_B < P_{пл}$, де P_B – тиск на вибій стовпа бурового розчину, МПа; $P_{пл}$ – тиск у продуктивному горизонті.

І флюїд із продуктивного пласта почне поступати у ствол свердловини – виникне флюїдопроявлення, яке може перейти у відкритий фонтан.



а

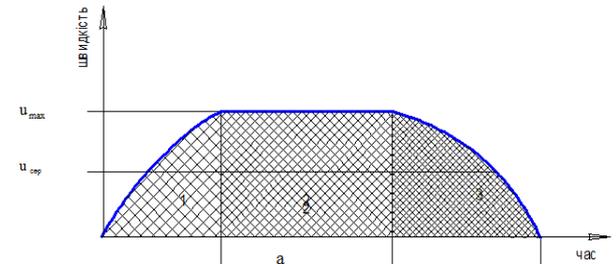


б

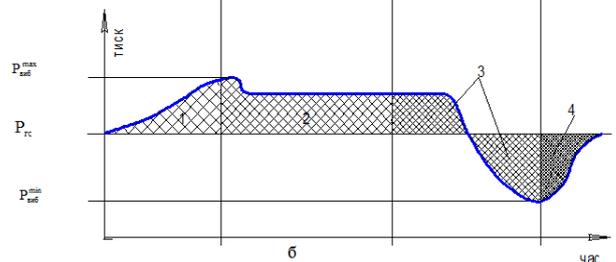
Рис. 1. Тахограма (а) і зміна вибійного тиску (б) у процесі підйому свічки труб:

$P_{гст}$ – гідростатичний вибійний тиск; P_B^{max} – найменший гідродинамічний вибійний тиск;

1 – фаза підйому свічки; 2 – фаза гальмування свічки



а



б

Рис. 2. Тахограма (а) і зміна вибійного тиску (б) у процесі спуску свічки труб:

$P_{гст}$ – гідростатичний вибійний тиск; P_B^{max} – найбільший гідродинамічний вибійний тиск; P_B^{min} – найменший гідродинамічний вибійний тиск;

1 – фаза розгону свічки; 2 – фаза рівномірного руху свічки; 3 – фаза гальмування свічки; 4 – фаза вирівнювання вибійного тиску до гідростатичного

Якщо, при підйомі бурильного інструменту виникне ситуація $P_B < P_{пл}$, то і у цьому випадку флюїд почне поступати у ствол свердловини. У роботах [5–14] нічого не сказано від яких параметрів залежить

величина гідродинамічного тиску.

У роботах [5; 7; 12; 14] сказано, що при розкритих продуктивних горизонтах слід зменшувати швидкість спуску бурильного інструменту.

Мета роботи і завдання досліджень. Метою роботи є розроблення алгоритму визначення допустимої швидкості спуску бурильного інструменту у свердловину, схильну до поглинання, з розкритим продуктивним горизонтом. Для цього необхідно:

- підібрати формулу для визначення гідродинамічного тиску під башмаком бурильного інструменту під час його руху;

- дослідити залежність гідродинамічного тиску під башмаком бурильного інструменту, який спускається у свердловину, від динамічної в'язкості бурового розчину, довжини колони бурильних труб, швидкості руху труб;

- дослідити залежність допустимої швидкості спуску бурильного інструмента у свердловину, схильну до поглинання, з розкритим продуктивним горизонтом від величини тиску поглинання та величини густини бурового розчину.

Результати досліджень. Розроблена методика визначення допустимої швидкості спуску бурильного інструменту у свердловину схильну до поглинання, з розкритим продуктивним горизонтом.

З метою попередження гідророзриву пласта або поглинання бурового розчину при спуску бурильного інструменту у свердловину, схильну до поглинання, з розкритим продуктивним горизонтом необхідно дотримуватися наступної вимоги:

$$[P_{\text{в}}] \leq P_{\text{гст}} + \Delta p, \text{ Па} \quad (4)$$

де $[P_{\text{в}}]$ – допустимий тиск на вибій свердловини, Па.
При цьому слід урахувати, що:

$$[P_{\text{в}}] = 0,95 \cdot P_{\text{гр}}. \quad (5)$$

Гідродинамічний тиск нижче колони бурильних труб, які переміщуються в середині свердловини з закритим кінцем, за Шишченком Р. І. [11] визначається за формулою:

$$\Delta p = \frac{4 \cdot \mu \cdot l \cdot u_m \cdot \varphi(n)}{r_m^2}, \quad (6)$$

де $\varphi(n) = \frac{1}{(n^2+1) \cdot \ln n - (n^2-1)}$;

$$n = \frac{r_{\text{свердл.}}}{r_m};$$

μ – динамічна в'язкість рідини, Па·с;

l – довжина бурильної колони, м;

u_m – швидкість руху труб, м/с;

$r_{\text{свердл.}}$ – радіус свердловини, м;

r_m – приведений радіус бурильної колони, який враховує радіус бурильних замків і обважнених бурильних труб;

Δp – гідродинамічний тиск під кінцем бурильної колони, яка спускається або піднімається.

Формулу (4) можна записати у наступному вигляді:

$$[P_{\text{в}}] \leq \rho \cdot g \cdot H + \frac{4 \cdot \mu \cdot l \cdot u_m \cdot \varphi(n)}{r_m^2}, \text{ Па.}$$

Звідки

$$u_m \leq \frac{([P_{\text{в}}] - \rho \cdot g \cdot H) \cdot r_m^2}{4 \cdot \mu \cdot l \cdot \varphi(n)}, \text{ м/с.} \quad (7)$$

Досліджено як змінюється гідродинамічний тиск при зміні динамічної в'язкості. Дослідження проводились для $\mu = 50; 60; 70; 80; 90; 100; 110$ мПа·с.

Досліджено як змінюється гідродинамічний тиск при зміні швидкості руху труб. Дослідження проводились для $u_m = 0,2; 0,25; 0,3; 0,35; 0,40; 0,45; 0,50; 0,55; 0,60; 0,65; 0,70$ м/сек.

Досліджено як змінюється гідродинамічний тиск при зміні довжини бурильної колони. Дослідження проводились для $L = 2500; 2750; 3000; 3250; 3500; 3750; 4000; 4250; 4500; 4750; 5000$ м.

Графік зміни гідродинамічного тиску при зміні швидкості руху труб при $\mu = 120$ мПа·с показано на рис. 3.

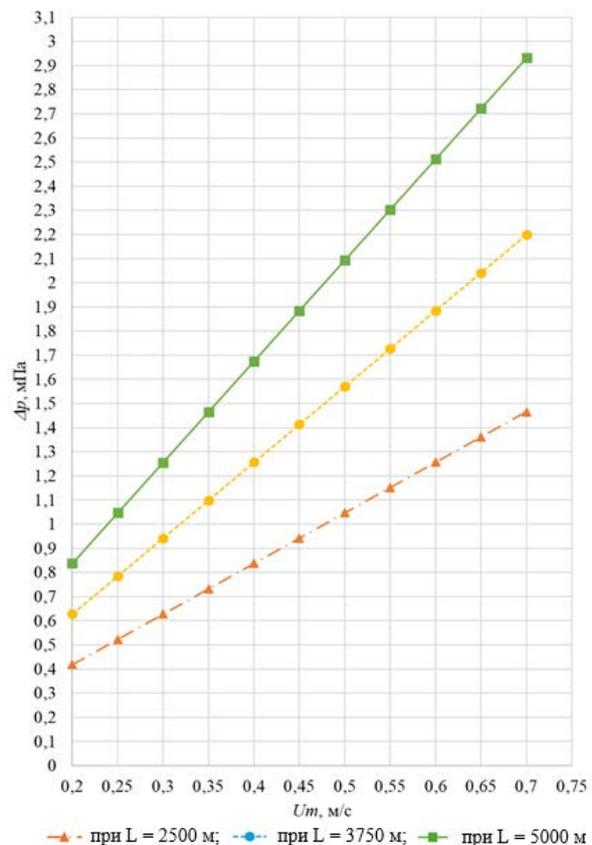


Рис. 3. Графік зміни гідродинамічного тиску при зміні швидкості руху труб при $\mu = 120$ мПа·с

Користуючись запропонованою методикою визначимо допустиму швидкість спуску бурильного інструменту у свердловину №1 Дослідна при розкритому продуктивному горизонті.

Вихідні дані для розрахунку. Свердловина експлуатаційна, вертикальна.

Конструкція свердловини:

- кондуктор ВС 508x12,7 N80 спущений на глибину 582 м, зацементований до гирла, опресований – герметичний;

- перша технічна колона ВС 340x12,19 Р-110

спущена на глибину 2674 м, зацементована до гирла, опресована – герметична;

- друга технічна колона складається із труб двох типорозмірів: верхня секція від 0 до 3371 м труби BC 245x11,99 P-110, нижня секція від 3371 до 5272 м труби BC 245x11,05 P-110 зацементована до гирла, опресована – герметична;

- вибій знаходиться на глибині 5447 м.

Продуктивний горизонт знаходиться в інтервалі: 5500–5547 м.

Пластовий тиск – 100 МПа.

Динамічна в'язкість бурового розчину – 90 мПа·с.

Густина бурового розчину – 1928 кг/м³.

Інтервал можливого поглинання: 5500–5547 м.

Тиск гідророзриву пласта (поглинання) – 111 МПа.

Буріння ведеться бурильним інструментом з використанням бурільних труб ІЕУ 127x9,19 S-135 з замками 5¹/₂ FH, обважнених бурільних NC 50–70 зовнішнім діаметром 177,8 м та внутрішнім – 71,4 мм – 154 м і долота діаметром 215,9 мм.

Спочатку визначено приведений радіус бурильної колони, який враховує радіус бурільних замків і обважнених бурільних труб $r_m = 65,86$ мм. Тоді $n = 1,64$, $\varphi_{(n)} = 7,57$. Використовуючи формулу (7) визначаємо $u_m = 0,4124$ м/с.

Досліджено залежність максимально допустимої швидкості спуску бурильного інструменту від густини бурового розчину.

При бурінні свердловин №1 Дослідна з метою попередження несанкціонованого поступання (проникнення) флюїду в ствол свердловини передбачено, щоб гідростатичний тиск стовпа бурового розчину на 4–7 % перевищував пластовий тиск. Не має чіткої вимоги, щодо величини коефіцієнта безпеки. Фахівці бурової компанії самі вибирають його величину без необхідних обґрунтувань.

Для цього спочатку визначено значення густини бурового розчину від величини коефіцієнта безпеки використовуючи формулу (1). Дані занесемо в табл. 1.

Таблиця 1 – Залежність густини бурового розчину від величини коефіцієнта безпеки

Коефіцієнт безпеки	1,04	1,0425	1,045	1,0475	1,05	1,0525	1,055	1,0575	1,06	1,0625	1,065	1,0675	1,07
Густина бурового розчину кг/м ³	1927,5	1932,2	1936,8	1941,4	1946,1	1950,7	1955,3	1960	1964,6	1969,2	1973,9	1978,5	1983,1

На підставі отриманих даних побудований графік залежності густини бурового розчину від величини коефіцієнта безпеки (рис. 4).

Використовуючи формулу (7) визначимо допустиму максимальну швидкість спуску бурильного інструменту в залежності від густини бурового розчину. Дані занесемо у табл. 2.

На підставі отриманих даних побудовано графік залежності максимально допустимої швидкості спуску бурильного інструменту від густини бурового розчину (рис. 5).

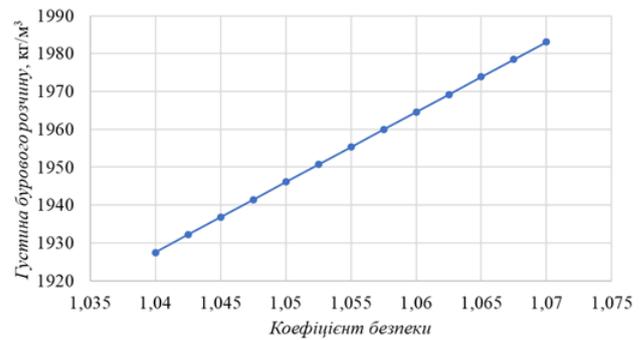


Рис. 4. Графік залежності густини бурового розчину від величини коефіцієнта безпеки

Таблиця 2 – Залежність максимально допустимої швидкості спуску бурильного інструменту від густини бурового розчину

Густина бурового розчину кг/м ³	1927,5	1932,2	1936,8	1941,4	1946,1	1950,7	1955,3	1960	1964,6	1969,2	1973,9	1978,5	1983,1
Швидкість спуску бурильного інструменту м/с	0,420	0,347	0,275	0,203	0,121	0,057	-0,014	-0,087	-0,159	-0,231	-0,304	-0,376	-0,448

Досліджено, як міняється максимальна допустима швидкість спуску бурильного інструменту в залежності від величини коефіцієнта співвідношення тиску поглинання (гідророзриву) до пластового тиску:

$$k = \frac{P_{гр}}{P_{пл}} \quad (8)$$

Для дослідження взяті всі дані по свердловині №1 Дослідна, мінялись тільки величину тиску поглинання.

У нашому випадку $k = \frac{111}{100} = 1,11$.

Проведені дослідження максимально допустимої швидкості спуску бурильного інструменту при $[P_v] = 0,95 \cdot P_{гр}$. Результати дослідження занесені у табл. 3.

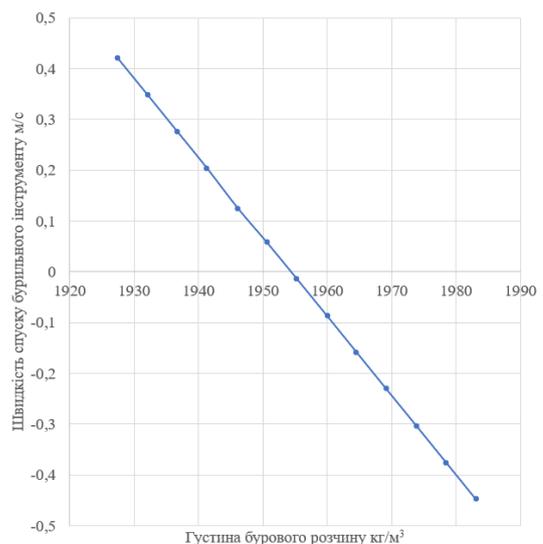


Рис. 5. Графік залежності максимально допустимої швидкості спуску бурильного інструменту від густини бурового розчину

Таблиця 3 – Залежність максимально допустимої швидкості спуску бурильного інструмента від коефіцієнта співвідношення тиску поглинання до пластового тиску при $[P_{в}] = 0,95 \cdot P_{гр}$

k	1,09	1,10	1,11	1,12	1,13	1,14	1,15	1,16
$U_{м}, \text{м/с}$	-0,127	0,117	0,420	0,638	1,002	1,248	1,523	1,798

За результатами дослідження побудовано графік (рис. 6).

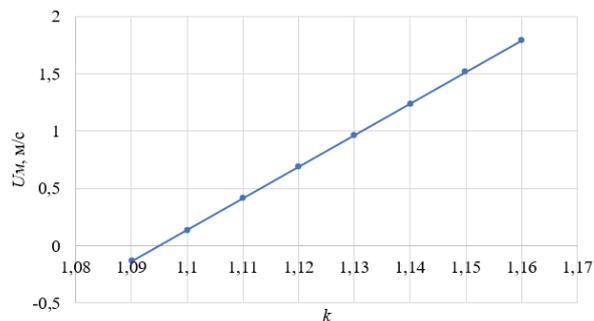


Рис. 6. Залежність максимально допустимої швидкості спуску бурильного інструмента від коефіцієнта співвідношення тиску поглинання до пластового тиску при $[P_{в}] = 0,95 \cdot P_{гр}$

Висновки. 1. Гідродинамічний тиск під башмаком бурильного інструменту зростає лінійно із збільшенням динамічної в'язкості бурового розчину, швидкості руху труб та довжини колони.

2. Для свердловини №1 Дослідна:

- в залежності від величини коефіцієнта безпеки густина бурового розчину може знаходитись в межах від 1927,5 до 1983,1 кг/м³, що відповідає вимогам чинних нормативних документів;

- при густині бурового розчину від 1927,5 до 1941,4 кг/м³, можна проводити спуск бурильного інструменту, дотримуючись розрахункових значень швидкості спуску;

- при густині бурового розчину від 1941,5 до 1950,7 кг/м³, неможливо забезпечити розраховану швидкість спуску;

- при густині бурового розчину більше 1950,8 кг/м³, при спуску бурильного інструменту виникне поглинання бурового розчину, а далі газопроявлення і викид бурового розчину із свердловини.

3. Для глибоких свердловин, схильних до поглинання, розрахунок густини бурового розчину необхідно проводити виходячи із величини коефіцієнта безпеки 1,04.

4. При розрахунку максимально допустимої швидкості спуску бурильного інструмента слід враховувати коефіцієнт співвідношення тиску поглинання до пластового тиску:

- при $k > 1,11$ можна безпечно проводити спуск бурильного інструменту дотримуючись розрахованої максимально допустимої швидкості спуску;

- при $1,05 \leq k \leq 1,11$, якщо не дотримуватись розрахованої максимально допустимої швидкості спуску бурильного інструменту, або недоливати свердловину під час підйому бурильного інструменту

чи при частковому розгазуванні бурового розчину у свердловині може виникнути несанкціоноване проникнення газу у ствол, яке з часом перейде у газопроявлення, а далі у викид і відкритий фонтан;

- при $k < 1,05$ при спуску бурильного інструмента у свердловині виникне катастрофічне поглинання бурового розчину, а далі викид бурового розчину та відкритий фонтан;

- при виникненні у свердловині ситуації коли $k < 1,11$ для подальшого безпечного її буріння необхідно провести роботи із ізоляції поглинаючого пласта.

5. Запропоновано методику визначення максимально допустимої швидкості спуску бурильного інструменту у свердловину, схильну до поглинання, рекомендується до використання у нафтогазових підприємствах.

Список літератури

- Ghorbani H., Abdali M. R., Mohamadian N., Wood D. Petroleum Well Blowouts as a Threat to Drilling Operation and Wellbore Sustainability: Causes, Prevention, Safety and Emergency Response. *Journal of Construction Materials*. 2021. doi: 10.36756/JCM.si.1.1
- Amish M., Khodja M. Review of detection, prediction and treatment of fluid loss events. *Arabian Journal of Geosciences*. 2025. Vol. 18. A. no. 8. doi: 10.1007/s12517-024-12142-9
- Xie Z., Kang Y., Wang X., Xu C., Lin C. The Analysis of Transient Drilling Fluid Loss in Coupled Drill Pipe-Wellbore-Fracture System of Deep Fractured Reservoirs. *Processes*. 2025. Vol. 13, issue 10. P. 3100. doi: 10.3390/pr13103100
- Akilov J., Djabbarov M. The influence of the viscoelastic properties of the flushing fluid on the hydrodynamic pressure on the well walls in drilling. *Int. scientific conf. on modern problems of applied science and engineering: MPASE 2024. AIP Conference Proceedings*. Vol. 3244, no. 1 (2–3 May 2024, Samarkand, Uzbekistan). AIP Publishing LLC, 2024. P. 020012. doi: 10.1063/5.0241901
- Вайсберг Г. Л., Римчук Д. В. *Фонтанна безпека. Запитання, відповіді*. Харків : УЦЕБОПнафтогаз, 2002. 474 с.
- Катеринчук П. О., Римчук Д. В., Цибулько С. В., Шудрик О. Л. *Освоєння, інтенсифікація та ремонт свердловин*. Харків : Пром-Арт, 2018. 608 с.
- 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.
- Костриба І. В., Мосора Ю. Р. *Фонтанна безпека в нафтогазовій галузі. Лабораторний практикум*. Івано-Франківськ : ІФТУНГ, 2017. 58 с.
- Костриба І. В., Мосора Ю. Р., Шостаківський І. І. *Фонтанна безпека в нафтогазовій галузі. Методичні вказівки до вивчення дисципліни*. Івано-Франківськ : ІФТУНГ, 2017. 95 с.
- Костриба І. В. *Фонтанна безпека в нафтогазовій галузі. Практикум*. Івано-Франківськ : ІФТУНГ, 2017. 70 с.
- Мислюк М. А., Рибич І. Й., Яремійчук Р. С. *Буріння свердловин у п'яти томах. Т. 5. Ускладнення. Аварії. Екологія*. Київ : Інтерпрес ЛТД, 2004. 376 с.
- Редька Є. П., Резва К. С., Римчук Д. В., Тульська А. Г., Хрушов Д. Ю., Цибулько С. В. *Фонтанна та газова безпека в нафтогазовій галузі: навч. посіб.* Харків : НТУ «ХПБ», 2024. 276 с.
- СОУ 09.1-300197750-245:2015 *Свердловини на нафту і газ. Попередження газонафтоводопровівів і відкритих фонтанів під час спорудження і капітального ремонту свердловин* / Стандарт Організації України. Київ : ПАТ «Укргазвидобування», 2016. 88 с.
- СОУ 09.1-30019775-224:2016. *Свердловини на нафту і газ. Профілактична робота з попередження виникнення флюїдопроявів, відкритих нафтових і газових фонтанів та аварій. Організація і методика проведення* / Стандарт Організації України. Київ : ПАТ «Укргазвидобування», 2016. 32 с.

References (transliterated)

- Ghorbani H., Abdali M. R., Mohamadian N., Wood D. Petroleum Well Blowouts as a Threat to Drilling Operation and Wellbore Sustainability: Causes, Prevention, Safety and Emergency Response. *Journal of Construction Materials*. 2021. doi: 10.36756/JCM.si1.1
- Amish M., Khodja M. Review of detection, prediction and treatment of fluid loss events. *Arabian Journal of Geosciences*. 2025, vol. 18, a. no. 8. doi: 10.1007/s12517-024-12142-9
- Xie Z., Kang Y., Wang X., Xu C., Lin C. The Analysis of Transient Drilling Fluid Loss in Coupled Drill Pipe-Wellbore-Fracture System of Deep Fractured Reservoirs. *Processes*. 2025, vol. 13, issue 10, p. 3100. doi: 10.3390/pr13103100
- Akilov J., Djabbarov M. The influence of the viscoelastic properties of the flushing fluid on the hydrodynamic pressure on the well walls in drilling. *Int. scientific conf. on modern problems of applied science and engineering: MPASE 2024. AIP Conference Proceedings. Vol. 3244, no. 1 (2–3 May 2024, Samarkand, Uzbekistan)*. AIP Publishing LLC, 2024, p. 020012. doi: 10.1063/5.0241901
- Vaysberh H. L., Rymchuk D. V. *Fontanna bezpeka. Zapytannya, vidpovidi* [Blowout Safety: Questions and Answers]. Kharkiv, UTsEBOpnaftohaz Publ., 2002. 474 p.
- Katerynychuk P. O., Rymchuk D. V., Tsybul'ko S. V., Shudryk O. L. *Osvoyennya, intensyfikatsiya ta remont sverdlovyn* [Development, intensification and repair of wells]. Kharkiv, Prom-Art Publ., 2018. 608 p.
- Katerynychuk P. O., Minchukova N. F., Rymchuk D. V., Tsybul'ko S. V. *Fontanna ta hazova bezpeka v naftohazoviy haluzi* [Fountain and gas safety in the oil and gas industry]. Kharkiv, Planeta-Prynt Publ., 2022. 646 p.
- Kostryba I. V., Mosora Yu. R. *Fontanna bezpeka v naftohazoviy haluzi. Laboratornyy praktykum* [Blowout Safety in the Oil and Gas Industry: Laboratory Workshop]. Ivano-Frankivsk, IFTUNH Publ., 2017. 58 p.
- Kostryba I. V., Mosora Yu. R., Shostakivskyy I. I. *Fontanna bezpeka v naftohazoviy haluzi. Metodichni vkazivky do vyvchennya dystsypliny* [Blowout Safety in the Oil and Gas Industry: Methodical Guidelines]. Ivano-Frankivsk, IFTUNH Publ., 2017. 95 p.
- Kostryba I. V. *Fontanna bezpeka v naftohazoviy haluzi. Praktykum* [Blowout Safety in the Oil and Gas Industry: Practical Manual]. Ivano-Frankivsk, IFTUNH Publ., 2017. 70 p.
- Myslyuk M. A., Rybchych I. Y., Yaremichuk R. S. *Burinnya sverdlovyn u p'yaty tomakh. T. 5: Uskladnennya. Avariyyi. Ekolohiya* [Well Drilling in Five Volumes. Vol. 5: Complications, Accidents, Ecology]. Kyiv, Interpres LTD Publ., 2004. 376 p.
- Red'ka Ye. P., Ryzva K. S., Rymchuk D. V., Tul'ska A. H., Khrushchov D. Yu., Tsybul'ko S. V. *Fontanna ta hazova bezpeka v naftohazoviy haluzi: navch. posib* [Blowout and Gas Safety in the Oil and Gas Industry: Textbook]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024. 276 p.
- SOU 09.1-300197750-245:2015. *Sverdlovyny na naftu i haz. Poperedzhennya hazonaftovodoprovyaviv i vidkrytykh fontaniv pid chas sporudzheniya i kapital'noho remontu sverdlovyn* [Standard of the Organisation of Ukraine 09.1-300197750-245:2015. Oil and Gas Wells. Prevention of Gas-Oil-Water Shows and Open Blowouts During Drilling and Workover]. Kyiv, PJSC "Ukrgezvydobuvannya" Publ., 2016. 88 p.
- SOU 09.1-30019775-224:2016. *Sverdlovyny na naftu i haz. Profilaktychna robota z poperedzhennya vynyknennya flyuyidoprovyaviv, vidkrytykh naftovykh i hazovykh fontaniv ta avariiv. Orhanizatsiya i metodyka provedennya* [Standard of the Organisation of Ukraine 09.1-30019775-224:2016. Oil and Gas Wells. Preventive Measures for Avoiding Fluid Shows, Open Oil and Gas Blowouts and Accidents. Organization and Methodology]. Kyiv, PJSC "Ukrgezvydobuvannya" Publ., 2016. 32 p.

Надійшло (received) 10.12.2025

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: danilorymchuk@gmail.com

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

Мінчукова Наталія Федорівна (Minchukova Nataliia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри «Видобування нафти газу та конденсату»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-9307-1550>; e-mail: minchukova@ukr.net

Хрущов Данило Юрійович (Khrushchov Danylo) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Видобування нафти газу та конденсату»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-4153-9204>; e-mail: danyakh@ukr.net

О. М. ФАТЄЄВ, Н. М. ФАТЄЄВА, А. В. ШИЯН, В. В. ПОЛЯКОВ

ОПТИМІЗАЦІЯ ЧАСУ НАГНІТАННЯ В СИСТЕМАХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ВИПРОБУВАНЬ НА ОСНОВІ МЕТОДУ GAIN SCHEDULING

Гідравлічні випробування високим тиском є важливим, фінальним етапом у виробництві труб нафтогазового сортаменту, що працюють під тиском. Результатом цих випробувань є підтвердження структурної цілісності матеріалу, що гарантує безпеку подальшої експлуатації. Успішне проведення випробування вимагає точного та контрольованого досягнення і утримання заданого випробувального тиску. Ключовою проблемою при керуванні гідравлічними мультиплікаторами, які використовуються для нагнітання рідини, є сильна нелінійність динаміки системи. Метою роботи є розробка та теоретичне обґрунтування адаптивної моделі керування на основі методу планування коефіцієнтів регулятора для гідравлічного мультиплікатора високого тиску. Для цього була сформульована повна фізико-математична модель системи, що враховує нелінійність та змінливість об'єму, розроблена стратегія адаптації коефіцієнтів в залежності від тиску, спрямована на мінімізацію часу нагнітання. Було підтверджено, що адаптивне керування здатне забезпечити плавний підйом тиску (нульове перерегулювання) та його точне утримання у допуску $\pm 1\%$ протягом заданого часу, тим самим оптимізуючи технологічний процес. Методологія планування коефіцієнтів (Gain Scheduling) є широко застосовуваним підходом в адаптивному керуванні нелінійними динамічними системами, чий параметри повільно або передбачувано змінюються в залежності від робочої точки. В контексті гідравлічної системи, що випробується, критична динамічна характеристика – еквівалентний модуль об'ємної пружності – виявляє сильну нелінійну залежність від тиску. Цей підхід долає обмеження лінійних ПІД-регуляторів шляхом синтезу сімейства лінійних регуляторів, кожен з яких оптимально налаштований для конкретної робочої точки, що відповідає певному діапазону тиску. Перемикання між цими регуляторами або інтерполяція між їхніми коефіцієнтами здійснюється плавно, забезпечуючи квазі-оптимальне керування в усьому діапазоні робочих режимів. На основі теоретичного моделювання динаміки системи керування тиском за допомогою адаптивної стратегії планування коефіцієнтів (Gain Scheduling) для гідравлічного випробування високим тиском, були отримані: оптимізація часу нагнітання; гарантія безпеки (нульове перерегулювання); компенсація нелінійності; універсальність до об'єму стиснення; компенсація витоків.

Ключові слова: гідростатичні випробування, нафтогазовий сортамент, гідромultiплікатор, адаптивна модель керування, динамічні характеристики, ПІД-регулятор.

O. FATYUEV, N. FATIEVA, A. SHYIAN, V. POLIAKOV

OPTIMISATION OF PUMPING TIME IN HYDRAULIC TEST SYSTEMS BASED ON THE GAIN SCHEDULING METHOD

High-pressure hydraulic testing is an important final stage in the production of oil and gas pipes that operate under pressure. The result of these tests is confirmation of the structural integrity of the material, which guarantees the safety of further operation. Successful testing requires accurate and controlled achievement and maintenance of the specified test pressure. The key problem in controlling hydraulic multipliers used for pumping fluids is the strong non-linearity of the system dynamics. The aim of the work is to develop and theoretically substantiate an adaptive control model based on the method of planning regulator coefficients for a high-pressure hydraulic multiplier. To this end, a complete physical and mathematical model of the system was formulated, taking into account nonlinearity and volume variability, and a strategy was developed for adjusting coefficients depending on pressure, aimed at minimising pumping time. It has been confirmed that adaptive control is capable of ensuring a smooth pressure rise (zero overshoot) and its accurate maintenance within a tolerance of $\pm 1\%$ for a specified time, thereby optimising the technological process. Gain scheduling is a widely used approach in adaptive control of nonlinear dynamic systems whose parameters change slowly or predictably depending on the operating point. In the context of the hydraulic system under test, the critical dynamic characteristic – the equivalent volumetric elasticity modulus – exhibits a strong nonlinear dependence on pressure. This approach overcomes the limitations of linear PID controllers by synthesising a family of linear controllers, each optimally tuned for a specific operating point corresponding to a specific pressure range. Switching between these controllers or interpolation between their coefficients is performed smoothly, ensuring quasi-optimal control across the entire range of operating modes. Based on theoretical modelling of the dynamics of the pressure control system using an adaptive gain scheduling strategy for high-pressure hydraulic testing, the following results were obtained: optimisation of pumping time; safety guarantee (zero overshoot); compensation for non-linearity; universality to compression volume; leakage compensation.

Keywords: hydrostatic testing, oil and gas products, hydraulic multiplier, adaptive control model, dynamic characteristics, PID controller.

Вступ. Актуальність та постановка проблеми.

Гідравлічні випробування високим тиском є важливим, фінальним етапом у виробництві труб нафтогазового сортаменту, що працюють під тиском. Метою цих випробувань є підтвердження структурної цілісності матеріалу та зварних швів, гарантуючи безпеку подальшої експлуатації [1]. Успішне проведення випробування вимагає точного та контрольованого досягнення і утримання заданого випробувального тиску ($P_{\text{випр}}$) [2].

Ключовою проблемою при керуванні гідравлічними мультиплікаторами, які використовуються для нагнітання рідини, є сильна нелінійність динаміки системи [3], що має дві основні причини:

1. Залежність жорсткості від тиску:

еквівалентний модуль об'ємної пружності робочої рідини ($E_{\text{екв}}$) нелінійно зростає зі збільшенням тиску через стиснення залишкового повітря в системі.

2. Часта зміна внутрішнього об'єму: геометричні параметри системи (загальний об'єм V_v та початковий об'єм повітря $V_{\text{пов}_0}$) змінюються від випробування до випробування залежно від довжини та діаметра труби, що унеможливує використання фіксованих налаштувань регулятора.

Ці фактори безпосередньо впливають на технологічний час випробування ($T_{\text{заг}}$), який необхідно мінімізувати для підвищення продуктивності виробництва, зберігаючи при цьому найвищі вимоги до якості [4], зокрема, уникнення перерегулювання тиску.

Огляд літератури. Традиційне керування гідравлічними системами часто ґрунтується на

класичних пропорційно-інтегрально-диференціальних (ПІД) регуляторів [5]. Проте, незважаючи на їхню простоту та надійність у лінійних системах, фіксовані коефіцієнти ПІД-регулятора не можуть ефективно функціонувати в умовах змінної жорсткості. Використання «повільних» налаштувань, які гарантують стабільність на високих тисках, призводить до неприпустимо повільного нагнітання на низьких тисках, що збільшує $T_{\text{нагн}}$. Надмірно «агресивні» налаштування, навпаки, можуть викликати нестабільність та перерегулювання, потенційно руйнуючи трубу.

Для вирішення проблеми передбачуваної нелінійності в гідравліці ефективно застосовуються адаптивні методи [6]. Серед них метод планування коефіцієнтів (Gain Scheduling) є найбільш практичним і надійним, оскільки він використовує вимірювану змінну (P_v) для динамічної корекції коефіцієнтів регулятора та дозволяє синтезувати сімейство лінійних регуляторів для різних робочих точок, забезпечуючи оптимальне демпфування та швидкість у всьому діапазоні тиску [5].

Метою даної роботи є розробка та теоретичне обґрунтування адаптивної моделі керування на основі методу планування коефіцієнтів регулятора для гідравлічного мультиплікатора високого тиску.

Для досягнення цієї мети необхідно:

1. Сформулювати повну фізико-математичну модель системи, що враховує нелінійність $E_{\text{екв}}$ та змінливість об'єму V_v .
2. Розробити стратегію адаптації коефіцієнтів K_i в залежності від тиску P_v , спрямовану на мінімізацію часу нагнітання $T_{\text{нагн}}$.
3. Підтвердити, що адаптивне керування здатне

забезпечити плавний підйом тиску (нульове перерегулювання) та його точне утримання у допуску $\pm 1\%$ протягом заданого часу $T_{\text{вигр}}$, тим самим оптимізуючи технологічний процес.

Розрахунок геометричних параметрів та змінного об'єму системи. Коефіцієнт мультиплікації тиску. Гідравлічний мультиплікатор (рис. 1) функціонує як перетворювач тиску, використовуючи робочу рідину (оливу) низького тиску для нагнітання води до надвисоких значень тиску. Коефіцієнт мультиплікації тиску (K) є конструктивною константою системи, що визначається співвідношенням площі перерізу поршня ($A_{\text{пор}}$), який приводиться в рух, до площі перерізу плунжера ($A_{\text{пл}}$), який безпосередньо контактує з водою:

$$K = \frac{A_{\text{пор}}}{A_{\text{пл}}} = \frac{D_{\text{пор}}^2}{D_{\text{пл}}^2} \quad (1)$$

Цей коефіцієнт визначає максимальний теоретичний тиск води, який може бути досягнутий на виході за певного тиску оливи на вході.

Об'ємна витрата та швидкість нагнітання. Об'ємний потік оливи ($Q_{\text{ол}}$), що подається від керуючого клапана на поршень, перетворюється на швидкість лінійного переміщення плунжера ($v_{\text{пл}}$):

$$v_{\text{пл}} = \frac{Q_{\text{ол}}}{A_{\text{пор}}} \quad (2)$$

В свою чергу, об'ємний потік нагнітання води ($Q_{\text{нагн}}$), який безпосередньо збільшує тиск у випробувальній камері, визначається швидкістю плунжера та його площею $A_{\text{пл}}$:

$$Q_{\text{нагн}} = A_{\text{пл}} \cdot v_{\text{пл}} \quad (3)$$

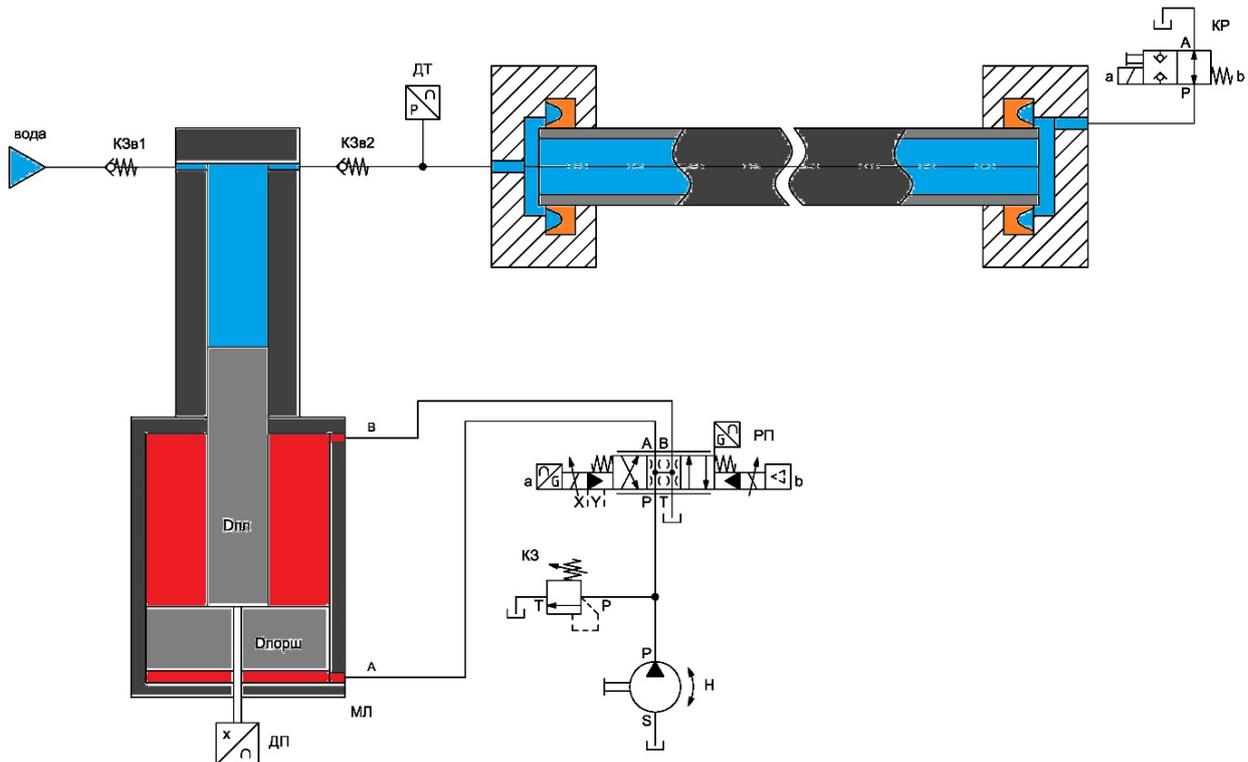


Рис. 1. Функціональна схема процесу гідростатичного випробування труб

Розрахунок змінного об'єму системи. Однією з ключових особливостей даного об'єкта керування є змінливість об'єму води (V_B) від випробування до випробування. Ця змінливість залежить від габаритів труби, що перевіряється, і є вхідним параметром для синтезу адаптивної моделі.

Сумарний об'єм води у системі складається з фіксованого об'єму води в середині обладнання та змінного внутрішнього об'єму труби:

$$V_B = V_{\text{обл}} + V_{\text{тр}} \quad (4)$$

де $V_{\text{обл}}$ – фіксований об'єм гідравлічної лінії високого тиску та випробувального обладнання;

$V_{\text{тр}}$ – внутрішній об'єм випробувальної труби, який розраховується за її внутрішнім діаметром (D_B) та довжиною (L):

$$V_{\text{тр}} = \frac{\pi D_B^2 L}{4}. \quad (5)$$

Таким чином, зміна V_B впливає як на динаміку нагнітання (вимагаючи різної кількості рідини для досягнення цільового тиску), так і на кінцеву жорсткість системи, що є головним аргументом та користь застосування адаптивного керування.

Модель стисливості та аналіз нелінійності системи. Фізична природа нелінійності. Динамічні характеристики гідравлічної системи високого тиску визначаються її жорсткістю [7], яка математично описується еквівалентним модулем об'ємної пружності ($E_{\text{екв}}$). На відміну від чистої води, яка має високий і майже постійний модуль пружності ($E_{B_{\text{чист}}} \approx 2000$ МПа), реальна випробувальна система є значно "м'якшою" через наявність стисливого елемента – повітря.

Повітря може бути присутнім у двох формах [8], обидві з яких необхідно врахувати, оскільки їхній сумарний об'єм $V_{\text{пов}_0}$ є змінним параметром для кожного випробування:

1. Вільне (нерозчинене) повітря ($V_{\text{пов}_\text{віль}_0}$): фіксований початковий об'єм повітря, що залишається у верхніх точках обладнання лінії високого тиску, який залежить від конструктивних параметрів обладнання.

2. Розчинене повітря ($V_{\text{пов}_\text{розч}_0}$): повітря, розчинене у воді всередині труби. Його початковий об'єм пропорційний об'єму труби $V_{\text{тр}}$ і становить приблизно 0,5 % від $V_{\text{тр}}$.

Сумарний початковий об'єм повітря ($V_{\text{пов}_0}$) розраховується як:

$$V_{\text{пов}_0} = V_{\text{пов}_\text{віль}_0} + V_{\text{пов}_\text{розч}_0} = V_{\text{пов}_\text{віль}_0} + 0,005 \cdot V_{\text{тр}}. \quad (6)$$

Формула еквівалентного модуля пружності. Еквівалентний модуль об'ємної пружності системи, що складається з води та повітря, описується на основі принципу суперпозиції стисливостей. Припускаючи, що стиснення повітря відбувається за ізотермічним законом, $E_{\text{екв}}$ є нелінійною функцією поточного абсолютного тиску води (P_B) [9]:

$$\frac{1}{E_{\text{екв}}(P_B)} = \frac{1}{E_{B_{\text{чист}}}} + \frac{V_{\text{пов}_0}}{V_B} \cdot \frac{P_{\text{атм}}}{P_B}, \quad (7)$$

де $E_{B_{\text{чист}}}$ – модуль пружності чистої води;

V_B – сумарний об'єм води у випробувальній камері, рівняння (4);

$P_{\text{атм}}$ – атмосферний тиск;

P_B – поточний абсолютний тиск води.

Аналіз нелінійності. Перегрупувавши рівняння (7), отримуємо:

$$E_{\text{екв}}(P_B) = \frac{1}{\frac{1}{E_{B_{\text{чист}}} + \frac{V_{\text{пов}_0}}{V_B} \cdot \frac{P_{\text{атм}}}{P_B}}}. \quad (8)$$

Аналіз цієї залежності демонструє ключові нелінійні властивості системи:

- низький тиск ($P_B \rightarrow P_{\text{атм}}$): знаменник $\frac{P_{\text{атм}}}{P_B}$ є великим. $E_{\text{екв}}$ є мінімальним (система "м'яка") і визначається переважно стисливістю повітря. Це вимагає великого керуючого впливу для досягнення цільового тиску;

- високий тиск ($P_B \rightarrow P_{\text{випр}}$): повітря майже повністю стиснене. $E_{\text{екв}}$ асимптотично наближається до $E_{B_{\text{чист}}}$ (система "жорстка"). У цьому діапазоні невелике нагнітання рідини спричиняє дуже значне зростання тиску, що вимагає мінімального керуючого впливу для підтримки стабільності.

Оскільки початкові параметри V_B та $V_{\text{пов}_0}$ є змінними для кожної труби, крива $E_{\text{екв}}(P_B)$ змінюється перед кожним випробуванням, що підсилює необхідність застосування адаптивного керування.

Принцип неперервності та динамічне рівняння. Рівняння динаміки тиску. Динаміка зміни тиску води (P_B) у випробувальній камері описується на основі принципу неперервності маси (або об'єму), що є фундаментальним законом гідравліки [10; 11].

Швидкість зміни тиску пропорційна чистому об'ємному потоку (ΣQ), що надходить у систему, та обернено пропорційна її об'єму (V_B) та жорсткості ($E_{\text{екв}}$):

$$\frac{dP_B}{dt} = \frac{E_{\text{екв}}(P_B)}{V_B} \cdot \Sigma Q. \quad (9)$$

Чистий об'ємний потік (ΣQ) є різницею між потоком, що нагнітається плунжером ($Q_{\text{нагн}}$), та об'ємним потоком витоків із системи ($Q_{\text{витік}}$):

$$\Sigma Q = Q_{\text{нагн}} - Q_{\text{витік}}(P_B). \quad (10)$$

Підставляючи (10) у (9), отримуємо повне диференціальне рівняння, що моделює динаміку тиску:

$$\frac{dP_B}{dt} = \frac{E_{\text{екв}}(P_B)}{V_B} (Q_{\text{нагн}} - Q_{\text{витік}}(P_B)). \quad (11)$$

Моделювання об'ємних потоків.

- А. Потік нагнітання ($Q_{\text{нагн}}$). Потік, що нагнітається, є прямим результатом керуючого впливу, що діє на мультиплікатор. Він залежить від площі плунжера ($A_{\text{пл}}$) та його лінійної швидкості ($v_{\text{пл}}$), яка, у свою чергу, пропорційна керуючому сигналу від регулятора:

$$Q_{\text{нагн}} = A_{\text{пл}} \cdot v_{\text{пл}}, \quad (12)$$

де швидкість $v_{\text{пл}}$ визначається гідравлічною частиною

системи керування (пропорційним розподільником та поршнем). $Q_{\text{нагн}}$ є керованим входом до системи.

- Б. Потік витоків ($Q_{\text{витік}}$). Витоки робочої рідини крізь ущільнення та зазори є неминучими в системі високого тиску. $Q_{\text{витік}}$ є некерованим збуренням і зростає зі збільшенням тиску. Для турбулентного режиму, що характерний для витоків крізь малі зазори при високих перепадах тиску, потік витоків моделюється як функція квадратного кореня від тиску:

$$Q_{\text{витік}}(P_{\text{в}}) = C_{\text{вит}} \sqrt{P_{\text{в}}}, \quad (13)$$

де $C_{\text{вит}}$ – коефіцієнт витоків, який залежить від гідравлічного опору ущільнень.

Значення динамічного рівняння для керування. Рівняння (11) є основою математичної моделі об'єкта керування. Воно підтверджує, що швидкість зростання тиску $dP_{\text{в}}/dt$ залежить від трьох ключових змінних, які роблять систему нелінійною та змінливою [12]:

1. $E_{\text{скв}}(P_{\text{в}})$: нелінійна залежність жорсткості від тиску.
2. $V_{\text{в}}$: змінний об'єм, що залежить від конфігурації труби.
3. $Q_{\text{витік}}(P_{\text{в}})$: нелінійне збурення, що зростає з тиском.

Для ефективного керування (тобто, для точного контролю $Q_{\text{нагн}}$ з метою досягнення бажаного $P_{\text{випр}}$) регулятор повинен динамічно компенсувати як нелінійне зростання $E_{\text{скв}}$, так і змінний вплив $V_{\text{в}}$. Саме ця вимога веде до застосування адаптивного керування.

Принцип планування коефіцієнтів регулятора. *Концептуальні основи.* Методологія планування коефіцієнтів (Gain Scheduling) є широко застосовуваним підходом в адаптивному керуванні нелінійними динамічними системами, чиї параметри повільно або передбачувано змінюються в залежності від робочої точки [5; 13]. В контексті гідравлічної системи, що випробовується, критична динамічна характеристика – еквівалентний модуль об'ємної пружності ($E_{\text{скв}}$) – виявляє сильну нелінійну залежність від тиску ($P_{\text{в}}$).

Цей підхід долає обмеження лінійних

ПД-регуляторів шляхом синтезу сімейства лінійних регуляторів, кожен з яких оптимально налаштований для конкретної робочої точки, що відповідає певному діапазону тиску $P_{\text{в}}$. Перемикання між цими регуляторами або інтерполяція між їх коефіцієнтами здійснюється плавно, забезпечуючи квазі-оптимальне керування в усьому діапазоні робочих режимів.

Вибір керуючої змінної планування. Ключовим елементом методу є вибір керуючої змінної планування (Scheduling Variable, ρ). Вона повинна бути [14]:

1. Прямо пов'язана з внутрішніми змінами динаміки об'єкта (у нашому випадку, $P_{\text{в}} \leftrightarrow E_{\text{скв}}$).

2. Легко вимірювана в реальному часі.

Для даної системи $\rho = P_{\text{в}}$, оскільки саме тиск визначає поточну жорсткість системи, відповідно до рівняння (8). Змінюючи $P_{\text{в}}$, ми фактично змінюємо фізичні полюси системи – їх розташування на комплексній площині, що вимагає відповідної корекції нулів регулятора.

Архітектура та реалізація. Стратегія реалізується шляхом визначення функціональних залежностей коефіцієнтів регулятора (K_P, K_I, K_D) від керуючої змінної $P_{\text{в}}$ (рис. 2):

$$K_i = f_i(P_{\text{в}}). \quad (14)$$

Ці залежності f_i повинні бути визначені попередньо шляхом аналізу лінеаризованої моделі об'єкта в серії робочих точок. Наприклад, для кожної точки $P_{\text{в}}^{(j)}$, де $j = 1, \dots, N$, розраховується оптимальний набір коефіцієнтів $K^{(j)}$.

У процесі функціонування системи виконується наступний алгоритм:

1. Вимірювання поточного тиску $P_{\text{в}}(t)$.

2. Визначення відповідних коефіцієнтів $K(t)$ шляхом інтерполяції між попередньо визначеними точками $K^{(j)}$ та $K^{(j+1)}$ (якщо $P_{\text{в}}(t)$ знаходиться між $P_{\text{в}}^{(j)}$ та $P_{\text{в}}^{(j+1)}$).

3. Передача розрахованих $K(t)$ до регулятора.

Цей підхід забезпечує плавну, безперервну зміну налаштувань регулятора, що є критично важливим для запобігання осциляціям та стрибкам керуючого сигналу в гідравлічних системах високої чутливості [15].

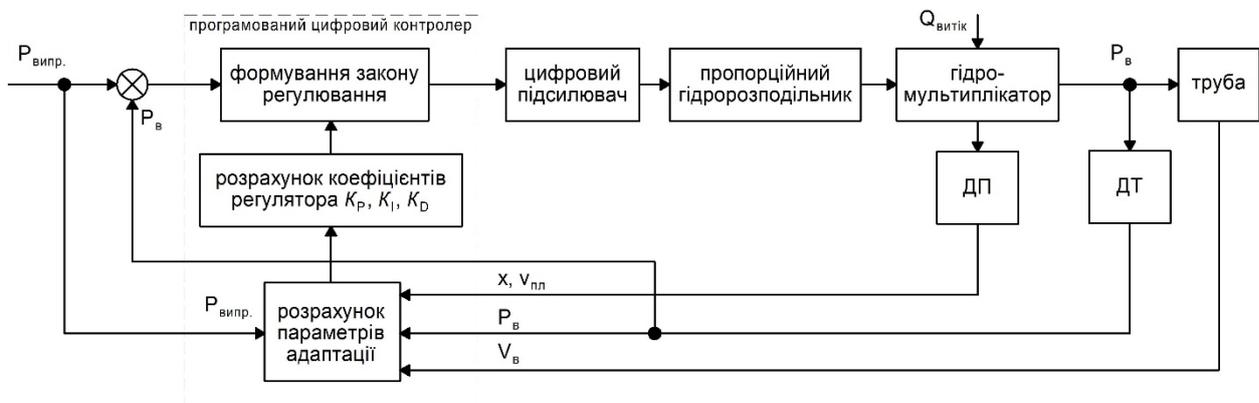


Рис. 2. Схема адаптивної моделі керування

Стратегія зворотного корегування. Ключовим аспектом синтезу f_i є забезпечення зворотної кореляції між жорсткістю та підсиленням:

- низький P_v (м'яка система): високий ступінь стисливості. Для забезпечення необхідної швидкості та реакції потрібні великі K_p та K_I ;

- високий P_v (жорстка система): низький ступінь стисливості. Система стає високочутливою; для уникнення нестабільності та перерегулювання необхідні мінімальні K_p та K_I .

Таким чином, функція $f_p(P_v)$ має бути монотонно спадною. Інтегральна складова K_I повинна залишатися ненульовою на етапі витримки, забезпечуючи компенсацію постійної статичної похибки, спричиненої витоками $Q_{\text{витік}}$ [16].

Стратегія оптимізації технологічного часу. *Формулювання задачі мінімізації.* Основною технологічною вимогою до процесу гідравлічних випробувань є не лише безпека, але й максимальна продуктивність [17]. Це призводить до необхідності мінімізації сумарного технологічного часу випробування ($T_{\text{заг}}$), який складається з часу нагнітання тиску ($T_{\text{нагн}}$) та часу витримки ($T_{\text{втр}}$):

$$T_{\text{заг}} = T_{\text{нагн}} + T_{\text{втр}} \rightarrow \min. \quad (15)$$

Оскільки час витримки ($T_{\text{втр}} = 5-10$ с) є заданою константою відповідно до нормативів, задача оптимізації зводиться виключно до мінімізації часу нагнітання $T_{\text{нагн}}$ (рис. 3).

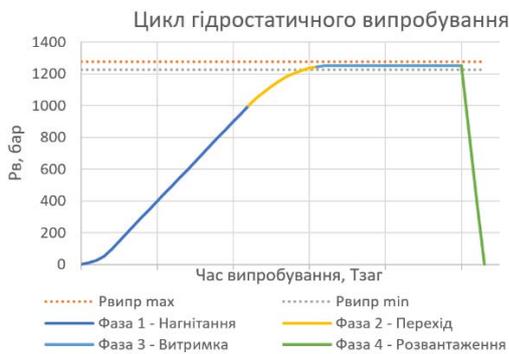


Рис. 3. Основні фази технологічного циклу гідростатичного випробування

Прямий механізм мінімізації $T_{\text{нагн}}$. Мінімізація $T_{\text{нагн}}$ вимагає, щоб швидкість зростання тиску dP_v/dt (рівняння (11)) була максимальною протягом усього процесу нагнітання. Це досягається через наступну логіку:

1. Максимальний керуючий вплив: на початковому етапі (Фаза I: P_v низький), коли система "м'яка" ($E_{\text{скв}}$ мінімальний), регулятор повинен генерувати максимальний керуючий сигнал на клапан,

щоб забезпечити найбільшу швидкість плунжера ($v_{\text{пл}}$) та, відповідно, найбільший потік нагнітання $Q_{\text{нагн}}$.

2. Агресивна адаптація: для цього, адаптивний планувальник коефіцієнтів встановлює K_p та K_I на максимальні значення в діапазоні низьких P_v . Це забезпечує агресивну реакцію на похибку $e = P_{\text{випр}} - P_v$ і швидке досягнення цільового значення.

Критерії якості перехідного процесу. Агресивність керування має бути суворо обмежена критеріями якості [18], що гарантують безпеку випробувань. Це вносить обмеження на оптимізацію $T_{\text{нагн}}$:

1. Уникнення перерегулювання: найважливіша вимога – абсолютна відсутність або мінімізація перевищення тиску σ над заданим $P_{\text{випр}}$ ($\sigma \leq 0,5\%$). Перерегулювання може спричинити структурні пошкодження труби, тому адаптивний механізм повинен плавно та значно знижувати K_p у Фазі II (перехід) при наближенні P_v до $P_{\text{випр}}$.

2. Час врегулювання ($T_{\text{вр}}$): після досягнення цільового тиску система має стабілізуватися в межах допуску $\pm 1\%$ за мінімальний час. Зниження K_p і K_I на високих тисках забезпечує оптимальне демпфування коливань у жорсткій системі, мінімізуючи $T_{\text{вр}}$.

Гарантія якості утримання тиску. В усталеному режимі (Фаза III), стратегія спрямована на точність (підтримання тиску в допуску $\pm 1\%$). Це досягається за допомогою інтегральної складової, а саме: встановлюється надзвичайно низький пропорційний коефіцієнт (K_p) (відповідно до мінімальної чутливості жорсткої системи) та підтримується ненульовий інтегральний коефіцієнт (K_I), який забезпечує постійну, хоча й мінімальну, компенсацію об'ємного потоку витоків ($Q_{\text{витік}}$), що підтримує статичну похибку на нулі (чи в межах допуску).

Узагальнена логіка регулювання для оптимізації часу нагнітання наведена в табл. 1.

Аналіз теоретичних результатів та обговорення. *Параметри теоретичного аналізу та стратегія налаштування.* Теоретичний аналіз динаміки системи керування тиском виконувався з використанням єдиної адаптивної стратегії «планування коефіцієнтів» для двох сценаріїв, що представляють мінімальну та максимальну змінливість об'єкта в рамках технічних характеристик випробувального гідропресу та ДСТУ ISO 11960. Сценарій А передбачає випробування насосно-компресорної труби 60,32 мм×4,83 мм Q125 NU PSL-3 довжиною 6,1 метра. Сценарій Б передбачає випробування обсадної труби 168,3 мм×10,92 мм Q125 BTC PLS-3 довжиною 12 метрів.

Вхідні фізичні та технологічні параметри для сценаріїв з малим та великим об'ємами представлено у табл. 2.

Таблиця 1 – Узагальнена логіка регулювання для оптимізації часу нагнітання

Фаза процесу	Тиск P_v	Жорсткість $E_{\text{скв}}$	Логіка K_p, K_I	Мета стратегії
I. Нагнітання	$P_v \rightarrow 0$	Мінімальна (м'яка)	Високі K_p, K_I	Оптимізація $T_{\text{нагн}}$ (максимальна швидкість)
II. Перехід	$P_v \rightarrow P_{\text{випр}}$	Швидко зростає	Плавне зниження K_p, K_I	Уникнення перерегулювання та демпфування
III. Утримання	$P_{\text{випр}}$	Максимальна (жорстка)	Мінімальний K_p , Ненульовий K_I	Точність $\pm 1\%$ та компенсація витоків

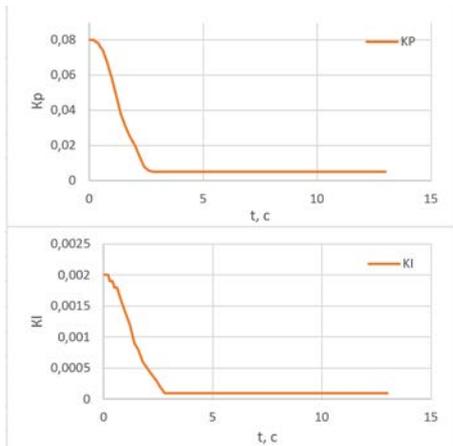
Таблиця 2 – Вхідні фізичні та технологічні параметри

Параметр	Позначення	Сценарій А (малий об'єм)	Сценарій Б (великий об'єм)
Сумарний об'єм води	V_v	0,01694 м ³	0,205 м ³
Випробувальний тиск	$P_{\text{випр}}$	1250 бар	1250 бар
Час витримки	$T_{\text{вигр}}$	10,0 с	10,0 с

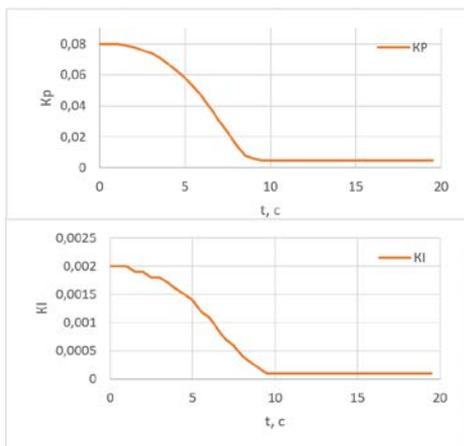
Функція планування коефіцієнтів. Керуючою змінною планування є тиск води P_v . Коефіцієнти регулятора (ПІД-структура) адаптивно змінюються згідно з таблицею.

- K_D : встановлено $K_D \approx 0$ на всьому діапазоні тиску. Це типово для систем, де необхідне максимальне демпфування шумів та уникнення осциляцій, спричинених височастотним диференціюванням.

K_P та K_I : ці коефіцієнти (рис. 4) знижуються разом зі зростанням P_v для компенсації зростаючої жорсткості (зростання $E_{\text{екв}}$).



а

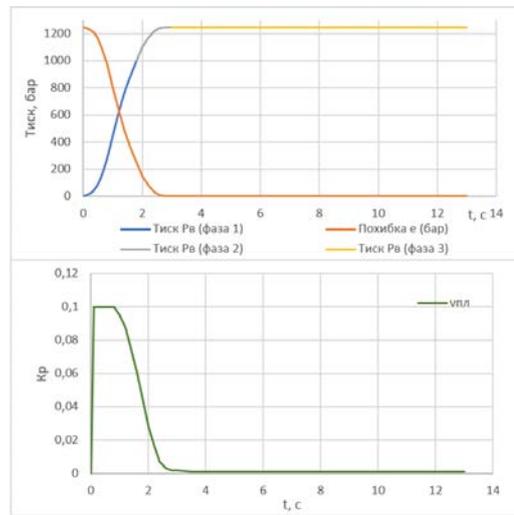


б

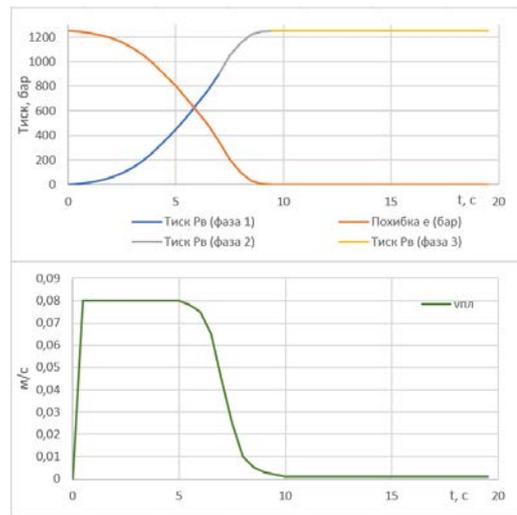
Рис. 4. Адаптивна зміна коефіцієнтів регулятора: а – Сценарій А; б – Сценарій Б

Порівняльний аналіз динаміки процесу. Аналіз деталізованих теоретичних даних (рис. 5) підтверджує, що адаптивна стратегія ефективно

вирішує завдання оптимізації $T_{\text{нагн}}$ та забезпечення якості для обох сценаріїв.



а



б

Рис. 5. Розрахункові результати випробувань: а – Сценарій А; б – Сценарій Б

Оптимізація часу нагнітання здійснюється за рахунок скорочення часу нагнітання ($T_{\text{нагн}}$) і досягається завдяки використанню агресивних коефіцієнтів K_P та K_I на початку процесу (Фаза І), де P_v низький, а система "м'яка" (низький $E_{\text{екв}}$). Порівняння отриманих результатів часових даних для обох сценаріїв наведено у табл. 3.

Таблиця 3 – Порівняння часу нагнітання та загального часу випробування

Сценарій	V_v	$T_{\text{нагн}}$	Загальний час циклу ($T_{\text{заг}}$)
А (малий об'єм)	$\approx 0,017 \text{ м}^3$	$\approx 3,0 \text{ с}$	$\approx 13,0 \text{ с}$
Б (великий об'єм)	$\approx 0,205 \text{ м}^3$	$\approx 8,0 \text{ с}$	$\approx 18,0 \text{ с}$

Незважаючи на значну різницю в об'ємі (V_v), адаптивна система забезпечує максимально можливу

швидкість нагнітання в обох випадках.

Гарантія якості та безпеки у перехідній Фазі II забезпечується повною відсутністю перерегулювання, що підтверджується тим, що похибка e ніколи не є негативною, а тиск P_B не перевищує 1250 бар. Так у Сценарії Б (при $t = 9,0$ с), коли P_B досягає 1245,0 бар, K_P вже знижений до 0,006. Це забезпечує плавне, аперіодичне врегулювання тиску.

Після досягнення $P_{\text{випр}}$ (Фаза III: витримка 10 с), важливим є точність утримання тиску, тобто інтегральна складова ($K_I = 0,0001$) відіграє вирішальну роль. Оскільки похибка $e = 0,0$ бар, дія пропорційної складової припиняється ($K_P \cdot e = 0$). Проте, K_I продовжує інтегрувати мінімальну, але постійну похибку, компенсуючи потік витоків ($Q_{\text{витік}}$). Це підтримує ненульову швидкість плунжера $v_{\text{пл}} \approx 0,001$ м/с, забезпечуючи стабільність тиску в межах допуску ± 5 %.

Універсальність стратегії адаптивного керування. Використання адаптивної моделі керування дозволяє враховувати два нелінійних параметра при проведенні гідростатичного випробування труб, а саме – це компенсація високої нелінійності гідравлічної системи, спричиненої залежністю об'ємного модуля пружності ($E_{\text{скв}}$) від тиску, та компенсація різниці внутрішніх об'ємів труб, які подаються на випробування.

Компенсацію нелінійності тиску важливо використовувати на перших двох фазах. На початку (Фаза I): при низькому тиску ($E_{\text{скв}}$ мінімальний), система "м'яка" та повільна. Використовуються великі коефіцієнти $K_P \approx 0,0020$ та $K_I \approx 0,0020$, що дозволяє агресивно нагнітати рідину, максимізуючи $v_{\text{пл}}$ ($\approx 0,1$ м/с) і скорочуючи $T_{\text{нагн}}$. Наприкінці (Фаза II): при високому тиску ($E_{\text{скв}}$ максимальний), система стає надзвичайно жорсткою та чутливою. Коефіцієнти різко знижуються до $K_P \approx 0,0001$ та $K_I \approx 0,0001$. Це запобігає коливанням і перерегулюванню, забезпечуючи безпечний, аперіодичний вихід на $P_{\text{випр}}$.

Універсальність використання запропонованої стратегії особливо виражена при компенсації різниці об'ємів за рахунок того, що одна й та сама таблиця коефіцієнтів ПД ефективно керує процесом як для Сценарію А (малий об'єм, $T_{\text{нагн}} \approx 3,0$ с), так і для Сценарію Б (великий об'єм, $T_{\text{нагн}} \approx 8,0$ с). Різниця в $T_{\text{нагн}}$ автоматично регулюється інтегральною складовою (K_I): при більшому об'ємі V_B (Сценарій Б) інтегральна складова накопичує більшу сумарну похибку за довший проміжок часу, що забезпечує підтримку $v_{\text{пл}}^{\text{макс}}$ протягом необхідного часу для заповнення більшої труби.

Роль складових регулятора у динамічних фазах та аналіз налаштувань. Ефективність ПД-регулятора (хоча $K_D \approx 0$) у цій моделі цілком залежить від чіткого розмежування функцій K_P та K_I у трьох фазах випробування [13].

Фаза I: нагнітання ($P_B < P_{\text{випр}}$):

- Домінуюча складова: пропорційна (K_P).

- Функція: забезпечує максимальний керуючий вплив (високу швидкість $v_{\text{пл}}$), пропорційно знижуючись разом із тиском для підготовки до

Фази II.

- Інтегральна складова (K_I): активна, але її внесок є вторинним, лише допомагаючи усувати невеликі статичні відхилення на початковій ділянці.

Фаза II: перехід та врегулювання ($P_B \rightarrow P_{\text{випр}}$):

- Ключовий фактор: адаптивне зниження K_P .

- Функція: різке зниження K_P мінімізує керуючий вплив у найбільш чутливій зоні системи. Це дозволяє тиску аперіодично наблизитися до 1250 бар, забезпечуючи нульове перерегулювання.

- K_D (диференційна складова): встановлено на $\approx 0,0$, що усуває ризик високочастотних коливань (дребезгу) та шуму при наблизенні до цільової точки.

Фаза III: витримка тиску ($P_B = P_{\text{випр}}$):

- Домінуюча складова: інтегральна (K_I).

- Функція: підтримка нульової статичної похибки протягом 10 с витримки. Оскільки $P_B = P_{\text{випр}}$, похибка $e = 0$. Робота K_I зводиться до компенсації постійних внутрішніх/зовнішніх витоків системи.

- K_I створює необхідний стаціонарний керуючий сигнал, який підтримує $v_{\text{пл}} \approx 0,001$ м/с (компенсаційний потік), гарантуючи, що тиск не спадає нижче 1250 бар.

Висновки. На основі теоретичного моделювання динаміки системи керування тиском за допомогою адаптивної стратегії планування коефіцієнтів (Gain Scheduling) для гідравлічного випробування високим тиском, можна зробити наступні ключові висновки:

1) Оптимізація часу нагнітання: використання агресивних коефіцієнтів K_P та K_I на початковому етапі (Фаза I) дозволило значно скоротити час нагнітання ($T_{\text{нагн}}$) порівняно зі статичним налаштуванням ПД. $T_{\text{нагн}}$ для малого об'єму (Сценарій А) склав $\approx 3,0$ с, а для великого (Сценарій Б) – $\approx 8,0$ с.

2) Гарантія безпеки (нульове перерегулювання): стратегія Gain Scheduling забезпечує повну відсутність перерегулювання тиску P_B вище цільового 1250 бар. Різке адаптивне зниження K_P у Фазі II демпфує систему, гарантуючи безпечний, аперіодичний вихід на цільову точку.

3) Компенсація нелінійності: зміна K_P та K_I за заданою функцією від P_B ефективно компенсує високу нелінійність системи, спричинену залежністю об'ємного модуля пружності від тиску.

4) Універсальність до об'єму стискування: одна й та сама таблиця коефіцієнтів (Gain Scheduling) успішно керує процесами з десятикратною різницею в об'ємі ($0,017$ м³ vs $0,205$ м³), що підтверджує стійкість адаптивної стратегії до змінливості об'єкта.

5) Компенсація витоків ($T_{\text{випр}} = 10$ с): у Фазі III (витримка) інтегральна складова ($K_I = 0,0001$) відіграє критичну роль. Вона генерує постійний керуючий сигнал, необхідний для підтримки компенсаційного потоку ($v_{\text{пл}} \approx 0,001$ м/с), усуваючи статичну похибку e та компенсуючи виток протягом усієї 10 секундної витримки.

Список літератури

1. 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: ДП «УкрНДНЦ», 2022. 132 с.*

2. *API Specification 5L, Specification for Line Pipe*. URL: <https://www.api.org/products-and-services/standards/important-standards-announcements/standard-5l> (дата звернення: 28.11.2025).
3. Khalil H. K. *Nonlinear System*. New Jersey : Prentice Hall, 2002. 776 p.
4. Фатєєв О. М., Фатєєва Н. М., Шиян А. В., Поляков В. В. Аналіз факторів, які впливають на якість гідростатичних випробувань труб нафтогазового сортаменту. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2025. No. 1. P. 80–86. doi: 10.20998/2411-3441.2025.1.12
5. Åström K. J., Wittenmark B. *Adaptive Control*. Mineola, New York : Dover Publications, 2008. 575 p.
6. Leith D. J., Leithead W. E. Survey of gain-scheduling analysis and design. *International Journal of Control*. 2000. Vol. 73, issue 11. P. 1001–1025. doi: 10.1080/002071700411304
7. Дмитрієнко О. В., Фатєєва Н. М., Фатєєв О. М., Шевченко Н. Г. *Гідравліка*. Харків : НТУ «ХПІ», 2024. 117 с.
8. Murrenhoff H. *Fundamentals of Fluid Power*. Herzogenrath : Shaker, 2014. 388 p.
9. Wylie E. B., Streeter V. L. *Fluid Transients*. USA : McGRAW-HILL, 1983. 385 p.
10. Merrit H. E. *Hydraulic Control Systems*. Wiley, 1991. 367 p.
11. Manring N. D. *Hydraulic Control Systems*. Wiley, 2005. 464 p.
12. Jelali M., Kroll A. *Hydraulic Servo-systems: Modelling, Identification and Control*. London : Springer, 2003. 355 p. doi: 10.1007/978-1-4471-0099-7
13. Shamma J. S., Athans M. Analysis of gain scheduled control for nonlinear plants. *IEEE Transactions on Automatic Control*. 1990. Vol. 35, issue 8. P. 898–907. doi: 10.1109/9.58498
14. *Encyclopedia of Systems and Control* / eds. J. Baillieul, T. Samad. London : Springer-Verlag, 2015. 1569 p.
15. Akers A., Gassman M., Smith R. *Hydraulic Power System Analysis*. CRC Press, 2006. 402 p.
16. Watton J. *Fundamentals of Fluid Power Control*. Cambridge University Press, 2009. 510 p.
17. Фатєєв О. М., Фатєєва Н. М., Красильник А. В., Шиян А. В., Поляков В. В. Технології гідростатичних випробувань у металургійній промисловості. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 71–75. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.10
18. Phan T. X. T., Duong H. T., Vu Y. T. PID-based control strategies for enhancing stability and precision in electro-hydraulic actuation systems. *International Journal of Science and Research Archive*. 2024. Vol. 13, issue 1. P. 3107–3114. doi: 10.30574/ijrsra.2024.13.1.2007
2. *API Specification 5L, Specification for Line Pipe*. Available at: <https://www.api.org/products-and-services/standards/important-standards-announcements/standard-5l> (accessed 28.11.2025).
3. Khalil H. K. *Nonlinear System*. New Jersey, Prentice Hall Publ., 2002. 776 p.
4. Fatyeyev O. M., Fatieieva N. M., Shyyan A. V., Polyakov V. V. Analiz faktoriv, yaki vplyvayut' na yakist' hidrostatychnykh vyprobuvan' trub naftohazovoho sortamentu [Analysis of factors affecting the quality of hydrostatic tests of oil and gas pipes]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2025, no. 1, pp. 80–86. doi: 10.20998/2411-3441.2025.1.12
5. Åström K. J., Wittenmark B. *Adaptive Control*. Mineola, New York, Dover Publ., 2008. 575 p.
6. Leith D. J., Leithead W. E. Survey of gain-scheduling analysis and design. *International Journal of Control*. 2000, vol. 73, issue 11, pp. 1001–1025. doi: 10.1080/002071700411304
7. Dmytryenko O. V., Fatieieva N. M., Fatyeyev O. M., Shevchenko N. H. *Hidravlika* [Hydraulics]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024. 117 p.
8. Murrenhoff H. *Fundamentals of Fluid Power*. Herzogenrath, Shaker Publ., 2014. 388 p.
9. Wylie E. B., Streeter V. L. *Fluid Transients*. USA, McGRAW-HILL Publ., 1983. 385 p.
10. Merrit H. E. *Hydraulic Control Systems*. Wiley Publ., 1991. 367 p.
11. Manring N. D. *Hydraulic Control Systems*. Wiley Publ., 2005. 464 p.
12. Jelali M., Kroll A. *Hydraulic Servo-systems: Modelling, Identification and Control*. London, Springer Publ., 2003. 355 p. doi: 10.1007/978-1-4471-0099-7
13. Shamma J. S., Athans M. Analysis of gain scheduled control for nonlinear plants. *IEEE Transactions on Automatic Control*. 1990, vol. 35, issue 8, pp. 898–907. doi: 10.1109/9.58498
14. Baillieul J., Samad T., eds. *Encyclopedia of Systems and Control*. London, Springer-Verlag Publ., 2015. 1569 p.
15. Akers A., Gassman M., Smith R. *Hydraulic Power System Analysis*. CRC Press Publ., 2006. 402 p.
16. Watton J. *Fundamentals of Fluid Power Control*. Cambridge University Press Publ., 2009. 510 p.
17. Fatyeyev O. M., Fatieieva N. M., Krasyl'nyk A. V., Shyyan A. V., Poliakov V. V. Tekhnolohiyi hidrostatychnykh vyprobuvan' u metalurhiyniy promyslovosti [Hydrostatic testing technologies in the metallurgical industry]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 71–75. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.10
18. Phan T. X. T., Duong H. T., Vu Y. T. PID-based control strategies for enhancing stability and precision in electro-hydraulic actuation systems. *International Journal of Science and Research Archive*. 2024. Vol. 13, issue 1. P. 3107–3114. doi: 10.30574/ijrsra.2024.13.1.2007

References (transliterated)

1. *DSTU EN ISO 11960:2022. Naftova ta hazova promyslovist'. Stalevi truby dlya vykorystannya yak obsadnykh trub abo trub dlya sverdlovyn* [State Standard 11960:2018. Petroleum and natural gas industries. Steel pipes for use as casing or tubing for wells]. Kyiv, DP "UkrNDNTs" Publ., 2022. 132 p.

Надійшла (received) 06.12.2025

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

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

I. I. ТИНЬЯНОВА, О. Д. ТИНЬЯНОВ

ЧИСЕЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО КОЛЕСА НАСОСУ НА ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Запропоновано методику пошуку раціональних варіантів спроектованого робочого колеса гідромашини, що базується на чисельному моделюванні впливу геометричних і режимних параметрів на її енергетичні характеристики. Пошук оптимальних рішень здійснюється шляхом багатоваріантного чисельного аналізу на основі математичного опису енергетичної взаємодії потоку з робочими органами гідромашини. Запропонована методика дозволяє прогнозувати та аналізувати кінематичні й енергетичні характеристики у заданому діапазоні режимів, зокрема визначати параметри потоку, кути входу та виходу, баланс енергетичних втрат і ККД. Отримані результати є необхідними для оцінювання основних складових втрат енергії – тертя, циркуляційних та ударних, а також для обґрунтованого внесення змін до геометрії робочого колеса з метою підвищення енергетичних показників гідромашини. Математичний опис робочого процесу побудовано на засадах блочно-ієрархічного підходу та являє собою систему взаємопов'язаних моделей різного рівня деталізації. Загальна структура моделі визначається на основі основного рівняння гідромашини та рівняння енергетичного балансу. Для встановлення функціональних залежностей між основними параметрами гідромашини, геометричними та режимними параметрами у безрозмірній формі застосовано методи теорії розмірності. Запропонована методика дозволяє встановити основні закономірності зміни енергетичних характеристик залежно від режимних і геометричних параметрів, що підтверджується задовільною збіжністю результатів розрахунків та експериментальних даних у широкому діапазоні швидкохідності гідромашин.

Ключові слова: робоче колесо, проточна частина, осереднені параметри, кінематичні характеристики, енергетичні параметри, рівняння оптимального режиму.

I. TYNIANOVA, O. TYNIANOV

NUMERICAL STUDY OF THE INFLUENCE OF GEOMETRIC PARAMETERS OF THE PUMP IMPELLER ON ENERGY CHARACTERISTICS

The article proposes a method for searching for rational variants of the designed impeller of a hydraulic machine, based on numerical modeling of the influence of geometric and operating parameters on its energy characteristics. The search for optimal solutions is carried out by multivariate numerical analysis based on a mathematical description of the energy interaction of the flow with the working bodies of the hydraulic machine. The proposed method allows predicting and analyzing kinematic and energy characteristics in a given range of modes, in particular, determining the flow speed parameters, inlet and outlet angles, the balance of energy losses and the efficiency. The results obtained are necessary for assessing the main components of energy losses - friction, circulation and shock, as well as for substantiated changes to the impeller geometry in order to increase the energy performance of the hydraulic machine. The mathematical description of the working process is built on the principles of a block-hierarchical approach and is a system of interconnected models of various levels of detail. The general structure of the model is determined on the basis of the basic equation of the hydroturbine and the energy balance equation. To establish functional dependencies between the main parameters of the hydraulic machine, geometric and operating parameters in a dimensionless form, the methods of dimensional theory are applied. The proposed methodology does not provide high accuracy in determining the absolute values of efficiency, which is associated with the assumption of the independence of individual types of losses. At the same time, it allows you to establish the main patterns of changes in energy characteristics depending on the operating and geometric parameters, which is confirmed by the satisfactory convergence of the calculation results and experimental data.

Keywords: pump impeller, water passage, averaged parameters, kinematic characteristics, energy parameters, equations of the optimal mode.

Вступ. Сучасна енергетична ситуація у світі характеризується зростанням вимог до енергоефективності, надійності та гнучкості роботи енергетичного обладнання. Умови глобальної енергетичної трансформації, декарбонізації та підвищення частки відновлюваних джерел енергії зумовлюють необхідність модернізації існуючих гідроенергетичних і насосних установок, а також розроблення нових вискоелективних конструкцій. Особливого значення набуває вдосконалення проточних частин (ПЧ) гідромашин (ГМ). Значення ГМ для енергосистеми є стратегічним, адже вони забезпечують надійність функціонування енергетичних об'єктів, гнучкість режимів роботи та підвищення загальної енергоефективності.

Для України ця проблема має стратегічний характер у контексті відновлення та модернізації енергетичної й водогосподарської інфраструктури, що зазнала значних пошкоджень. Підвищення енергетичної ефективності насосного обладнання є важливим чинником забезпечення надійного водопостачання, зрошення, тепlopостачання та

функціонування гідроаккумуляторних і дренажних систем. У процесі повоєнного відновлення особливо актуальними стають науково обґрунтовані підходи до оптимізації геометрії робочих органів насосів на основі чисельного моделювання, що дозволяють створювати конкурентоспроможні, енергоощадні та технологічно адаптивні гідромашини нового покоління [1–16].

Підвищення енергетичних характеристик ГМ є одним із ключових завдань сучасної гідроенергетики та насосо- і турбобудування. Ефективність роботи ГМ в першу чергу визначається гідродинамічними характеристиками елементів її ПЧ, які формують енергетичні показники, зокрема ККД, напір та потужність. У теорії робочого процесу ГМ для опису взаємозв'язку між кінематичними, енергетичними та силовими параметрами широко застосовуються гідродинамічні характеристики лопатевих систем, що залежать від геометричних і режимних параметрів потоку.

Значного розвитку набули методи аналізу та моделювання турбінного режиму роботи ГМ із

використанням безрозмірних параметрів. У [10–12; 16–20] детально розглянуто підходи до визначення енергетичних характеристик у турбінному режимі, встановлено закономірності формування втрат та вплив геометрії ПЧ на узагальнені характеристики. Безрозмірні параметри при цьому виступають універсальним інструментом, що дозволяє узагальнювати експериментальні та розрахункові дані, а також поширювати результати моделювання на широкий клас ГМ. Водночас насосному режиму роботи ГМ, особливо в аспекті розрахунку енергетичних характеристик із використанням безрозмірних параметрів, у наукових дослідженнях приділено недостатньо уваги. Більшість існуючих методик орієнтовані на турбінний режим і не повною мірою враховують особливості течії та структуру втрат у насосному режимі. Це обмежує можливості коректного прогнозування ККД, потужності та інших енергетичних показників при роботі ГМ.

Актуальність даного дослідження зумовлена необхідністю поглибленого аналізу гідродинамічних характеристик ПЧ в насосному режимі та розробки підходів до розрахунку енергетичних характеристик на основі безрозмірних параметрів, які характеризують як режимні, так і гідродинамічні особливості потоку. Застосування такого підходу дозволяє встановити закономірності впливу геометричних і режимних факторів на гідравлічний та загальний ККД насоса, а також створює передумови для підвищення ефективності та надійності ГМ.

У даній роботі при моделюванні робочого процесу використовувалися безрозмірні усереднені кінематичні параметри в залежності від яких виражаються коефіцієнти опорів в робочих органах ГМ. Застосування безрозмірних параметрів робить опис універсальним і дає значні зручності для систематизації та узагальнення дослідних даних. У роботах [15; 18] показана реалізація ідей блочно-ієрархічного підходу при описі робочого процесу ця ідея використовувалась у розрахунках в даній роботі. Достоїнством розглянутої моделі робочого процесу є те, що її застосування не вимагає знання повної інформації про геометрію лопатевої системи. Тому її можливо використовувати для оцінки енергетичних якостей ГМ на початкових етапах проектування. Недоліки ж полягають в тому, що не враховується розподіл параметрів по висоті ПЧ. Насправді, як показують дослідні дані, розподіл кінематичних параметрів істотно залежить, як від режимних, так і від геометричних параметрів. Метою даної роботи є вдосконалення ПЧ на основі аналізу енергетичних характеристик та чисельного дослідження впливу геометричних параметрів РК на енергетичні показники ГМ.

Сучасний підхід до проектування ПЧ ГМ базується на спільному рішенні обох задач гідродинаміки, прямої та зворотної задач теорії робочого процесу. У прямому завданні, за заданими геометричними параметрами ПЧ визначаємо кінематичні й енергетичні характеристики потоку. В зворотній задачі навпаки, вихідними даними

виступають кінематичні та енергетичні параметри ГМ, сутність якої в пошуку та аналізі такої геометрії, яка б найбільш раціонально задовольняла нашим параметрам [11–20]. Енергетичні характеристики ГМ дозволяють судити про роботу машини в цілому. Інформацію про енергетичні якості окремих елементів ПЧ надає енергетичний баланс. Залучаючи дані енергетичного балансу, можливо виявити найбільш сприятливі умови сумісної роботи елементів ПЧ, тобто добитися їх узгодження для підвищення рівня ККД – найважливішого енергетичного показника ГМ. Для чисельного дослідження використовується метод розрахунку енергетичних характеристик розроблений на кафедрі гідромашин. При розрахунку використовувалось дві моделі току рідини. В спрощеній моделі току приймалась незмінність ліній току при зміні режиму: $C_2 = -B_2(l)Q$, де $B_2(l)$ – коефіцієнт, величина якого залежить від поверхні току, яка проходить через дану точку в розрізі потоку. В другій моделі, моделі осереднених вісесиметричних розрізів, меридіональна швидкість приймається у вигляді: $C_2 = A(l)\omega - B(l)Q$. Таким чином, в цій моделі, на відміну від інших, враховується перерозподіл меридіональних швидкостей зі зміною режиму роботи ГМ. Істотною відмінністю пропонованої методики, є використання рівнянь енергетичного балансу у безрозмірній формі. Остання обставина надає додаткові можливості при заданні дослідних та розрахункових даних, отриманих при дослідженні елементів ПЧ близької швидкохідності. Математичне моделювання енергетичних характеристик включає в себе питання їх прогнозування і чисельного аналізу, проведення чисельного дослідження геометричних параметрів [5–15].

Основна частина. Покращення енергетичних якостей ГМ в першу чергу залежить від гідродинамічних характеристик елементів проточної частини. У теорії робочого процесу використовуються різні підходи до визначення гідродинамічних характеристик лопатевих систем – залежностей, що відображають зв'язок кінематичних, енергетичних і параметрів силової взаємодії від геометричних і режимних параметрів. При дослідженні і аналізі гідродинамічних характеристик лопатевих систем робочого колеса виявляється необхідним знання, як осереднених параметрів потоку, так і розподілу кінематичних параметрів потоку в характерних перерізах проточної частини.

Аналіз гідродинамічних характеристик ПЧ дозволяє проаналізувати вплив на енергетичні характеристики ГМ (в даному випадку насоса). Результати такого аналізу є принциповою основою для вирішення великого кола питань, що виникають при розробці насосу. Це питання, які стосуються можливості підвищення максимального ККД та підвищення потужності при збереженні рівня ККД, поліпшення виду кривих ККД і потужності при відході від оптимального режиму та ін.

ККД насосу пов'язаний з гідравлічним ККД:

$$\eta = \eta_{\Gamma} \eta_{\text{д}} \eta_0; \eta_{\Gamma} = H / H_{\Gamma},$$

де η_{Γ} – гідравлічний ККД;

$N_{\Gamma} = \rho g Q_k H_{\Gamma}$ – гідравлічна потужність робочого колеса;

$H_{\Gamma} = H + h_{\Gamma}$ – теоретичний напір,

де h_{Γ} – гідравлічні втрати в робочих органах насосу;

$\eta_d = \frac{N_{\Gamma}}{N}$ – дисковий ККД робочого колеса, що

залежить від відносної величини втрат на тертя на зовнішніх поверхнях робочого колеса;

$N_{\text{ТН}} = M_{\text{ТН}} \omega$ – потужність тертя на зовнішніх поверхнях робочого колеса;

$M_{\text{ТН}}$ – момент тертя на зовнішніх поверхнях робочого колеса;

$\eta_0 = \frac{Q}{Q_k} = \frac{Q}{Q+q}$ – об'ємний ККД;

Q_k – витрата через робоче колесо;

q – витрата витоку через ущільнення робочого колеса;

$N_o = q_k \rho g H_{\Gamma}$ – потужність об'ємних втрат.

У припущенні відсутності об'ємних витоків $\eta = \eta_{\Gamma} \eta_d$.

Коефіцієнти гідравлічного моменту, гідравлічної потужності, теоретичного напору і втраченого напору:

$$k_{M\Gamma}^* = \frac{M_{\Gamma}}{\rho \omega^2 D^5}; k_{N\Gamma}^* = \frac{N_{\Gamma}}{\rho \omega^3 D^5}; k_{H\Gamma}^* = \frac{g H_{\Gamma}}{\omega^2 D^2}; k_{h\Gamma}^* = \frac{g h_{\Gamma}}{\omega^2 D^2},$$

$$\text{де } N_{\Gamma} = M_{\Gamma} \omega, H_{\Gamma} = \frac{M_{\Gamma} \omega}{\gamma Q_k}.$$

Зв'язок введених в розгляд безрозмірних комплексів з наведеними величинами, використовуваними в гідротурбобудуванні, наводиться:

$$k_Q^* = \frac{Q}{\omega D^3} = \frac{30 Q_1'}{\pi n_1'};$$

$$k_H^* = \frac{g H}{\omega^2 D^2} = \frac{30^2 g}{\pi^2 n_1'^2} = \frac{g K_Q^{*2}}{Q_1'^2};$$

$$k_{H\Gamma}^* = \frac{30^2 g \eta_{\Gamma}}{\pi^2 n_1'^2} = \frac{g \eta_{\Gamma} K_Q^{*2}}{Q_1'^2};$$

$$k_{M\Gamma}^* = k_{H\Gamma}^* k_Q^* = \frac{N_{\Gamma}}{\rho \omega^3 D^5} = \frac{g Q_k H_{\Gamma}}{\omega^3 D^5}.$$

Для встановлення зв'язку безрозмірних комплексів k_Q^* , k_H^* , $k_{H\Gamma}^*$, $k_{M\Gamma}^*$ з наведеними величинами використовуємо рівняння балансу енергії і основне рівняння гідромашин:

$$H_{\Gamma} = \frac{(\bar{\Gamma}_2 - \bar{\Gamma}_1) \omega}{2 \pi g},$$

в безрозмірною формі:

$$k_{H\Gamma}^* = k_H^* + k_{h\Gamma}^*; k_{h\Gamma}^* = \frac{g h_{\Gamma}}{\omega^2 D^2},$$

де $k_{h\Gamma}^*$ – коефіцієнт гідравлічних втрат.

Вирази гідравлічного ККД і наведених оборотів, витрати, і гідравлічної потужності η_{Γ} , n_1' , Q_1' , $N_{1\Gamma}'$ через коефіцієнти $k_{H\Gamma}^*$, $k_{h\Gamma}^*$:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{\pi^2 k_{H\Gamma}^* \left(k_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, L' \right)}{30^2 g} n_1'^2;$$

$$k_{H\Gamma}^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, k_Q^*, L' \right) + k_h^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, k_Q^*, L' \right) = \left(\frac{30}{\pi} \right)^2 \frac{g}{n_1'^2};$$

$$n_1' = \sqrt{\frac{g 30^2}{(k_{H\Gamma}^* - k_h^*) \pi^2}};$$

$$Q_1' = \frac{\pi}{30} k_Q^* n_1';$$

$$\eta_{\Gamma} = \frac{k_H^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, k_Q^*, L' \right)}{k_{H\Gamma}^* \left(k_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, L \right)} =$$

$$= \frac{k_{H\Gamma}^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, k_Q^*, L' \right) - k_h^* \left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, k_Q^*, L' \right)}{k_{H\Gamma}^* \left(k_Q^*, \frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}, L \right)};$$

$$N_{1\Gamma}' = \frac{N_{\Gamma}}{D^2 H \sqrt{H}} = \frac{k_{M\Gamma}^* \rho \omega^3 D^5}{D^2 H \sqrt{H}} = \rho \frac{\pi^3}{30^3} k_{H\Gamma}^* k_Q^* n_1'^3 = \frac{\rho k_{H\Gamma}^*}{k_Q^{*2}} Q_1'^3.$$

За допомогою кінематичних комплексів $\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q}$ і

k_Q^* наводимо наближені умови кінематичної подібності потоків в характерних перетинах проточної частини насосу – на вході та виході з робочого колеса [15; 18]. Основне рівняння встановлює зв'язок безрозмірних кінематичних комплексів (коефіцієнтів осереднених циркуляцій) у вхідному і вихідному перетинах робочого колеса, що обертається з постійною частотою обертання $\omega = \text{const}$:

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = \frac{\text{ctg} \alpha_2}{S_2}; \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} = \frac{\text{ctg} \alpha_1}{S_1};$$

$$\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} = k \frac{\bar{\Gamma}_1 D}{Q} - (1-k) \mu + (1-k) \frac{\pi}{2} \Lambda^2 k_Q,$$

де k, μ, Λ – гідродинамічні параметри просторової решітки, визначаються геометрією вихідної частини лопати робочого колеса;

k – коефіцієнт прозорості решітки;

Λ – залежить від вихідної кромки і місця

розташування її в меридіональній проекції;

μ – залежить від розподілу кутів уздовж вихідної кромки;

$$k_Q^* = \frac{Q}{\omega D^3} = \frac{30 Q'}{\pi n'_I} - \text{режимний параметр.}$$

Від розмірних співвідношень для інтегральних параметрів взаємодії потоку з робочим колесом доцільно перейти до залежності між безрозмірними комплексами. Застосування безрозмірних комплексів дозволяє представити опис взаємодії потоку з робочим колесом в узагальненій формі.

Рівняння характеристик моменту, напору та потужності:

$$k_{MГ}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} + \mu \right) k_Q^{*2} - \frac{(1-k)\Lambda^2}{4} k_Q^*;$$

$$k_{HГ}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2;$$

$$k_{NГ}^* = \frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} + \mu \right) k_Q^{*2} - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2 k_Q^*;$$

$$k_{NГ}^* = k_{MГ}^*.$$

Наведемо вирази, що встановлюють зв'язок приведених параметрів з безрозмірними комплексами, та виражають загальні закономірності взаємодії потоку з робочого колеса насоса. Досвід показує справедливість рівнянь теоретичних характеристик гідромашини в досить широкому діапазоні робочих режимів. Залежності для гідравлічного ККД, n'_I , Q'_I та N'_I :

$$\eta_{Г} = \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \frac{(1-k)}{2\pi g} \left[\left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{\Lambda^2}{4} \right] n_I'^2;$$

$$n'_I = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g\eta_{Г}}{\frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2}};$$

$$Q'_I = k_Q^* \sqrt{\frac{g\eta_{Г}}{\frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2}};$$

$$N'_I = \gamma k_Q^* \eta_{Г} \sqrt{\frac{g\eta_{Г}}{\frac{(1-k)}{2\pi} \left(\frac{\bar{\Gamma}_2 D}{Q} + \mu \right) k_Q^* - \frac{(1-k)}{4} \Lambda^2}}.$$

Методика розрахунку містить у собі наступні етапи:

- завдання вихідних даних;
- визначення гідродинамічних параметрів просторової решітки робочого колеса;
- визначення коефіцієнтів втрат у проточній частині. Параметри, що визначають модель втрат $K_h = K_h(\alpha_0, K_Q, L'_{ПК})$, перебувають по відомій

геометрії проточної частини, або для їхнього визначення використовуються експериментальні або розрахункові дані;

- розрахунок параметрів оптимального режиму й завдання діапазону зміни режимних параметрів $n'_I - Q'_I$.

У роботі використовувалась програма розрахунку оптимального режиму та побудови прогнозної універсальної характеристики, які розроблені на кафедрі гідравлічних машин НТУ «ХПІ» [10–12; 16–20]. Вихідними даними для пошуку оптимального режиму будуть служити геометричні параметри підводу, РК, та відводу досліджуваної ГМ, а також даними вписаного меридіонального потоку у ПЧ ГМ. На основі цього можливо зробити розрахунок оптимальної точки та отримати графік коефіцієнтів втрат, з якого можливо судження про те, який елемент найбільш впливає на сумарні втрати, а отже і на рівень ККД. Всі розрахунки виконуються для моделі при діаметрі РК $D_1 = 1$ м. Прогнозування енергетичних характеристик та їх аналіз. Якщо при проектуванні ГМ необхідно забезпечити параметри, якомога ближчі до оптимальних, то необхідно внести зміни у ПЧ. З метою покращення енергетичних показників, необхідно провести модифікацію спроектованих лопатевих систем.

У роботі проведено дослідження енергетичних характеристик насоса з метою покращення ефективності лопатевої системи робочого колеса. За базу прийнято серійний відцентровий насос, геометричні характеристики проточної частини використано як вихідні для подальшої модифікації (варіант 1 – базовий) використовуючи наведену методику розрахунку та аналізу енергетичних характеристик $\eta = f(Q'_I)$ при $n'_I = \text{const}$ та $\eta = f(n'_I)$ $Q'_I = \text{const}$ в залежності від зміни окремих втрат енергії.

Запропоновані варіанти лопатевих систем (варіант 2, 3 – характеризуються різним законом розподілу вхідних геометричних кутів уздовж неї, варіант 4 – зміна кількості лопатей $z = 9$) (табл. 1).

Таблиця 1 – Варіанти змін геометричних параметрів

Варіант	
1	$\beta_1, ^\circ = 13,95; 14,94; 16,05; 17,27; 18,28$
2	$\beta_1, ^\circ = 16,05; 17,18; 18,46; 19,86; 21,02$
3	$\beta_1, ^\circ = 12,7; 13,6; 14,6; 15,71; 16,63$
4	$z = 9$

Розрахунки енергетичних характеристик насоса в залежності від геометричних та режимних параметрів здійснювалися з використанням програми розробленої в пакеті Mathcad на кафедрі «Гідравлічні машини ім. Г. Ф. Проскури» НТУ «ХПІ».

Були проведені чисельні дослідження різних варіантів (табл. 1) досліджуваного насоса результати наведені в табл. 2.

На рис. 1 представлена характеристика $H = f(Q)$ для насоса с лопатевою системою, що показала

найкращій результат при дослідженні. На рис. 2 наведена поверхня ККД для відцентрового насоса.

Таблиця 2 – Вплив геометричних параметрів робочого колеса насоса на його енергетичні характеристики

Варіант	ККД	$Q_I, \text{м}^3/\text{с}$	$n_I, \text{с}^{-1}$
1 базовий	0,838	0,93	61,1
2	0,851	0,953	59,1
3	0,817	0,918	62,3
4	0,837	0,932	60,7

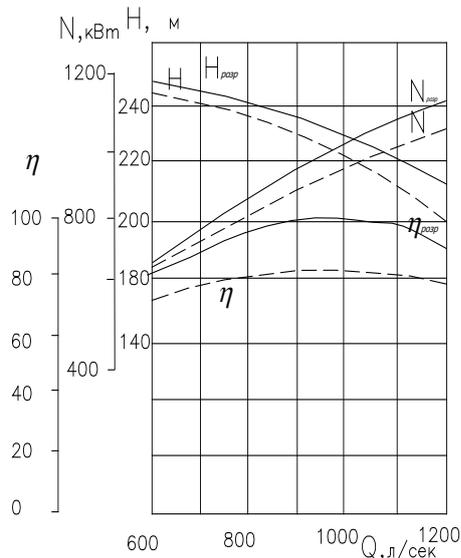


Рис. 1. Порівняльні характеристики насоса з базовим (варіант 1) та модифікованим (варіант 2) робочими колесами

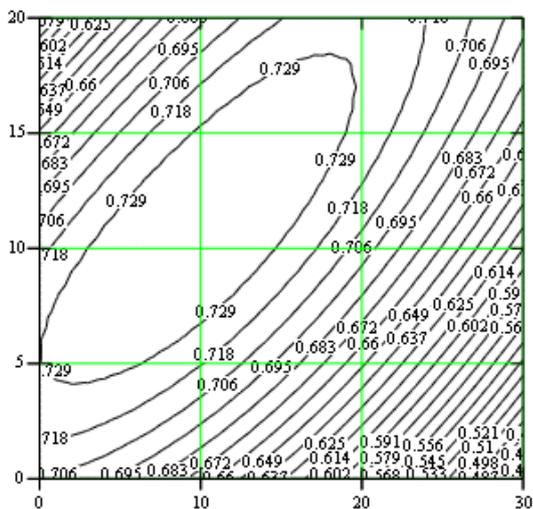


Рис. 2. Універсальна характеристика насоса з робочим колесом (варіант 2)

Результати чисельного дослідження свідчать про можливість поліпшення ККД у порівнянні з базовим варіантом. Водночас спостерігається незначне збільшення наведеної витрати, що слід врахувати при оцінюванні ефективності модифікації. Точність розрахункової оцінки ККД безпосередньо пов'язана зі ступенем адекватності моделі втрат, що відображає дійсний характер їхньої зміни залежно від геометричних та режимних параметрів. З більшим ступенем точності (порівняно з величинами ККД)

визначаються параметри оптимального режиму.

Висновки. 1. Розроблена методика моделювання та багатокритеріальної оптимізації забезпечує можливість підвищення ККД за рахунок удосконалення лопатевої системи, з одночасним контролем режимних параметрів і мінімізацією гідравлічних втрат. Отримані результати підтверджують ефективність комплексного підходу, що поєднує чисельне моделювання, аналіз енергетичного балансу та оптимізацію геометрії, і створюють наукову основу для подальшого підвищення ефективності насосного обладнання.

2. Виконано багатоваріантну модифікацію лопати робочого колеса, зокрема зміну закону розподілу вхідних геометричних кутів уздовж вхідної кромки та варіювання кількості лопатей. Результати чисельного дослідження свідчать про можливість підвищення ККД порівняно з базовим варіантом. Водночас зафіксовано незначне збільшення наведеної витрати, що потребує врахування при виборі раціональних конструктивних параметрів.

Список літератури

1. Україна – енергетичний хаб Європи. Уряд схвалив Енергетичну стратегію до 2050 року. URL: <https://mev.gov.ua/novyna/ukrayina-enerhetychnyy-khab-yevropy-uryad-skhvalyv-enerhetychnu-stratehiyu-do-2050-roku> (дата звернення: 10.12.2025).
2. Відбудова України за допомогою енергетичних технологій нового покоління зі США. URL: <https://dixigroup.org/analytic/vidbudova-ukra%D1%97ni-za-dopomogoyu-energetichnih-tehnologij-novogo-pokolinnya-zi-ssha/> (дата звернення: 10.12.2025).
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: 10.12.2025).
4. Відновлення та розвиток відновлюваної енергетики після війни. Дискусія. URL: <https://lcf.ua/news/1196> (дата звернення: 10.12.2025).
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. О. Основні тенденції розвитку гідроенергетики України. *Наукові роботи.* Харків. 2014. Т. 53, вип. 40. С. 82–86.
9. Sun H., Xiao R. F., Yang W., Liu W. C. The optimal model of misaligned guide vanes for a particular pump-turbine. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Vol. 15 (19–23 August 2012, Beijing, China).* doi: 10.1088/1755-1315/15/3/032037
10. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., Tynyanova I., Makarov V. Using mathematical modeling for determination the optimal geometric parameters of a pump-turbine water passage. *2020 IEEE 4th International Conference on Intelligent Energy and Power Systems (IEPS) (2020, Istanbul).* Istanbul, 2020. P. 212–216. doi: 10.1109/IEPS51250.2020.9263139
11. 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.
12. Миронов К. А., Дмитрієнко О. В., Сокольников Д. О. Проектирование высоконапорных рабочих колес радиально-осевых гидротурбин. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units.* Kharkiv : NTU "KhPI". 2024. No. 1. P. 20–27. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.03
13. Дедков В. М. Визначення розрахункових параметрів оборотних гідромашин для діапазону напорів $H = 70\text{--}700$ м. *Проблеми машинобудування.* 2008. Т. 11, № 1. С. 7–11.

14. 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.
15. Дранковський В. Е., Миронов К. А., Тиньянова І. І., Рєзва К. С., Крупа С. С., Кухтенков Ю. М. *Математичне моделювання робочого процесу гідромашин: монографія*. Харків : НТУ «ХПІ», 2022. 406 с.
16. 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.
17. Тиньянова І. І., Рєзва К. С., Дранковський В. Е. Визначення гідродинамічних характеристик оборотних гідромашин на основі методів математичного моделювання. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2021. No. 1. P. 58–66.
18. Количев В. О., Дранковський В. Е., Маракховський М. Б. *Розрахунок гідродинамічних характеристик напрямних апаратів гідротурбіни*. Харків : НТУ «ХПІ», 2002. 216 с.
19. 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
20. Tynianova I., Rezvaya K., Drankovskiy V., Savenkov D., Tynianov O. Design of highly efficient water passage of pump-turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv : NTU "KhPI". 2023. No. 2. P. 38–43. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.05
8. Landau Yu. O. Osnovni tendentsiyi rozvytku hidroenerhetyky Ukrainy [The main trends in the development of hydropower in Ukraine]. *Naukovi roboty*. Kharkiv. 2014, vol. 53, issue 40, pp. 82–86.
9. Sun H., Xiao R. F., Yang W., Liu W. C. The optimal model of misaligned guide vanes for a particular pump-turbine. *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Vol. 15 (19–23 August 2012, Beijing, China)*. doi: 10.1088/1755-1315/15/3/032037
10. Rezvaya K., Cherkashenko M., Drankovskiy V., 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. 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.
12. Myronov K. A., Dmytrienko O. V., Sokolov D. O. Proyektuvannya vysokonapirnykh robochykh kolis radial'no-os'ovykh hidroturbin [Design of high head runners of francis turbines]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2024, no. 1, pp. 20–27. doi: 10.20998/2411-3441.2024.1.03
13. Dyedkov V. M. Vyznachennya rozrakhunkovykh parametriv oborotnykh hidromashyn dlya diapazonu naporiv $H = 70\text{--}700\text{ m}$ [Determination of the design parameters of reversible hydraulic machines for the range of head $H = 70\text{--}700\text{ m}$]. *Problemy mashynobuduvannya*. 2008, vol. 11, no. 1, pp. 7–11.
14. 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.
15. Drankovskyy V. E., Myronov K. A., Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Krupa Ye. S., Kukhtenkov Yu. M. *Matematychnye modelyuvannya robochoho protsesu hidromashyn: monohrafiya* [Mathematical modelling of the hydraulic machine workflow]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2022. 406 p.
16. Myronov K. A., Dmytrienko O. V., Myronov V. K. Vplyv heometrychnykh parametriv robochoho kola 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.
17. Tyn'yanova I. I., Ryezva K. S., Drankovskyy V. E. Vyznachennya hidrodinamichnykh kharakterystyk oborotnykh hidromashyn na osnovi metodiv matematychnoho modelyuvannya [Determination of hydrodynamic characteristics of reversible hydraulic machines based on mathematical modeling methods]. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2021, no. 1, pp. 58–66.
18. Kolychev V. O., Drankovskyy V. E., Marakhovskyy M. B. *Rozrakhunok hidrodinamichnykh kharakterystyk napryamnykh aparativ hidroturbiny* [Calculation of the hydrodynamic characteristics of the wicket gate of the hydraulic turbine]. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2002. 216 p.
19. 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
20. Tynianova I., Rezvaya K., Drankovskiy V., Savenkov D., Tynianov O. Design of highly efficient water passage of pump-turbine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2023, no. 2, pp. 38–43. doi: 10.20998/2411-3441.2023.2.05

References (transliterated)

1. *Ukrayina – enerhetychny 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-enerhetychny-khab-yevropy-uryad-skhvalyv-enerhetychnu-stratehiyu-do-2050-roku> (accessed 10.12.2025).
2. *Vidbudova Ukrainy za dopomohoyu enerhetychnykh tekhnolohiy novoho pokolinnya zi Ssha* [Rebuilding Ukraine with the help of new-generation energy technologies from the United States]. Available at: <https://dixigroup.org/analytic/vidbudova-ukra%D1%97ni-za-dopomogoyu-energetichnih-tehnologij-novogo-pokolinnya-zi-ssha/> (accessed 10.12.2025).
3. *Chy zmozhe «zelena» enerhetyka stymulyuvaty 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 10.12.2025).
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 10.12.2025).
5. Sokol Ye., Cherkashenko M., Drankovskiy V. Control and energy models of reversible hydraulic machines. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. Kharkiv, NTU "KhPI" Publ., 2019, no. 2, pp. 4–11. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.01
6. Ryabenko O. A., Klyukha O. O., Tymoshchuk V. S. Rol' HAES v roboti enerhosystem [The role of PSP in the operation of power systems]. *Vymiryval'na ta obchyslyval'na tekhnika v tekhnolohichnykh protsesakh*. Kyiv. 2014, no. 2, pp. 167–170.
7. Kucheryava I. M., Sorokina N. L. Shlyakhy rehulyuvannya hrafikiv navantazhennya ta upravlinnya spozhyvannyam elektrychnoyi enerhiyi [Ways of adjusting load schedules and controlling the consumption of electric energy]. *Hidroenerhetyka Ukrainy*. 2007, no. 4, pp. 36–44.

Надійшла (received) 12.12.2025

Відомості про авторів / About the Authors

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

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

ЗМІСТ

Фундаментальні дослідження	3
Черкашенко М. В., Гасюк О. І. Цифрова технологія регулювання частоти обертання ротора гідротурбіни	4
Роговий А. С., Дранковський В. Е., Савенков Д. А., Тиньянов О. Д., Азаров А. С. Оптимізація спірального відводу відцентрового насоса засобами чисельного моделювання	10
Миронов К. А., Дмитрієнко О. В., Девятьярова С. О. Покращення енергетичних показників підвідної частини високонапірної гідротурбіни	16
Аврунін Г. А., Подригало М. А., Подригало Н. М., Каторгін О. М., Білан І. В., Мороз І. І. Аналіз застосування об'ємних гідромашин в гідромеханічних трансмісіях транспортних засобів	22
Крупа Є. С., Демчук Р. М. Чисельне моделювання потоку в підвідній частині радіально-діагональної гідротурбіни	33
Римчук Д. В., Резва К. С., Мінчукова Н. Ф., Хрущов Д. Ю. Забезпечення фонтанної безпеки при бурінні та капітальному ремонті свердловин, схильних до поглинання	38
Фатєєв О. М., Фатєєва Н. М., Шиян А. В., Поляков В. В. Оптимізація часу нагнітання в системах гідростатичних випробувань на основі методу Gain Scheduling	44
Тиньянова І. І., Тиньянов О. Д. Чисельне дослідження впливу геометричних параметрів робочого колеса насоса на енергетичні характеристики	52

CONTENTS

Fundamentals	3
<i>Cherkashenko M., Hasiuk O.</i> Digital technology for controlling the rotational speed of a hydroturbine rotor.....	4
<i>Rogovyi A., Drankovskiy V., Savenkov D., Tynianov O., Azarov A.</i> Optimization of the volute casing of a centrifugal pump using numerical modeling	10
<i>Myronov K., Dmytriienko O., Devetiarova D.</i> Improvement of energy performance of the inlet flow part of a high-head hydroturbine	16
<i>Avrunin G., Podrigalo M., Podryhalo N., Katorgin O., Bilan I., Moroz I.</i> Analysis of the application of volume hydraulic machines in hydraulic mechanical transmissions of vehicles.....	22
<i>Krupa E., Demchuk R.</i> Numerical simulation of flow in the inlet passage of a radial-diagonal hydroturbine.....	33
<i>Rymchuk D., Rezvaya K., Minchukova N., Khrushchov D.</i> Ensuring blowout prevention during drilling and workover operations in wells prone to fluid loss.....	38
<i>Fatyeyev O., Fatieieva N., Shyian A., Poliakov V.</i> Optimisation of pumping time in hydraulic test systems based on the Gain Scheduling method	44
<i>Tynianova I., Tynianov O.</i> Numerical study of the influence of geometric parameters of the pump impeller on energy characteristics	52

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»
СЕРІЯ: ГІДРАВЛІЧНІ МАШИНИ ТА ГІДРОАГРЕГАТИ**

Збірник наукових праць

№ 2'2025

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 26.12.2025 р. Формат 60x84/8. Обкладинка – мел 250 г/м,
4+0, + матовий ламінат. Блок – 89 стр., офсет 80 г/м, 1+1.
Палітурка клей. Наклад 40. Ціна договірна.

