

Р.В. Пузік, В.Ю. Кондусь

Сумський державний університет

СТВОРЕННЯ НОВОГО ПОКОЛІННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ У КОНТЕКСТІ СТРАТЕГІЇ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ КОНКУРЕНТОЗДАТНОСТІ

Завдяки своїй видатній спроможності до перекачування рідин з включеннями, вільновихрові насоси поступово набувають все більш широкого поширення та застосування в останні роки. Це стало можливим завдяки їх низькій схильності до засмічень та руйнувань під впливом абразивних часток, а також підвищеному ресурсу роботи. Тим не менше, даний тип насосів має певні недоліки, найбільш суттєвим з яких є порівняно низькі значення ККД, котрі зазвичай не перевищують 58%.

В даній роботі розглянуто можливість модернізації проточної частини вільновихрового насосу шляхом збільшення ширини лопатей його робочого колеса.

Проведений за допомогою програмного забезпечення ANSYS CFX числовий експеримент показав, що дана модифікація конструкції дозволяє позбутися деформації тороподібного вихору, збільшити частку лопатевого робочого процесу у вільновихровому насосі і, як наслідок, отримати підвищення напору та ККД насосної установки.

В результаті виконання фізичного експерименту було перевірено гіпотези, висунуті в результаті проведення аналітичного дослідження, а також підтверджено результати числових експериментів.

Ключові слова: вільновихровий насос, робочий процес, робоче колесо, вільна камера, лопать, тороподібний вихор, напір, ККД.

R. Puzik, V. Kondus

CREATION OF A NEW GENERATION OF ENERGY-EFFICIENT TORQUE FLOW PUMPS IN THE CONTEXT OF THE STRATEGY OF INCREASE IN THEIR COMPETITIVENESS

Due to their outstanding ability to pump liquids with inclusions, torque flow pumps have gradually become more and more widely used in recent years. This became possible thanks to their low tendency to clogging and destruction under the influence of abrasive particles, as well as increased service life. Nevertheless, this type of pump has certain disadvantages, the most significant of which are low efficiency values, which usually do not exceed 58%.

This work considers the possibility of modernizing the flow part of the torque flow pump by increasing the width of its impeller blades.

A numerical experiment conducted using the ANSYS CFX software showed that this modification of the design allows us to get rid of the deformation of the toroidal vortex, increase the share of the blade work process in the torque flow pump. As a result we get an increase in the head and efficiency of the pump installation.

As a result of the physical experiment, the hypotheses put forward in after the analytical study was verified. Also it allowed us to confirm the results of the numerical experiments.

Key words: torque flow pump, work process, impeller, free camera, blade, toroidal vortex, head, efficiency.

Вступ

Вільновихрові насоси здебільшого застосовуються для перекачування забруднених рідин, котрі мають тверді домішки, пісок, волокнисті, кристалічні або ж абразивні частки, мають високу в'язкість та інше. Даний тип насосів характеризується меншими експлуатаційними витратами в порівнянні з відцентровими насосами, якщо розглядати роботу при аналогічних умовах. Це пояснюється з тим, що відцентрові насоси більш уражені кавітаційним явищем, зношування та закупорки елементів проточної частини [1]. Ще до переваг вільновихрових насосів можна віднести спрощення конструкції, а також їх виготовлення, зниження рівня вібрації, відносно просте обслуговування.

Не зважаючи на це, робота вільновихрових насосів супроводжується рядом суттєвих недоліків. Основним є нижчий, порівняно з іншими типами насосів коефіцієнт корисної дії, котрий зазвичай не перевищує 58%. Це пов'язано з певними особливостями робочого процесу насосів, котрий одночасно включає в себе вихровий та лопатевий процеси [2].

Так як ціни на енергоресурси залишаються високими, то враховуючи загальну структуру вартості життєвого циклу насосної установки, одним із базових шляхів зниження енергоспоживання насосного обладнання залишається модернізація його конструкції.

На загальну вартість життєвого циклу насосної установки найбільш суттєвий вплив мають витрати на електроенергію, котра споживається в процесі його роботи. На них припадає близько половини від загальних витрат. Через це підвищення ефективності роботи насосів є нагальною

потребу в сучасному машинобудуванні, вирішення котрої дасть можливість збільшити конкурентоспроможність даних насосів на ринку.

Постановка задачі

Вільновихрові насоси широко застосовуються у найрізноманітніших галузях промисловості, таких як харчова, гірничовидобувна, при транспортуванні стічних вод тощо. Через особливості своєї конструкції насоси даного типу підходять для перекачування рідин із твердими, абразивними, волокнистими та газоподібними включеннями [3]. При цьому витрати на їх обслуговування значно нижчі у порівнянні з іншими типами насосів.

Ефективність вільновихрових насосів при транспортуванні рідин, що містять тверді та волокнисті включення пояснюється зниженням ризику засмічення міжлопатевих каналів робочого колеса, котре може призводити до зниження ККД роботи установки, а при повному закупорюванні проточної частини унеможливує перекачування рідини [4].

При цьому вільновихрові насоси мають певні недоліки, основним з яких є низькі значення ККД. Згідно досліджень Соляника, Євтушенко тощо [5], максимальний теоретично досяжний ККД вільновихрового насоса складає $\eta_{e \max} = 0,63$. При цьому відносно високі показники ефективності роботи спостерігаються лише на певному вузькому відрізку коефіцієнтів швидкохідності. В роботі показано, що оптимальний діапазон роботи для вільновихрових насосів складає $n_s = 80 - 150$ [6]. Схожі результати для вітчизняного обладнання описані в роботі, згідно якої в діапазоні $n_s = 80 - 140$ практично отримані значення ККД складають $\eta = 0,5 - 0,52$ (рис. 1) [7].



Рис. 1. Залежність ККД вільновихрових насосів від коефіцієнту швидкохідності

Як показано на рисунку 1, ефективність роботи вільновихрових насосів стрімко знижується при високій та низькій швидкохідностях $60 \leq n_s \leq 150$.

Таким чином основною метою даної роботи є підвищення енергоефективності вільновихрових насосів, а також розширення діапазону їх роботи.

Методика досліджень

Методика проведення числового дослідження

Через вкрай складний, багатомірний та не повністю вивчений процес течії перекачуваної рідини у проточній частині вільновихрового насоса її математичний опис здебільшого проводять з рядом припущень, котрі спрямовані на спрощення моделі [8]. В той же час використовуються спрощені математичні вирази та диференційні рівняння, емпіричні коефіцієнти, що в результаті не дозволяє отримати їх точного рішення [9], [10].

Подібні розрахунки мають вкрай високу складність та трудомісткість, тому широкого поширення набули числові методи обчислювальної гідродинаміки – CFD-коди [11]. Їх використовують для вирішення широкого спектру завдань в машинобудуванні і, зокрема, в сфері насособудування [12].

Для проведення числового дослідження з використанням програмного продукту Solidworks була побудована тривимірна модель проточної частини вільновихрового насоса СВН 500/32. Розрахункову подачу досліджуваного насоса на оптимальному режимі приймаємо рівною $500 \text{ м}^3/\text{год}$, розрахунковий напір 32 м , частота обертання валу 1500 об/хв .

Експериментальний насос СВН 500/32 має консольну конструкцію. Підведенням робочої рідини є осьовим. Корпус насоса обладнано відводом кільцевого типу. Робоче колесо розміщується у спеціальній циліндричній розточці корпусу. Вал насоса має сальникове ущільнення. В ролі опор валу використовувалися підшипники кочення з рідким змащуванням.

При проведенні експериментального дослідження було обрано два варіанти конструктивного виконання робочого колеса досліджуваного насосу:

1. Робоче колесо базової конструкції зі стандартною шириною лопатей;
2. Робоче колесо модифікованої конструкції зі збільшеною шириною лопатей

$\Delta b_2 = +30 \text{ мм}$.

Числові дослідження течії рідини в проточній частині вільновихрового насоса було проведено за допомогою університетської версії програмного комплексу Ansys CFX.

Побудова розрахункової сітки проводилась з використанням пакету ICEM CFD. Це дало можливість отримати неструктуровану розрахункову сітку. Вся розрахункова область спочатку була розділена на комірки у формі тетраедра з подальшою перевіркою якості та згладжуванням. Далі було побудовано пристінковий шар з призматичних комірок. Це дозволило збільшити роздільну здатність сітки у пристінковій області і, як наслідок, підвищити точність розрахунків у примежовому шарі рідини.

Створення розрахункової моделі проводилось в пакеті CFX-Pre. Для замикання рівнянь Рейнольдса використовувалась стандартна k-ε модель турбулентності, так як вона добре зарекомендувала себе при розрахунках внутрішніх течій.

Умовою збіжності було обрано досягнення точності 10^{-4} . З метою контролю розрахунків задавалися вирази для визначення напору та ККД досліджуваного насоса.

Обробка і аналіз результатів виконано з використанням програмного пакету CFD-Post. Аналіз отриманих результатів виконувався у графічній та числовій формах.

Методика проведення експериментального дослідження

З метою експериментальної перевірки гіпотез, що були отримані під час виконання аналітичного дослідження, а також підтвердження результатів проведення числових експериментів з використанням програмного продукту ANSYS CFX на базі випробувального стенду кафедри Прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету було виконано ряд стендових випробувань вільновихрового насоса.

Всі інші елементи конструкції насоса залишилися незмінними.

З метою проведення фізичного експерименту було розроблено спеціальний випробувальний стенд, який працює за схемою замкнутого контуру циркуляції робочої рідини.

Експериментальні дослідження та вимірювання усіх фізичних величин проводилися відповідно до ДСТУ ГОСТ 6134:2009.

Подача насоса визначалася за допомогою витратоміра та могла регулюватися за допомогою спеціальної засувки. При цьому похибка вимірювання подачі рідини за допомогою витратоміру не повинна була перевищувати 0,5 – 1 %.

В якості перекачуваної рідини в процесі експериментального дослідження була використана вода. Температура води вимірювалася за допомогою термометра, після чого була визначена її густина. Крутий момент на валу електродвигуна Д вимірювався за допомогою мотор-вагів.

Теоретичні дослідження

Робочий процес вільновихрового насоса (рис. 2) характеризується складним характером передачі енергії у його проточній частині.

На початковому етапі він є аналогічним до робочого процесу відцентрових насосів. Тобто енергія переходить до потоку рідини за допомогою його силової взаємодії з лопатями робочого колеса насоса. В результаті, у проточній частині відцентрового насоса рідина з міжлопатеми каналів робочого колеса переходить безпосередньо до відводу та напірного патрубку.

На відміну від даної схеми, при роботі вільновихрових насосів із міжлопатеми каналів робочого колеса до відводу надходить лише незначна частина рідини (q_k).

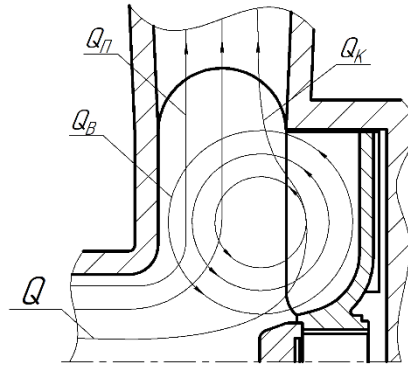


Рис. 2. Схема робочого процесу у вільновихровому насосі

Інша ж частина потоку (Q_v) утворює собою вихровий потік (інша назва – тороподібний вихор), котрий продовжує циркулювати у проточній частині насоса. Даний тороподібний вихор має властивості «рідкої лопаті». Таким чином він відповідає за передачу енергії тій частині потоку (Q_n), котра не взаємодіє безпосередньо з лопатями (потоку протікання). В результаті, рідина потоку протікання проходить із всмоктувального патрубку до відводу насоса без взаємодії з лопатями робочого колеса вільновихрового насоса [13].

Згідно попередніх досліджень [14], теоретична модель робочого процесу у вільновихровому насосі передбачає, що основними його компонентами є лопатевий і вихровий робочі процеси. Встановлено відсотковий склад витрати, котра бере участь в кожному з них. Підраховано максимальний теоретично досяжний ККД вільновихрового насоса. Однак дана розрахункова модель буде справедливою лише у випадку, коли ширина вільної камери насоса B , буде рівною ширині лопатей робочого колеса b_2 . При цьому варто зазначити, що робоче колесо розташовується в циліндричній розточці корпусу.

У тому ж випадку, коли ширина лопатей робочого колеса b_2 перевищує ширину вільної камери, центр тороподібного вихору буде знаходитися у просторі міжлопатевих каналів робочого колеса. Подібна конструкція є характерною для вільновихрових насосів з низькими коефіцієнтами швидкохідності n_s [15], котрі визначаються за наступною формулою:

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

де n – частота обертання валу насоса, об/хв, Q – подача насоса, м³/год, H – напір насоса, м

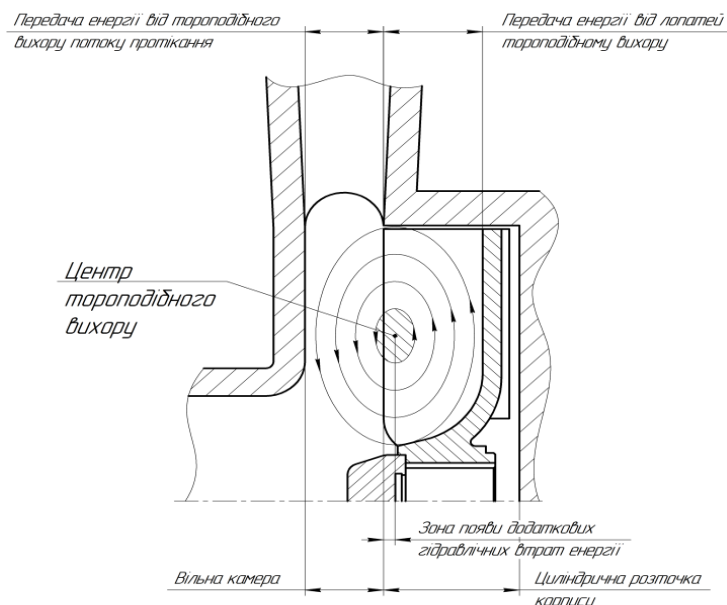


Рис. 3. Схема тороподібного вихору у вільновихрових насосах з низьким коефіцієнтом швидкохідності

В даному випадку потік рідини намагається рухатися від периферії насоса до його центру на проміжку від центру тороподібного вихору до зовнішнього діаметра лопатей робочого колеса. Тим не менше, в результаті силової взаємодії з лопатями в даному діапазоні він відкидається в протилежному напрямку, а саме від центру до периферії. Як наслідок є виникнення деяких додаткових гідравлічних втрат.

Для вільновихрових насосів, котрі мають високий коефіцієнт швидкохідності n_s , буде типовим більша ширина вільної камери B порівняно з шириною лопатей робочого колеса b_2 (рис. 4).

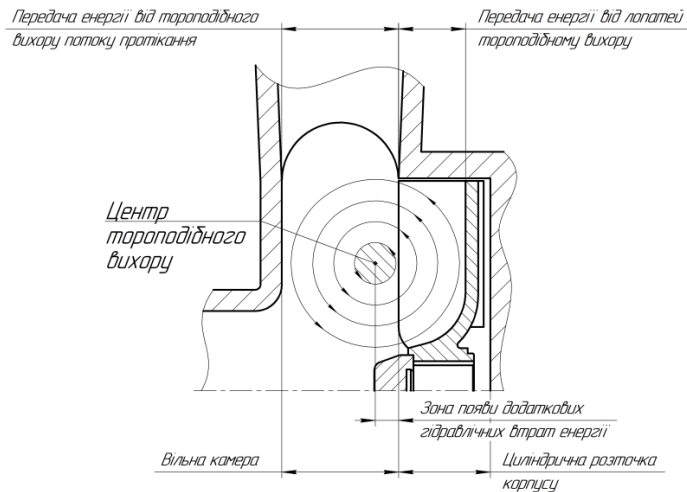


Рис. 4. Схема тороподібного вихору у вільновихрових насосах з високим коефіцієнтом швидкохідності

При цьому центр тороподібного вихору буде знаходитися у просторі вільної камери вільновихрового насоса. Це призводить до того, що тороподібний вихор може деформуватися наступним чином. На проміжку від кромки лопатей до центру тороподібного вихору потік рідини вступає в взаємодію з потоком протікання. Це супроводжується передачею частини енергії від тороподібного вихору потоку протікання. В результаті, енергія тороподібного вихору знижується, а сам він деформується. В даному діапазоні з'являються додаткові втрати гідравлічної енергії, котрі призводять до зниження загального ККД вільновихрового насоса.

Враховуючи усе вище сказане, у роботі пропонується виконувати модернізацію проточної частини за допомогою збільшення ширини лопатей робочого колеса насоса.

Результати числового дослідження

За результатами виконання числового дослідження, проведеного за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX, були побудовані залежності ККД та напору вільновихрового насоса (рис. 5, 6).

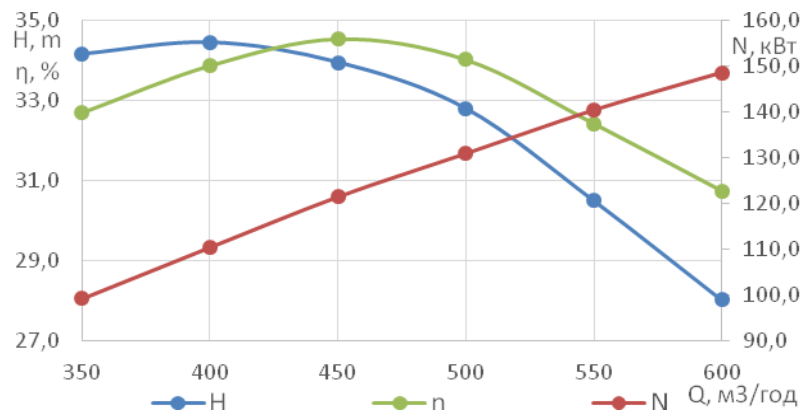


Рис. 5. Залежність напору, ККД та потужності насоса базової конструкції ($\Delta b_2 = 0$ мм) від величини подачі

Досліджуваний насос базової конструкції має ширину лопатей робочого колеса b_2 меншу за ширину вільної камери B . Це характерно для вільновихрових насосів типу «Туго», котрі мають

високий коефіцієнт швидкохідності. В даному випадку частка вихрового робочого процесу є більшою за частку лопатевого робочого процесу. Це є причиною порівняно невисокого значення ККД даного насоса (максимальний теоретично досяжний ККД вихрового робочого процесу приблизно дорівнює 0,5, в той час як лопатевого – 1).

Так на оптимальному режимі маємо:

–Напір: $H_{\text{опт}}^0 = 33,9$ м; ККД: $\eta_{\text{опт}}^0 = 0,345$.

Ще однією з причин зниження ККД пов'язана з деформацією тороподібного вихору, викликаною несиметричністю його розташування щодо лопатей робочого колеса. Як наслідок, центр вихору розташовується у вільній камері. Це призводить до виникнення нерівномірностей силової взаємодії вихору та лопатей, що спричиняє появу додаткових гідравлічних втрат енергії.

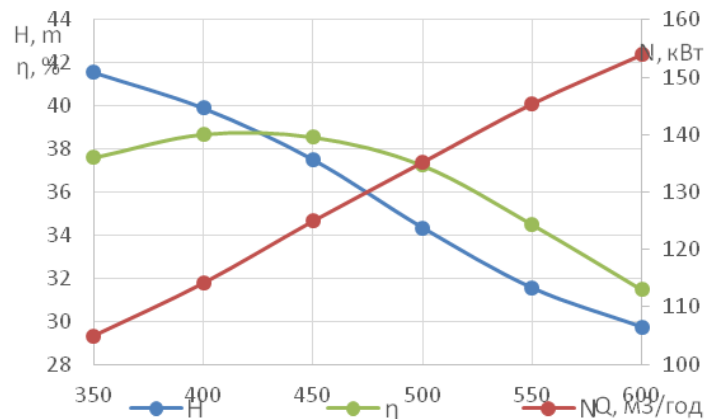


Рис. 6. Залежність напору, ККД та потужності насоса модифікованої конструкції ($\Delta b_2 = +30$ мм) від величини подачі

При збільшенні ширини лопатей робочого колеса до величини $\Delta b_2 = +30$ мм спостерігається плавний ріст напору та ККД вільновихрового насоса.

В результаті отримуємо:

– Напір: $H_{\text{опт}}^{+30} = 39,9$ м; ККД: $\eta_{\text{опт}}^{+30} = 0,387$.

Найбільш вагомими причинами подібного зростання є підвищення ефективності передачі енергії до «рідкої лопаті». При даній модифікації центр тороподібного вихору розташовується неподалік на кромках лопатей робочого колеса. Це забезпечує мінімізацію втрат гідравлічної енергії, пов'язаної з несиметричністю розташування даного вихору по відношенню до лопатей та, відповідно, усуненню його деформації.

Часткове розміщення робочого колеса у вільній камері насоса забезпечує зростання ролі лопатевого робочого процесу. Через те, що відцентрові сили тепер спроможні направляти потік перекачуваної рідини безпосередньо до відводу насоса, то це призводить до збільшення потоку протікання та, відповідно, зменшення циклічності обертання рідини у вільній камері вільновихрового насоса.

Результати експериментальних досліджень

При стендовому дослідженні вільновихрового насоса з модифікованим робочим колесом відносна гранична похибка при визначенні подачі склала 1,27 %, напору – 1,16 %, потужності – 1,23 %. Відносна гранична похибка вимірювання ККД 2,43 %.

Так як при вимірюванні даних параметрів значення відносних граничних похибок не перевищувало максимально допустимі величини, то можемо вважати проведення фізичного експерименту цілком адекватним. Використані контрольно-вимірювальні прилади та методика проведення експерименту забезпечують потрібну точність одержаних результатів фізичного експерименту.

В результаті проведення стендових випробувань було побудовано енергетичні та напірні характеристики насосів базової та модифікованої. На рисунках 5, 6 зображено залежності напору (H), ККД (η) та потужності (N), котрі були отримані шляхом проведення числових розрахунків (індекс «розр»), а також фізичного експерименту (індекс «експ»).

Після проведення аналізу характеристики, що були отримані експериментальним шляхом та співставивши їх із результатами числових досліджень, ми можемо стверджувати, що розбіжність результатів за ККД та напором не перевищує 3%. Можна припустити, що найбільш ймовірною та вагомою причиною отриманих розбіжностей характеристик є неточності в описі робочого процесу вільновихрових та похибки при виготовленні проточних частин досліджуваних вільновихрових насосів.

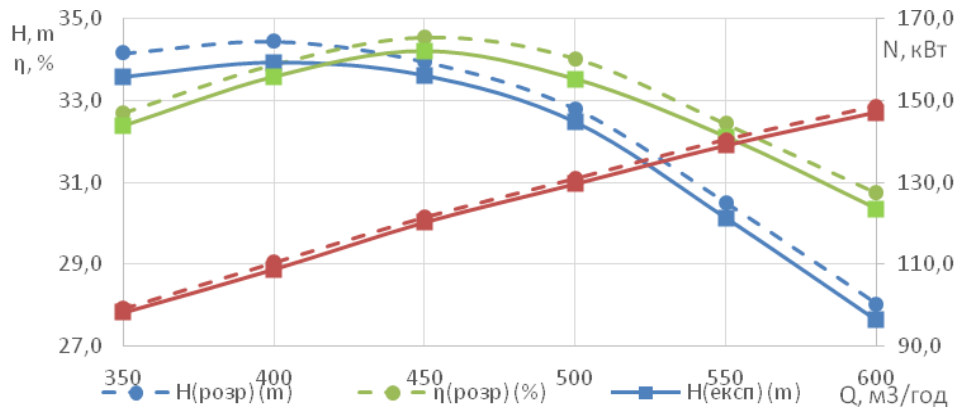


Рис. 7. Залежність напору, ККД та потужності насосу базової конструкції від величини подачі ($\Delta b_2 = 0 \text{ мм}$)

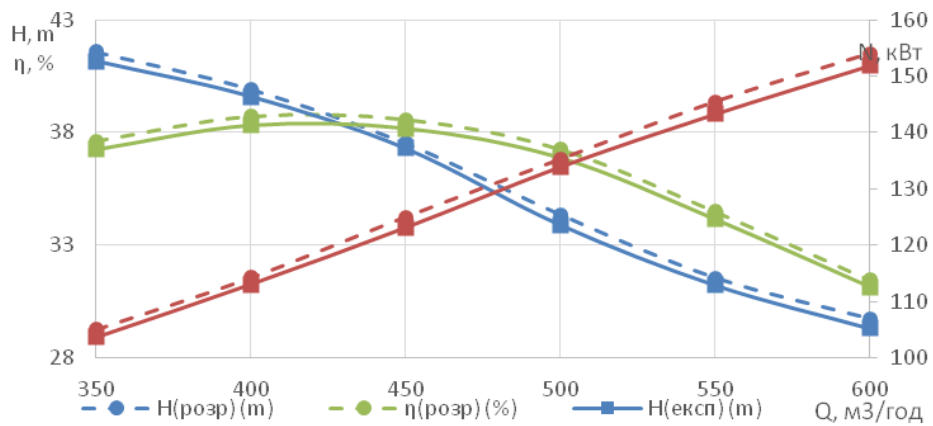


Рис. 8. Залежність напору, ККД та потужності насосу модифікованої конструкції від величини подачі ($\Delta b_2 = +30 \text{ мм}$)

Порівняння розрахункових та експериментально отриманих параметрів на оптимальних режимах роботи внесено до таблиці 1.

Таблиця 1

Порівняння розрахункових та експериментально отриманих параметрів

Варіанти конструкції робочого колеса	Базова конструкції $\Delta b_2 = 0 \text{ мм}$	Модифікована конструкції $\Delta b_2 = +30 \text{ мм}$
$H_{\text{розрах.}}$, м	32,8	39,9
$H_{\text{експ.}}$, м	32,5	39,6
$\eta_{\text{розрах.}}$, %	34,0	38,7
$\eta_{\text{експ.}}$, %	33,5	38,1
ΔH , %	0,9	0,8
$\Delta \eta$, %	1,5	1,6

Через те що різниця отриманих величин параметрів на аналогічних значеннях подачі насоса не перевищує величину гранично допустимої похибки експериментальних методів досліджень, то одержані результати показують адекватність проведення числових експериментів та можливість їх використання при дослідженнях інших вільновихрових насосів.

Висновки

1. В ході попередніх досліджень та аналізу літературних джерел було встановлено, що одними з причин зниження ККД вільновихрових насосів є наявність одночасно вихрового та лопатевого робочих процесів у перекачуванні рідини а також несиметричність розташування тороподібного вихору відносно лопатей робочого колеса.

2. Було висунуто гіпотезу про можливість усунення даних недоліків шляхом модернізації проточної частини насосу за допомогою зміни ширини лопатей робочого колеса.

3. Проведення числового експерименту показало, що дана модифікація конструкції вільновихрового насосу дозволяє позбутися деформації тороподібного вихору, а також збільшити частку лопатевого робочого процесу у загальному робочому процесі і, як наслідок, підвищити напір та ККД насосної установки.

4. В результаті виконання стендових випробувань досліджуваного насосу було перевірено гіпотези, котрі були висунуті під час проведення аналітичного дослідження та підтверджено результати числових експериментів.

Список використаних джерел:

- [1] A. I. Kotenko, V. F. Herman, and A. A. Kotenko, "Rationalisation of Ukrainian industrial enterprises in a context of using torque flow pumps on the basis of valuation of the life cycle of pumping equipment," *Nauk. i Stud.*, vol. 16, no. 126, pp. 89–91, 2014.
- [2] V. Y. Kondus, R. V. Puzik, V. F. German, V. O. Panchenko, and S. M. Yakhnenko, "Improving the efficiency of the operating process of high specific speed torque-flow pumps by upgrading the flowing part design," *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 1741, no. 1, p. 12023, 2021, doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012023.
- [3] Y. Imasaka *et al.*, "Clogging mechanisms of vortex pumps: Fibrous material motion capture and simulation with a CFD and DEM coupling method," *Am. Soc. Mech. Eng. Fluids Eng. Div. FEDSM*, vol. 3, pp. 1–10, 2018, doi: 10.1115/FEDSM2018-83503.
- [4] R. V. Puzik, V. Y. Kondus, I. V. Pavlenko, and S. S. Antonenko, "THE INFLUENCE OF THE IMPELLER DESIGN FEATURES ON THE COMBINED OPERATING PROCESS OF THE TORQUE-FLOW PUMP," vol. 2023, pp. 71–76, Apr. 2023, doi: 10.33271/nvngu/20232/071.
- [5] A. A. Евтушенко, "Основы теории рабочего процесса вихревых гидромашин," *Технологические системы*, ч. 2, вип. 13, с. 110–113, 2002.
- [6] A. G. Gusak, I. V. Krishtop, V. F. German, and V. N. Baga, "Increase of economy of torque flow pump with high specific speed," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 233, no. 1, p. 12004, 2017, doi: 10.1088/1757-899X/233/1/012004.
- [7] В. Ф. Герман, А. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. О. Панченко, "Поиск путей расширения диапазона рабочих параметров свободновихревых насосов типа «Туро»,» *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, вип. № 4(8), с. 33–37, 2011.
- [8] F. Pochylý, P. Rudolf, D. Štefan, P. Moravec, J. Stejskal, and A. Skoták, "Design of a pump-turbine using a quasi-potential flow approach, mathematical optimization and CFD," *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.*, vol. 240, no. 7, p. 72043, 2019, doi: 10.1088/1755-1315/240/7/072043.
- [9] H. Quan, Y. Chai, R. Li, and J. Guo, "Numerical simulation and experiment for study on internal flow pattern of vortex pump," *Eng. Comput.*, vol. 36, no. 5, pp. 1579–1596, Jun. 2019, doi: 10.1108/EC-09-2018-0420.
- [10] H. Quan, Y. Guo, R. Li, Q. Su, and Y. Chai, "Optimization design and experimental study of vortex pump based on orthogonal test," *Sci. Prog.*, vol. 103, no. 1, p. 003685041988188, Jan. 2020, doi: 10.1177/0036850419881883.
- [11] X. Song, R. Yao, L. Chao, and W. Zhengwei, "Study of the formation and dynamic characteristics of the vortex in the pump sump by CFD and experiment," *J. Hydrodyn.*, vol. 33, Dec. 2021, doi: 10.1007/s42241-021-0095-8.
- [12] W. Shi, Y. Shi, X. Gao, D. Zhang, T. Lang, and T. Zhao, "Simulation and Experiment on Flow Characteristics of Large Particles in Vortex Pump Based on DEM-CFD," *Nongye Jixie Xuebao/Transactions Chinese Soc. Agric. Mach.*, vol. 51, no. 10, pp. 176–185, 2020, doi: 10.6041/j.issn.1000-1298.2020.10.020.
- [13] V. Y. Kondus, P. M. Kalinichenko, and O. G. Gusak, "A method of designing of torque--flow pump

-
- impeller with curvilinear blade profile,” *Eastern-European J. Enterp. Technol.*, vol. 3, no. 8 (93), pp. 29–35, May 2018, doi: 10.15587/1729-4061.2018.131159.
- [14] Р. В. Пузік, В. Ю. Кондусь, І. В. Павленко, А. С. Твердохліб, “Аналіз перспектив зменшення енергоспоживання вільновихрових насосів для перекачування рідин з включеннями,” *НАУКОВІ НОВАТКИ Міжвузівський збірник наукових праць (за галузями знань «Фізико-математичні науки» та «Технічні науки»)*, vol. 75, pp. 113–119, 2023, doi: DOI 10.36910/775.24153966.2023.75.20.
- [15] R. V. Puzik, I. O. Kovalyov, O. V Ratushnyi, T. V Dzafarov, and S. S. Petrenko, “The ways to increase the efficiency of the stage of low specific speed,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 1741, no. 1, p. 012013, 2021, doi: 10.1088/1742-6596/1741/1/012013.