

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Кондусь Владислав Юрійович



УДК 621.65

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА РОЗШИРЕННЯ
ПАРАМЕТРИЧНОГО РЯДУ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ
ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧОГО ОРГАНА

05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Суми – 2018

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету Міністерства освіти України.

Науковий керівник – кандидат технічних наук, доцент
КОТЕНКО Олександр Іванович,
Сумський державний університет,
доцент кафедри прикладної гідроаеромеханіки

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
ВОЛОШИНА Анжела Анатоліївна,
Таврійський державний агротехнічний університет,
професор кафедри мобільних енергетичних засобів, м. Мелітополь.

кандидат технічних наук
РУДЕНКО Андрій Анатолійович,
ПАТ «ВНДІАЕН»,
перший заступник генерального директора – технічний директор
ПАТ «ВНДІАЕН», м. Суми.

Захист відбудеться “09” червня 2018 р. об 11⁰⁰ год. на засіданні спеціалізованої вченої ради К 55.051.03 у Сумському державному університеті за адресою: 40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2, корп. ЛА, ауд. 213.

З дисертацією можна ознайомитися в науково-технічній бібліотеці Сумського державного університету (40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.)

Автореферат розісланий “7” травня 2018 р.

Вчений секретар
Спеціалізованої вченої ради



Є. М. Савченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Вільновихрові насоси ефективні при перекачуванні рідин, які містять включення, у зв'язку з усунення небезпеки засмічення міжлопатевих каналів робочого колеса, що при використанні насосів інших типів призводить до суттєвого зниження їх ККД, засмічує проточну частину і у кінцевому випадку унеможлиблює роботу.

Транспортування газонасичених рідин відцентровими насосами з робочими колесами закритого типу може мати наслідком закупорку міжлопатевих каналів робочого колеса при збільшенні кавітаційних бульбашок, що може ускладнювати, або навіть унеможлиблювати подальшу роботу насоса. На відміну від відцентрових, вільновихрові насоси ефективно працюють навіть при частковому перекритті міжлопатевих каналів робочого колеса кавітаційними бульбашками.

Ріст вартості енергоресурсів призводить до суттєвого зростання вартості життєвого циклу насосної установки, вимагаючи підвищення енергоефективності (ККД) насосного обладнання. Аналіз літературних даних дозволив установити, що теоретично досяжний максимальний ККД вільновихрового насоса складає $\eta_{в max} = 0,58$. Разом з тим ККД існуючих зразків вільновихрових насосів, що впроваджені на вітчизняних підприємствах, не перевищує $\eta_{max} = 0,5$.

Проведений літературний огляд дав можливість виявити відсутність достовірної методики, яка дозволяє виконувати розрахунок конструкції робочого органа вільновихрового насоса з урахуванням властивостей реальної рідини. При цьому існуючі методики його проектування базуються на ряді допущень і не враховують властивостей реальної рідини. Удосконалення робочого органа вільновихрового насоса без зміни конструкції статорних елементів проточної частини дозволить досягнути підвищення ККД насоса при одночасному забезпеченні мінімальних значень інвестиційних витрат у структурі загальної вартості життєвого циклу насосної установки. Тому завдання щодо поліпшення енергетичних показників вільновихрового насоса шляхом удосконалення його робочого органа є актуальним.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційна робота виконувалася відповідно до плану науково-дослідних робіт (НДР) кафедри прикладної гідроаеромеханіки (ПГМ) Сумського державного університету (СумДУ). Здобувач був виконавцем госпдоговірної НДР «Розробка прогресивної технології, механічна обробка та виготовлення деталей насосів» (№ 51.17–02.12СП).

Мета і задачі дослідження. Мета дослідження – підвищення енергетичної ефективності вільновихрових насосів шляхом удосконалення їх робочого органа; удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів.

З метою досягнення заявленої мети необхідно вирішити ряд задач:

- визначити основні критерії підвищення енергоефективності вільновихрового насоса;
- визначити особливості робочого процесу вільновихрового насоса, а також розробити методику проектування робочого органа вільновихрового насоса з урахуванням властивостей реальної рідини;
- дослідити вплив конструктивних елементів робочого органа вільновихрового насоса на його робочі параметри з використанням аналітичного методу, а також методу планування повного факторного експерименту;
- провести серію чисельних досліджень потоку рідини у проточній частині вільновихрового насоса;

– спроектувати експериментальний стенд, а також виконати фізичний експеримент з використанням робочого органа діючого і нового конструктивного виконання з метою перевірки ефективності їх роботи, а також підтвердження результатів чисельного дослідження;

– розширити і удосконалити існуючий параметричний ряд вільновихрових насосів СВН шляхом розробки насосів, у яких є потреба у промисловості, що дозволить збільшити перекриття полів характеристик.

Об'єкт дослідження – робочий процес у проточній частині вільновихрового насоса.

Предмет дослідження – вільновихровий насос і його енергетичні характеристики.

Методи дослідження. при вирішенні поставлених завдань використовувалися метод статистичного аналізу, метод факторного експерименту, математичного моделювання розподілу енергії в проточній частині вільновихрового насоса в широкому діапазоні подач з використанням методу чисельного дослідження, а також експериментальний метод.

Статистичний аналіз проводився з використанням відомих характеристик існуючих конструкцій вільновихрових насосів, а також відомих результатів попередніх наукових досліджень з дослідження робочого процесу насосів даного типу.

Метод факторного експерименту використовувався для виявлення факторів впливу а також ступеня їх впливу на характеристики вільновихрового насоса.

Чисельне дослідження потоку рідини в проточній частині вільновихрового насоса проводилося за допомогою програмного продукту ANSYS CFX 13.0 для турбомашинобудування з використанням університетської ліцензії СумДУ. В основу даного програмного продукту покладено метод чисельного вирішення системи рівнянь, які описують фундаментальні закони гідромеханіки: рівнянь руху в'язкої рідини разом з рівнянням нерозривності, що забезпечує обґрунтованість застосування даного методу при дослідженні течії в проточній частині вільновихрового насоса.

В якості одного із етапів проектування проточної частини насоса проведено фізичний експеримент вільновихрового насоса із запропонованою конструкцією робочого колеса, використовуючи розроблений експериментальний стенд Сумського державного університету. Достовірність отриманих на стенді результатів регламентувалася використанням загальноприйнятої в насособудуванні практики проведення фізичного дослідження, а також допустимою похибкою вимірювання фізичних величин.

Наукова новизна результатів дослідження:

– обґрунтовано доцільність використання робочого колеса з профільованими циліндричними лопатями у вільновихрових насосах;

– визначено особливості робочого процесу вільновихрового насоса, зокрема розподіл потоку в міжлопатеєвих каналах робочого колеса;

– досліджено залежність характеристик вільновихрового насоса з використанням робочого колеса із профільованими циліндричними лопатями від визначених статистично значимих факторів впливу на них;

– розроблена математична модель руху в'язкої рідини у вільновихровому насосі;

– встановлено взаємозв'язок геометричних параметрів робочого органа вільновихрового насоса з характеристиками насоса у результаті виконання чисельного дослідження робочого процесу в проточній частині вільновихрового насоса.

Практичне значення отриманих результатів:

- встановлено вплив конструкції робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса;
- сформульовано практичні рекомендації щодо проектування робочого колеса вільновихрового насоса;
- розроблена конструкція робочого колеса, що дозволила підвищити ККД вільновихрового насоса на 4–5 %. Отримані результати підтверджено з використанням методу чисельного дослідження, а також шляхом проведення фізичного експерименту;
- розроблена методика проектування робочого колеса вільновихрового насоса;
- отримано патенти України на корисну модель робочого колеса вільновихрового насоса;
- удосконалено існуючий параметричний ряд вільновихрових насосів, що охоплює широкий діапазон за напором і подачею та включає мінімальну кількість уніфікованих конструктивних елементів.
- розширено можливості заміни фізичного експерименту чисельним дослідженням по відношенню до проточних частин вільновихрових насосів.
- результати дослідження впроваджені у виробничі процеси ТОВ «Сумський машинобудівний завод». Результати роботи також використовуються у навчальному процесі для студентів спеціальності «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика».

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи були отримані автором самостійно. Постановка задач досліджень, аналіз і обговорення отриманих результатів виконувалися здобувачем спільно з науковим керівником.

Результати роботи розкриті в написаних у співавторстві наукових публікаціях, зокрема: у дослідженні [1] проведено огляд літератури і обґрунтовано можливість підвищення енергоефективності вільновихрового насоса шляхом удосконалення конструкції його робочого органа. Робота [2] присвячена проектуванню випробувального стенда для визначення робочих параметрів і побудови характеристик вільновихрового насоса. Визначено відносні граничні похибки вимірювання робочих параметрів насоса. У роботі [3] проведено чисельне дослідження робочого процесу у проточній частині вільновихрового насоса з використанням діючого і нового робочих коліс за допомогою програмного забезпечення Ansys CFX з метою порівняння їх робочих параметрів і визначення величини підвищення ККД вільновихрового насоса, що досягається шляхом удосконалення конструкції його робочого органа. У роботі також виконано порівняння результатів чисельного дослідження робочого процесу у проточній частині вільновихрового насоса з експериментальними значеннями для насоса з діючим робочим колесом. Робота [4] присвячена визначенню впливу конструктивних елементів робочого органа вільновихрового насоса на його робочі параметри. Дослідження виконано з використанням програмного забезпечення Ansys CFX, а основні результати підтверджено шляхом проведення експериментального дослідження з використанням випробувального стенду. У дослідженнях [5–10] виконано удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів СВН. У роботах [12–19] здобувач провів дослідження з підвищення енергоефективності вільновихрового насоса і проаналізував отримані результати.

На основі проведених досліджень отримано чотири патенти України на корисну модель «Робоче колесо вільновихрового насоса» [20–23].

Апробація результатів роботи. Основні положення дисертації доповідалися та обговорювалися на XXI – XXII Міжнародній науково-технічній конференції

«Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, НТУУ «КПІ», 2016, м. Черкаси, Черкаський інститут пожежної безпеки ім. Героїв Чорнобиля НУЦЗ України, 2017), науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, СумДУ, 2015 – 2017), XVI – XVIII міжнародних науково-технічних конференціях АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Суми, СумДУ, 2015, м. Харків, УкрДУЗТ, 2016, м. Вінниця, ВНТУ, 2017), міжнародних науково-технічних конференціях під егідою Національної асоціації цукровиків України «Перспективи розвитку цукрової промисловості в Україні» (м. Київ, НУХТ, 2016 – 2017), міжнародній науково-технічній конференції «Системи розробки продукції та запуску їх у виробництво» (м. Суми, СумДУ, 2016), II Міжнародній науково-технічній конференції «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» (м. Вінниця, ВНТУ, 2016).

Публікації. За матеріалами дослідження опубліковано 23 наукових роботи, серед яких 3 наукових статті у спеціалізованих виданнях України, 1 наукова стаття у закордонному виданні, 1 наукова стаття у виданні, що входить до наукометричної бази Scopus, отримано 4 патенти України на корисну модель (№106416, №119140, №119477, №119807) а також опубліковано тези 14 доповідей на науково-технічних конференціях.

Структура та об'єм дисертаційної роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертаційної роботи становить 201 сторінку. Дисертаційна робота містить 107 рисунків, 4 з яких на окремих сторінках, 20 таблиць по тексту, 3 додатків на 6 сторінках, бібліографію зі 157 джерел на 17 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі наведені кваліфікаційні ознаки дисертації та сформульований напрямок досліджень, пов'язаний з розробкою робочого органу з криволінійним профілем лопаті, що дозволить підвищити енергетичну ефективність використання вільновихрових насосів при досягненні мінімального значення інвестиційних витрат у структурі загальної вартості життєвого циклу насосної установки.

У **першому розділі** проаналізовано сучасний стан застосування вільновихрових насосів для транспортування рідин, що містять включення. Значних успіхів у дослідженні вільновихрових насосів досягли вітчизняні вчені В. Малюшенко, А. Євтушенко, О. Котенко, В. Герман, В. Соляник, С. Яхненко, та інші, завдяки роботам яких кафедра ПГМ СумДУ вважається центром дослідження вільновихрових насосів в Україні.

Незважаючи на більш ніж 50-річну історію розвитку і дослідження вільновихрових насосів, складність їх робочого процесу призводить до наявності значних обсягів недосліджених функціональних аспектів їх роботи. Поява нових методів проектування насосного обладнання, що засновані на виконанні чисельного дослідження руху рідини у проточній частині, дозволяє розробити нові підходи до удосконалення вільновихрових насосів.

ККД вільновихрового насоса значною мірою залежить від конструкції його робочого органу, що впливає як на втрати у міжлопатевих каналах, так і на питому енергію, яка передається потоку рідини.

Узгодження конструкції лопаті вільновихрового насоса з напрямком натікання потоку рідини є важливою умовою досягнення високого значення ККД насоса в цілому. На даний момент більшість вільновихрових насосів типу «Туго» комплектуються

робочими колесами з прямими радіальними (рис. 1), або виконаними з кутом установки β_2 (рис. 1 б) лопатями, що дозволяє спростити конструкцію робочого органа насоса, зменшивши інвестиційні витрати на його проектування і виготовлення у загальній структурі вартості життєвого циклу насосної установки. Однак конструкція лопатей таких робочих коліс не відповідає структурі потоку рідини у міжлопатевих каналах, що призводить до виникнення гідравлічних втрат.

У даній роботі запропоновано виконати удосконалення проточної частини вільновихрового насоса шляхом внесення змін до конструкції робочого органа, яким є робоче колесо, що забезпечить зниження витрат на електроенергію при досягненні мінімального значення інвестиційних витрат у загальній вартості життєвого циклу насосної установки (рис. 2).

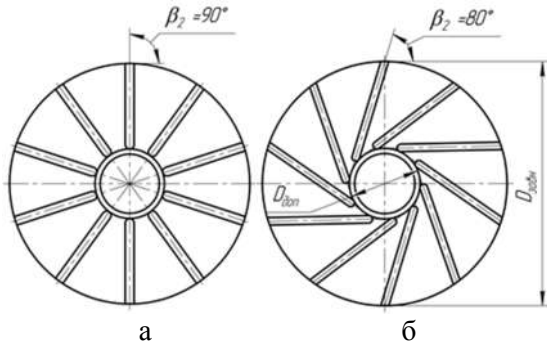


Рисунок 1 – Робоче колесо вільновихрового насоса: а) із кутом установки лопаті 90° ; б) із кутом установки лопаті 80°

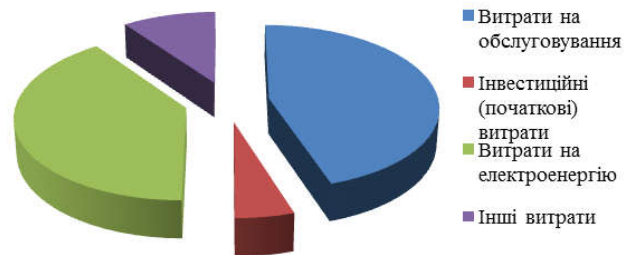


Рисунок 2 – Типова структура вартості життєвого циклу насосної установки середнього розміру

У **другому розділі** детально розкрито мету проведення дослідження і задачі, які вирішувалися для її досягнення. Описані методи і засоби проведення дослідження.

Для вирішення поставлених задач використано метод статистичного аналізу, метод факторного експерименту, математичного моделювання розподілу енергії в проточній частині вільновихрового насоса в широкому діапазоні подач шляхом проведення чисельного дослідження, а також експериментальний метод.

Статистичний аналіз проводився з використанням відомих характеристик існуючих конструкцій вільновихрових насосів, а також відомих результатів попередніх наукових досліджень їх робочого процесу.

Метод факторного експерименту використовувався для виявлення факторів впливу а також ступеня їх впливу на характеристики вільновихрового насоса. До основних факторів впливу на параметри оптимізації робочого органа слід віднести зовнішній діаметр робочого колеса D_2 , кути установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 з нього, а також число лопатей z робочого колеса.

Для проведення факторного експерименту обрано наступні рівні факторів: нижній (-1), основний (0) та верхній (+1). Можлива кількість комбінацій рівнів факторів у даному випадку 2^3 , що дозволяє оцінити вплив кожного з факторів на параметри оптимізації. Перевірка адекватності визначених рівнянь регресії виконується з використанням F-критерію Фішера.

Чисельне дослідження потоку рідини в проточній частині вільновихрового насоса проводилося за допомогою програмного продукту ANSYS CFX 13.0 для турбомашинобудування з використанням університетської ліцензії СумДУ. В основу даного програмного продукту покладено метод чисельного вирішення системи рівнянь, що описують фундаментальні закони гідромеханіки: рівнянь руху в'язкої рідини разом з рівнянням нерозривності, що забезпечує обґрунтованість застосування даного методу при дослідженні течії в проточній частині вільновихрового насоса.

Чисельне дослідження робочого процесу в проточній частині насоса проводилося з використанням вільновихрового насоса СВН 80/32. Дослідження виконувалося у стаціонарній постановці. Робоче середовище – вода при температурі 20 °С. Режим роботи – турбулентний. Для замикання рівнянь Рейнольдса використано стандартну k - ϵ модель турбулентності, яка має відносно невисоку ресурсомісткість, і характеризується високою точністю результатів при дослідженні вільновихрових насосів.

В якості одного із етапів проектування проточної частини насоса було проведено фізичне дослідження вільновихрового насоса із запропонованою конструкцією робочого колеса. Для проведення дослідження розроблений випробувальний стенд із закритою циркуляцією рідини. Достовірність отриманих на стенді результатів регламентувалася ДСТУ ГОСТ 6134:2009 «Насоси динамічні. Методи випробування», а також допустимою похибкою вимірювання величин. Значення відносних граничних похибок вимірювання зазначених параметрів не перевищувало значення допустимих граничних похибок.

У **третьому розділі** розроблена математична модель розподілу енергії у проточній частині вільновихрового насоса, а також методика розрахунку профільованих лопатей його робочого органа.

За основу фізичної моделі потоку рідини у вільновихровому насосі (рис. 3) обрана модель, що описана проф. Г. Грабовим.

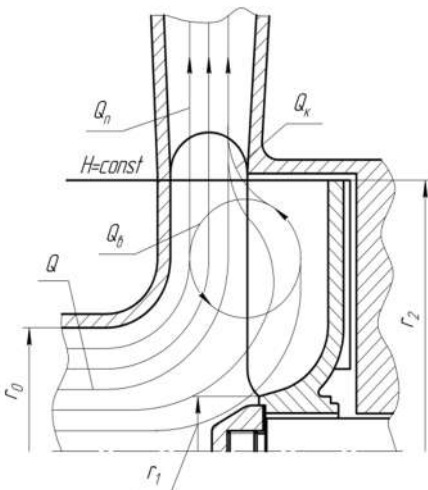


Рисунок 3 – Фізична модель руху рідини у проточній частині вільновихрового насоса

Частина рідини, потік протікання (Q_n), поступає до відводу без взаємодії з лопатями робочого колеса. Передача енергії потоку протікання відбувається за рахунок обміну моменту кількості руху з тороподібним вихором у вільній камері насоса.

Таким чином у вільновихровому насосі відбувається складний процес передачі енергії, що складається з двох етапів:

- передача енергії рідині, що проходить через робоче колесо безпосередньо від нього (лопатевий робочий процес);
- передача енергії внаслідок обміну моментом кількості руху від тороподібного вихору потоку протікання, що не взаємодіє з лопатями робочого колеса (вихровий робочий процес). Тороподібний вихор у вихровому робочому процесі виступає у якості так званої «рідкої лопаті», у взаємодії з якою потік протікання набуває приросту енергії (рис.4).

Для побудови математичної моделі руху рідини використано три умови, які є необхідними умовами усталеного стаціонарного руху рідини у проточній частині вільновихрового насоса.

По-перше, це рівність питомої енергії на виході із робочого колеса (рис. 3). При цьому напір є питомою енергією одиниці ваги рідини

$$H_{pk} = H_n, \quad (1)$$

де H_{pk} – напір, що створюється робочим колесом; H_n – напір потоку протікання поблизу виходу з робочого колеса.

По-друге, необхідною умовою є рівність гідравлічної потужності рідини, що поступає у відвід із робочого колеса та гідравлічної потужності потоку протікання

$$N_{гп} = N_{гк}, \quad (2)$$

де $N_{гк}$ – гідравлічна потужність рідини, що поступає у відвід із робочого колеса; N_n – гідравлічна потужність потоку протікання.

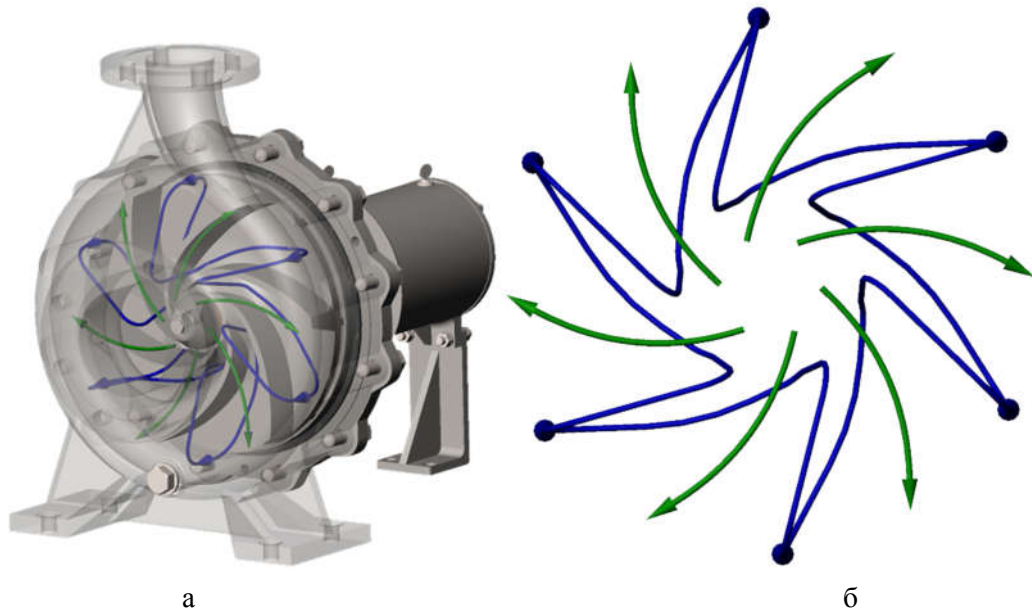


Рисунок 4 – Принцип дії вільновихрового насоса: а – вихровий робочий процес у вільновихровому насосі; б – схематичне зображення «рідкої лопаті»

Третьою умовою існування усталеного руху в проточній частині вільновихрового насоса є рівність на виході із робочого колеса енергії потоку протікання і енергії потоку, що надходить із робочого колеса безпосередньо до відводу

$$\rho g Q_{\text{п}} H_{\text{п}} = \rho g Q_{\text{к}} H_{\text{к}}, \quad (3)$$

де $H_{\text{к}}$ – напір потоку, що надходить із робочого колеса безпосередньо у напірний патрубок насоса.

Виходячи із (3), кількість рідини, що надходить із робочого колеса до відводу, і потоку протікання рівні

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{к}}. \quad (4)$$

По-третє, у процесі передачі рідиною енергії від тороподіного вихору до потоку протікання відбувається вирівнювання енергії. Тобто від тороподібного вихору передається лише половина гідравлічної потужності

$$\frac{1}{2} N_{\text{ГВ}} = N_{\text{ГП}}, \quad (5)$$

де $N_{\text{ГВ}}$ – гідравлічна потужність рідини, що знаходиться у тороподібному вихорі.

Теоретично досяжний максимальний ККД вихрового робочого процесу без урахування гідравлічних втрат є відношенням корисної гідравлічної потужності до потужності, що створюється робочим колесом

$$\eta_{\text{рп}} = \frac{N_{\text{Г}}}{N'_{\text{ГК}}} = \frac{2}{3} \frac{N'_{\text{ГК}}}{N'_{\text{ГК}}} = 0,67, \quad (6)$$

де $N'_{\text{ГК}}$ – гідравлічна потужність, що створюється робочим колесом.

Повний ККД вільновихрового насоса визначається за залежністю

$$\eta = \eta_{\text{рп}} \eta_{\text{Г}} \eta_{\text{мех}} \quad (7)$$

Для визначення кутів установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 з робочого колеса вільновихрового насоса слід розглянути потік рідини в його міжлопатевих каналах. При цьому швидкість потоку рідини розкладають на складові (рис. 5).

Враховуючи зміну напрямку руху рідини поблизу зовнішнього радіуса робочого колеса r_2 , доцільно будувати трикутники швидкостей на вході у робоче колесо, і для

деякого радіуса r , що дещо менший за r_2 , радіусу, для якого характерним є рух рідини від центру до периферії робочого колеса (рис. 6).

Для забезпечення максимального значення напору при високих показниках енергоефективності (ККД) вільновихрові насоси проектуються без виконання закрутки на вході у робоче колесо. Тобто $V_{u1} = 0$.

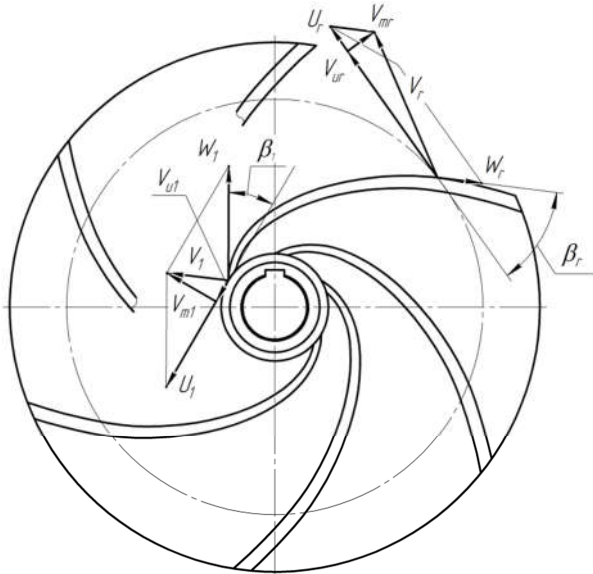
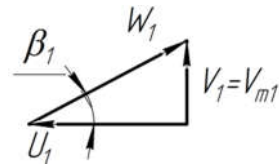
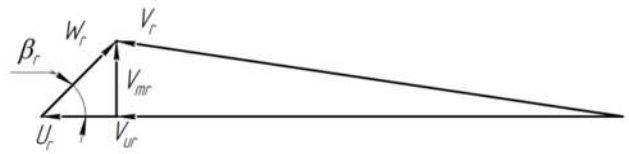


Рисунок 5 – Розкладання швидкості потоку рідини на складові



а



б

Рисунок 6 – Трикутники швидкостей у робочому колесі: а – на вході; б – для радіуса r

Кут установки лопаті на вході в робоче колесо визначається за залежністю

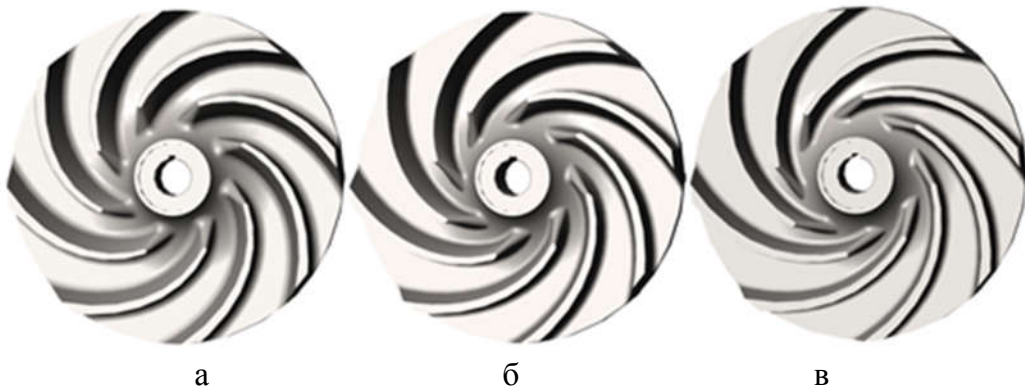
$$\beta_1 = \arctg \frac{Q_{рк}}{2\pi r_1^2 b \omega}, \quad (8)$$

Кут установки лопаті для радіуса r визначається за залежністю

$$\beta_r = \arctg \frac{Q_{рк}}{2\pi r b (\omega r - V_{ur})}, \quad (9)$$

У **четвертому розділі** викладено основні результати дослідження та експерименту. Чисельне дослідження проточної частини вільновихрового насоса проводилося у чотири етапи.

На першому етапі визначено оптимальне співвідношення кутів установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 з робочого колеса з різним співвідношенням β_2 / β_1 (рис. 7). Дослідження виконано для значень β_2 / β_1 , що становить 0,67 (рис. 7 а), 1 (рис. 7 б) і 1,5 (рис. 7 в).



а

б

в

Рисунок 7 – Досліджені робочі колеса ($\beta_2 = 30^\circ$; $D_2 = 325$ мм; $z = 8$): а – $\beta_1 = 45^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$, $\beta_2 / \beta_1 = 0,67$; б – $\beta_1 = 30^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$, $\beta_2 / \beta_1 = 1$; в – $\beta_1 = 20^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$, $\beta_2 / \beta_1 = 1,5$

У результаті дослідження виявлено підвищення ККД вільновихрового насоса зі збільшенням співвідношення кутів установки лопаті на вході та виході з робочого колеса β_2 / β_1 (рис. 8). Збільшення кута установки лопаті на вході в робоче колесо β_1 призводить до збільшення невідповідності описаного кута і кута натікання рідини. Утворення зон відриву потоку у міжлопатевих каналах робочого колеса поблизу вхідної кромки призводить до зростання гідравлічних втрат.

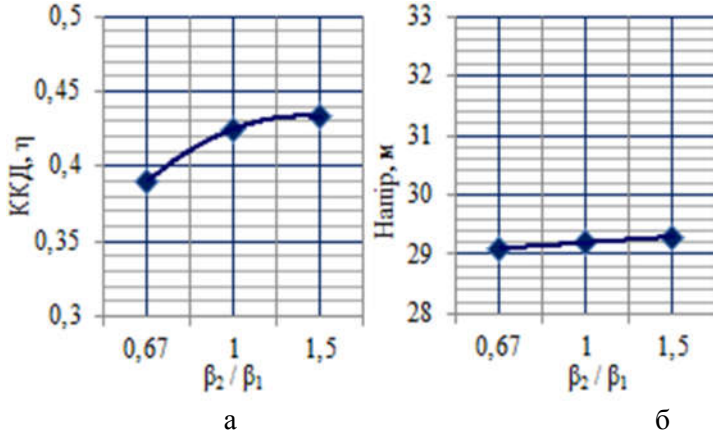


Рисунок 8 – Вплив співвідношенням кутів установки лопаті на вході та виході з робочого колеса β_2 / β_1 на робочі параметри вільновихрового насоса: а – на напір; б – на ККД

Зниження кута установки лопаті на вході у робоче колесо β_1 дозволяє зменшити гідравлічні втрати у його міжлопатевих каналах шляхом узгодження описаного кута і кута натікання рідини. При цьому співвідношенням кутів установки лопаті на вході та виході з робочого колеса β_2 / β_1 збільшується.

Найвище значення ККД досягнуто для значення кута установки лопаті на вході у робоче колесо $\beta_1 = 20^\circ$ і виході з нього $\beta_2 = 30^\circ$, що відповідає їх співвідношенню $\beta_2 / \beta_1 = 1,5$.

На другому етапі визначено вплив підрізання вхідної кромки лопаті (рис. 9 а) робочого колеса на енергоефективність вільновихрового насоса.

У результаті дослідження визначено більш рівномірний розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса без виконання підрізання вхідної кромки лопаті (рис. 9 б), ніж при використанні робочого колеса з кутом підрізання вхідної кромки лопаті $\gamma = 45^\circ$ (рис. 9 в).

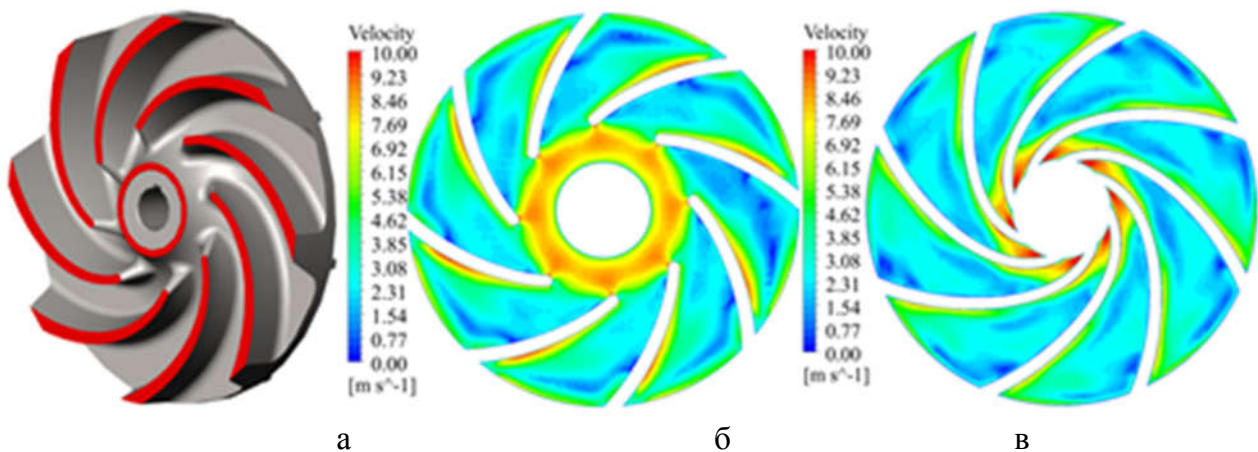


Рисунок 9 – Розподіл відносної швидкості поблизу кромки лопаті ($Q = 80 \text{ м}^3/\text{год}$): а – розташування площини перерізу; б – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса з кутом підрізання вхідної кромки лопаті $\gamma = 45^\circ$; в – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса без підрізання вхідної кромки лопаті

Зменшення гідравлічних втрат відбувається шляхом зменшення зон відриву потоку на вході у робоче колесо. Для вільновихрового насоса при використанні робочого колеса без підрізання вхідної кромки лопатей досягнуто значення ККД на 1% більше, ніж при використанні робочого колеса з підрізанням вхідної кромки лопаті.

На третьому етапі проведена оцінка впливу конструктивних елементів робочого органа на характеристики вільновихрового насоса.

Досліджено вплив кута установки лопаті на виході з робочого колеса β_2 на робочі параметри насоса (рис. 10): напір H (рис. 10, а), ККД η (рис. 10, б), подачу Q (рис. 10, в). Даний параметр змінювався у межах від 30° до 50° . Для мінімізації гідравлічних втрат внаслідок збільшення різниці між кутом установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 з робочого колеса значення даних кутів обиралися в співвідношенні $\beta_2 / \beta_1 = 1,5$.

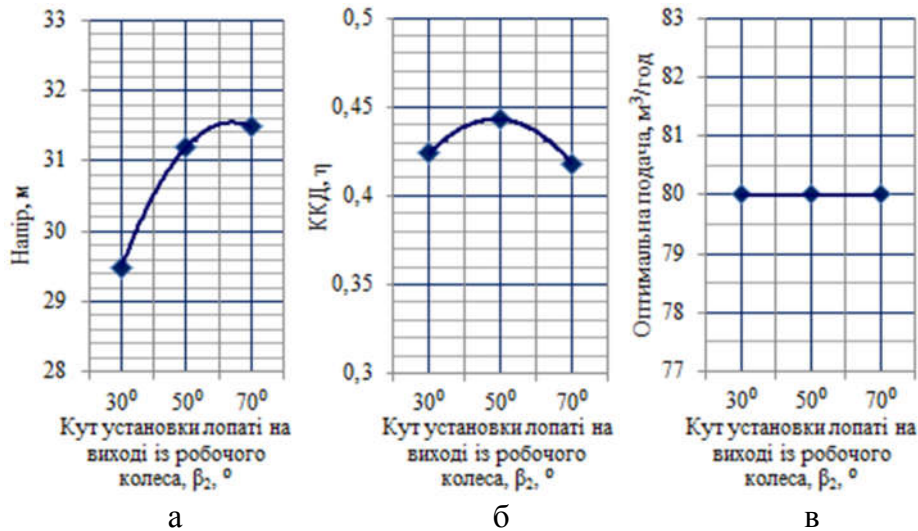


Рисунок 10 – Вплив кута установки лопаті на виході з робочого колеса β_2 на робочі параметри вільновихрового насоса ($z = 6$; $D_2 = 325$ мм; $\beta_2 / \beta_1 = 1,5$): а – на напір H ; б – на ККД η ; в – на подачу Q

Найвище значення ККД вільновихрового насоса досягнуто для робочого колеса з кутом установки лопаті на виході $\beta_2 = 50^\circ$. При цьому кут установки лопаті на вході в робоче колесо $\beta_1 = 33^\circ$.

Отримані значення кутів установки лопатей на вході β_1 і виході β_2 з робочого колеса відповідають розрахунковим значенням, що були визначені теоретично за методикою, що наведена у розділі 3 дисертаційної роботи.

Досліджено вплив числа профільованих лопатей робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса. Визначено зміну напору (рис. 11 а), ККД (рис. 11 б) і подачі (рис. 11 в) насоса при збільшенні числа лопатей від 4 до 8 і незмінних інших параметрах.

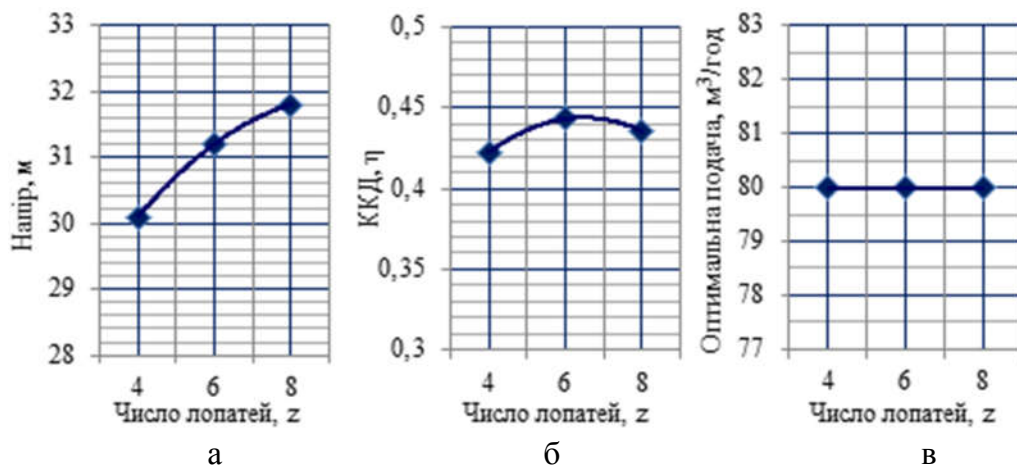


Рисунок 11 – Вплив числа лопатей z на робочі параметри вільновихрового насоса ($\beta_1 = 33^\circ$; $\beta_2 = 50^\circ$; $D_2 = 325$ мм): а – на напір H ; б – на ККД η ; в – на подачу Q

При збільшенні числа лопатей дифузорність міжлопатевих каналів робочого колеса насоса знижується. Гідравлічні втрати, спричинені відривом потоку і вихороутворенням у міжлопатевих каналах робочого колеса, зменшуються. У результаті ККД вільновихрового насоса підвищується.

Однак збільшення числа лопатей призводить до збільшення гідравлічних втрат в області вхідних кромek лопатей робочого колеса внаслідок збільшення їх опору. У результаті ККД вільновихрового насоса знижується.

Найвище значення ККД вільновихрового насоса досягнуто при використанні робочого колеса з 6 лопатями.

Оцінка підвищення енергоефективності вільновихрового насоса внаслідок заходів з удосконалення конструкції робочого колеса (рис. 10) виконана шляхом проведення чисельного дослідження проточної частини насоса СВН 80/32 з використанням діючого робочого колеса з прямими лопатями, що спроектовані з кутом установки $\beta_2 = 80^\circ$ (рис. 1 б) і нового робочого колеса (рис. 5).

На рис. 12 наведено розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса поблизу його кромки.

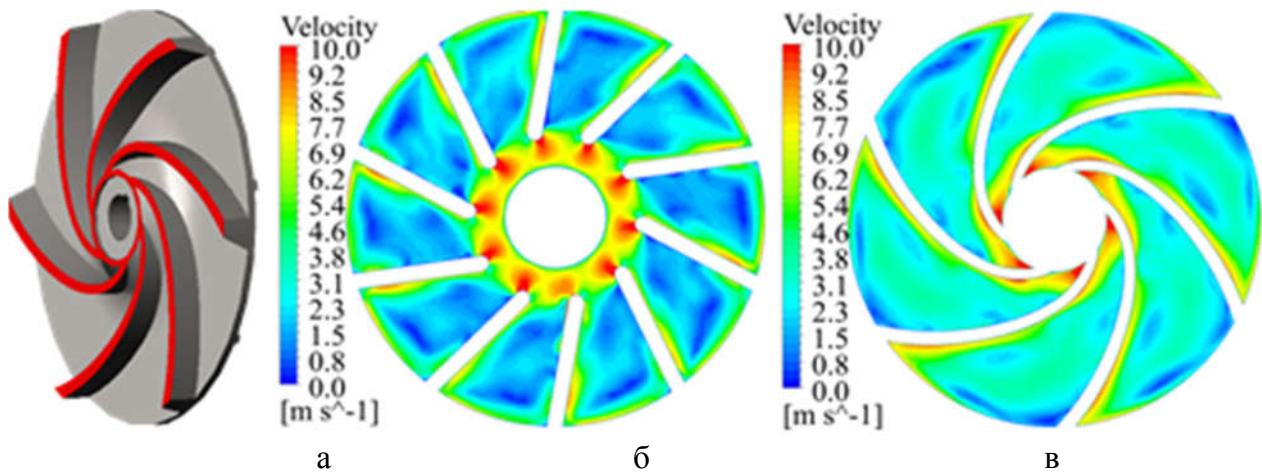


Рисунок 12 – Розподіл відносної швидкості поблизу кромки лопаті ($Q = 80 \text{ м}^3/\text{год}$): а – розташування площини перерізу; б – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах діючого робочого колеса; в – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах нового робочого колеса

Очевидно, що у новому робочому колесі кут натікання рідини узгоджений з кутом установки лопаті на вході в робоче колесо β_1 . Цього не спостерігається при використанні діючого робочого колеса. Таким чином, використання робочого колеса нової конструкції дозволяє зменшити втрати на вході у нього у результаті зменшення опору вхідної кромки лопаті.

На рис. 13 наведено розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса посередині ширини його лопаті.

Розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса поблизу диску приведено на рис. 14.

У міжлопатевих каналах нового робочого колеса розподіл відносної швидкості більш рівномірний, ніж у діючому робочому колесі (рис. 13, 14). Відсутність значних зон відриву потоку дозволяє скоротити гідравлічні втрати у міжлопатевих каналах робочого колеса, що у свою чергу підвищує ККД вільновихрового насоса.

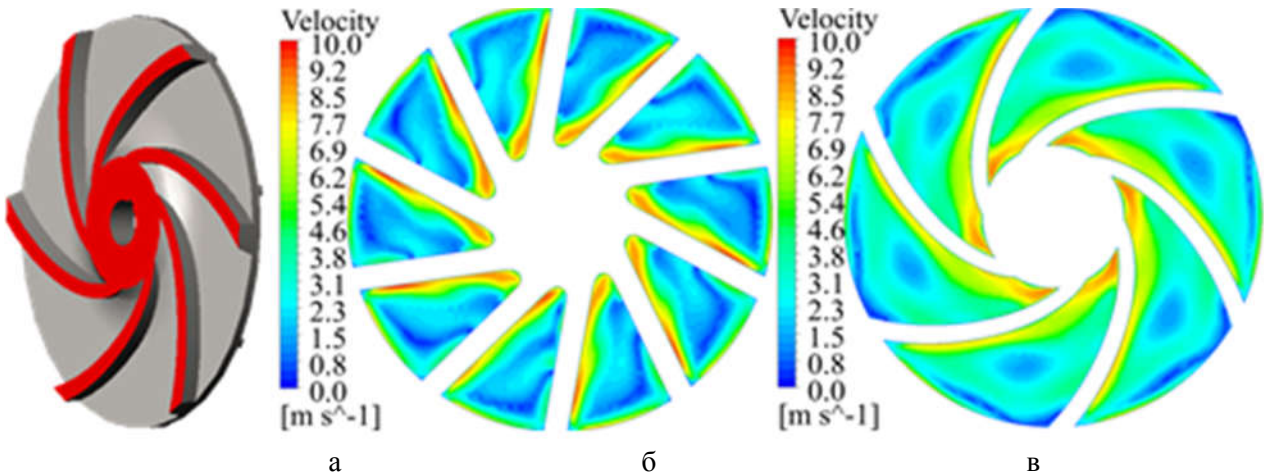


Рисунок 13 – Розподіл відносної швидкості посередині міжлопатевих каналів ($Q = 80 \text{ м}^3/\text{год}$): а – розташування площини перерізу; б – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах діючого робочого колеса; в – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах нового робочого колеса

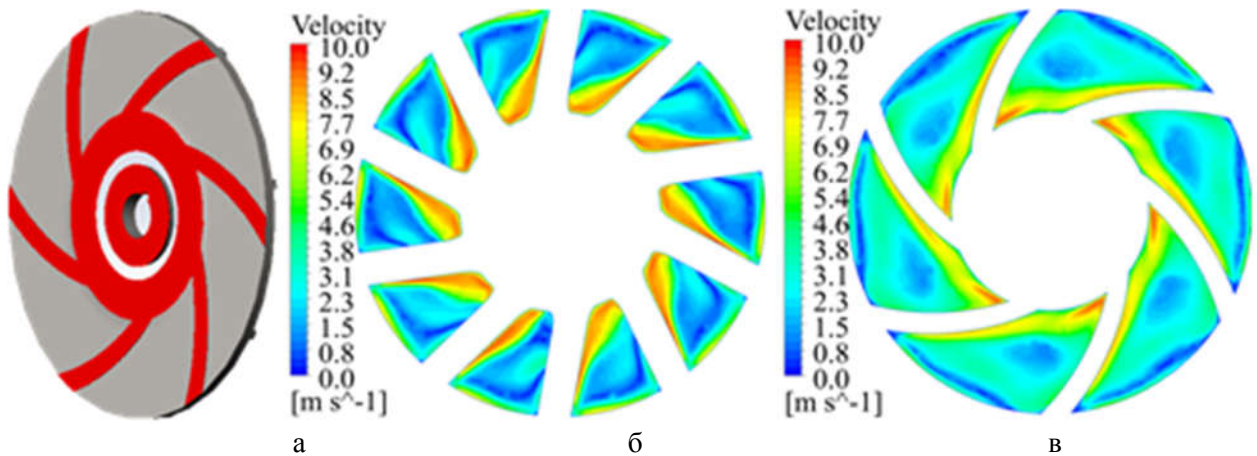


Рисунок 14 – Розподіл відносної швидкості поблизу диска ($Q = 80 \text{ м}^3/\text{год}$): а – розташування площини перерізу; б – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах діючого робочого колеса; в – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах нового робочого колеса

Розподіл осьової складової швидкості V_z (рис. 15) дозволяє кількісно оцінити витрату рідини, що проходить через робоче колесо насоса.

Графіки розподілу осьової складової абсолютної швидкості V_z доводять, що у нове робоче колесо входить більший об'єм рідини, ніж у діюче, що пояснюється меншим опором вхідних кромek робочого колеса внаслідок узгодження кута натікання рідини і кута установки лопаті на вході у робоче колесо β_1 . Однак на виході з робочого колеса витрата рідини приблизно рівна.

Таким чином, при заміні діючого робочого колеса на нове зменшується об'єм рідини у тороподібному вихровому процесі Q_v , а об'єм рідини, що надходить із робочого колеса до відводу Q_k , збільшується, в результаті чого ККД вільновихрового насоса зростає.

Характер зміни радіальної складової абсолютної швидкості V_R (рис. 16) доводить наявність тороподібного руху в робочому процесі вільновихрового насоса.

Радіальна складова абсолютної швидкості V_R посередині вільної камери насоса при використанні нового робочого колеса вища, ніж при використанні діючого робочого колеса, що доводить зменшення об'єму рідини, яка приймає участь у тороподібному вихровому процесі.

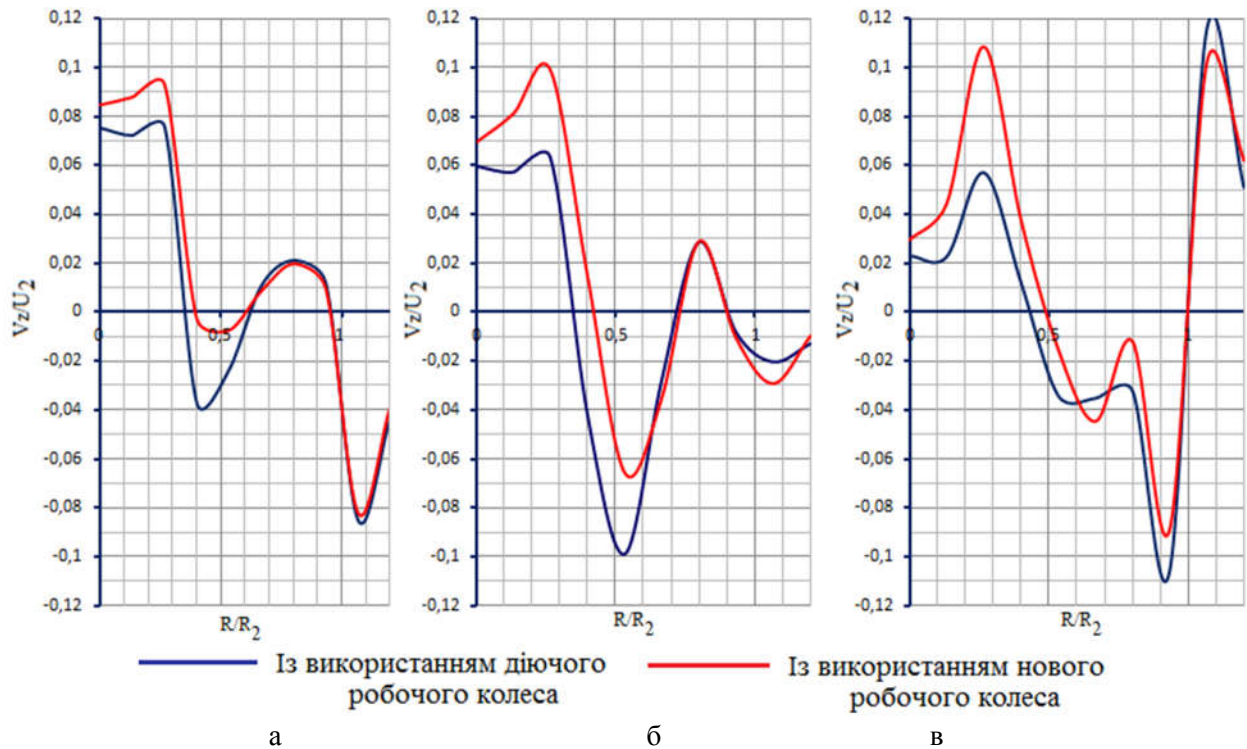


Рисунок 15 – Розподіл осьової складової абсолютної швидкості V_z у вільній камері вільновихрового насоса: а – поблизу стінки корпусу; б – посередині вільної камери; в – поблизу робочого колеса

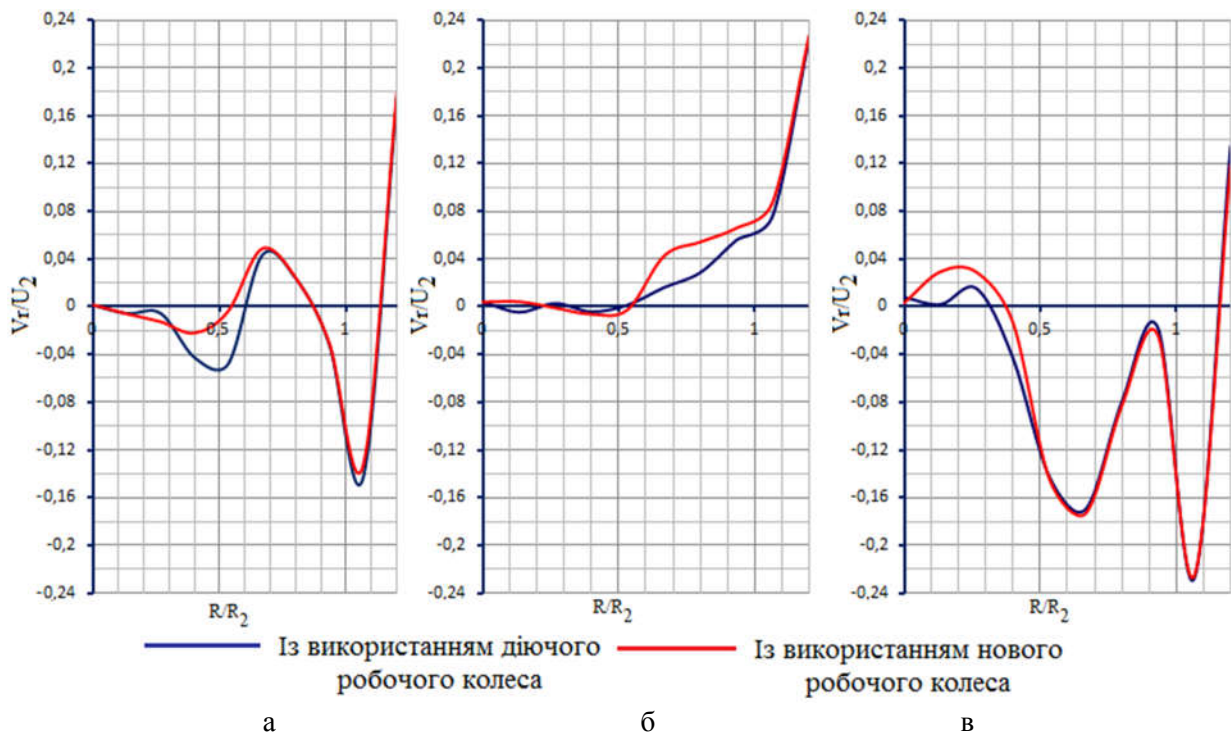


Рисунок 16 – Розподіл радіальної складової абсолютної швидкості V_r у вільній камері вільновихрового насоса: а – поблизу стінки корпусу; б – посередині вільної камери; в – поблизу робочого колеса

За результатами чисельного дослідження для діючого і нового робочих коліс досягнуто підвищення ККД вільновихрового насоса з новим робочим колесом на 4–5 % (рис. 17).

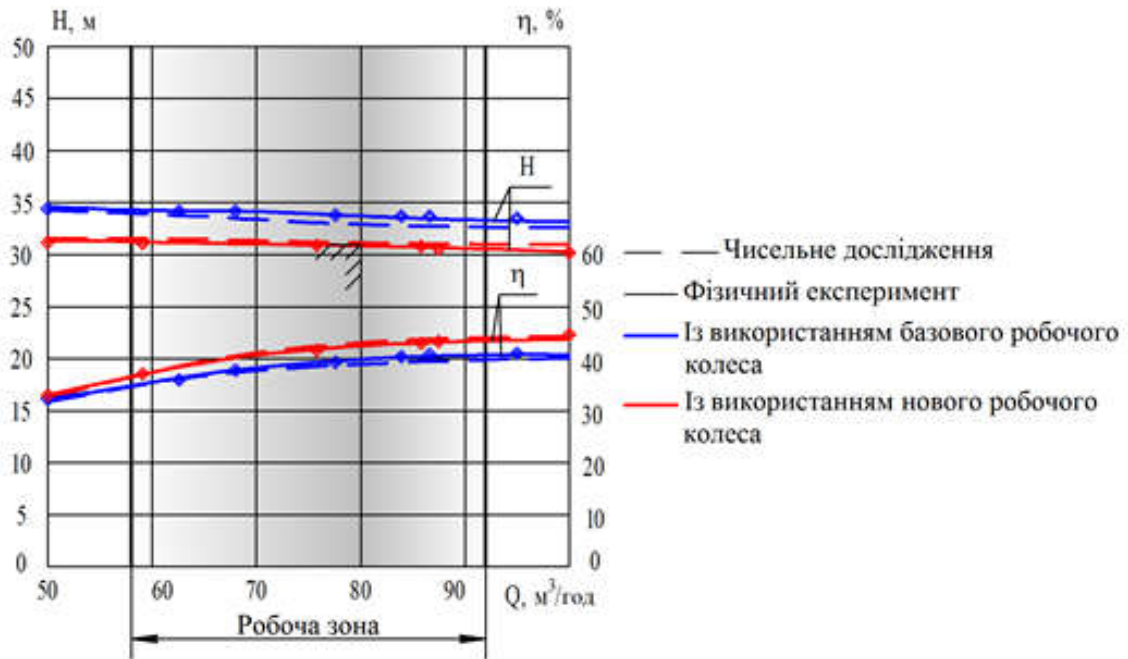


Рисунок 17 – Характеристики вільновихрового насоса СВН 80/32

Достовірність результатів чисельного експерименту та можливість впровадження нового робочого колеса вільновихрового насоса були підтверджені проведеними експериментальними дослідженнями з використанням розробленого випробувального стенду, що дозволило визначити доцільність внесення змін до конструкції діючого робочого колеса з метою підвищення його енергоефективності.

Для забезпечення існуючої у промисловості потреби у вільновихрових насосах, розроблено 3 нові одиниці, СВН 50/50 (рис. 18 а), СВН 125/20 (рис. 18 б), СВН 200/20 (рис. 18 в), що дозволило розширити існуючий параметричний ряд насосів (табл. 1).

Таблиця 1 – Розроблені вільновихрові насоси СВН

Насос	Напір, м	Подача, м³/год	Потужність, кВт	Частота обертання, хв ⁻¹	ККД, %
СВН 50/50	50	50	15,9	2920	46
СВН 125/20	20	125	13,8	1450	53
СВН 200/20	20	200	23,0	1450	51

Підхід до удосконалення параметричного ряду (рис. 19) вільновихрових насосів полягав у одночасному використанні принципу уніфікованих вузлів і методики оцінки вартості життєвого циклу насосної установки. Практично це забезпечило підвищення енергоефективності існуючих вільновихрових насосів при мінімальних інвестиційних витратах.

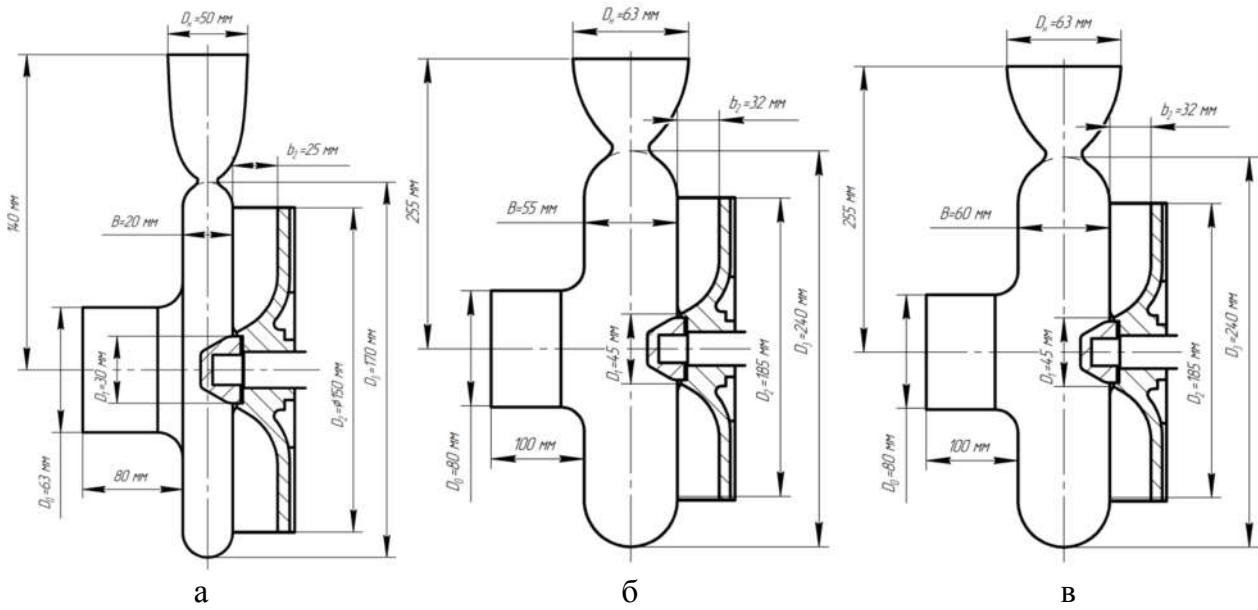


Рисунок 18 – Конструкція розроблених вільновихрових насосів: а – СВН 50/50; б – СВН 125/20; в – СВН 200/20

Розроблені вільновихрові насоси СВН 50/50, СВН 125/20, СВН 200/20 дозволили значно збільшити перекриття полів параметрів існуючого параметричного ряду при досягненні високого показника ККД насосів, що досягає $\eta = 53\%$.

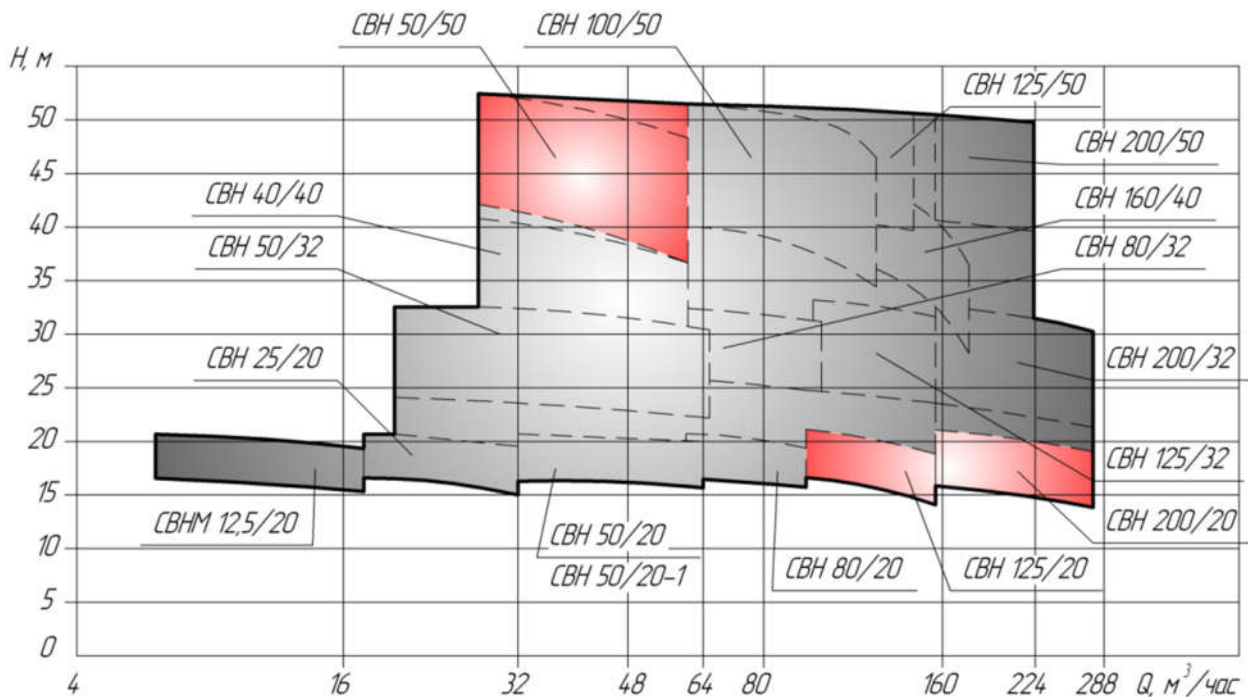


Рисунок 19 – Удосконалений параметричний ряд вільновихрових насосів

Удосконалений параметричний ряд вільновихрових насосів забезпечує діапазон подач від 8 до 290 м³/год при значенні напору від 15 до 50 м. Потужність насосів – від 2,2 до 75 кВт.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена актуальній задачі – підвищенню енергетичної ефективності вільновихрових насосів шляхом удосконалення їх проточної частини, а також удосконаленню параметричного ряду вільновихрових насосів СВН з використанням розробленого робочого колеса. Основні результати і висновки з даної роботи наступні:

1. Інформаційно-аналітичний огляд стану проблеми довів, що використання вільновихрових насосів при транспортуванні рідин, які містять тверді домішки, суміші з піском, рідин з волокнистими включеннями, кристалічними або абразивними домішками, в'язких рідин, тощо переважне. Однак відмінність між робочими процесами відцентрових і вільновихрових насосів, яка за думкою С. С. Руднева полягає у тому, що робочий процес вихрової гідромашини не може існувати без гідравлічних втрат у її проточній частині, призводить до того, що максимально можливе значення ККД вихрового робочого процесу складає $\eta_{pn\ max} = 0,61 \div 0,63$, у результаті чого встановлено, що значення ККД вільновихрового насоса типу «Туго» не перевищує $\eta_{в\ max} = 0,58$. З урахуванням визначення вартості життєвого циклу насосної установки з метою підвищення енергоефективності (ККД) удосконалення вільновихрових насосів доцільно проводити шляхом зміни конструкції робочого органу, як результат зменшення витрат на електроенергію при досягненні мінімального значення інвестиційних витрат на модернізацію раніше впроваджених одиниць.

2. Застосування фізичної моделі потоку реальної рідини у проточній частині вільновихрового насоса дозволило розробити математичну модель розподілу енергії у його проточній частині. У результаті встановлено, що теоретичний ККД ідеального вихрового робочого процесу без урахування гідравлічних втрат складає $\eta_{pn} = 0,67$. Існуюча неузгодженість конструкції радіальної лопаті зі структурою потоку на вході та у міжлопатевих каналах робочого колеса у вільновихрових насосах, призводить до виникнення відриву потоку з тильної сторони лопаті на вході у робоче колесо, а також до нерівномірного розподілу швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса. Мінімізувати втрати у зазначених зонах дозволяє розробка робочих коліс з криволінійним профілем лопаті. Застосування фізичної моделі течії в'язкої рідини у проточній частині вільновихрового насоса дозволило визначити кут установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 з робочого колеса у залежності від витрати рідини Q_{pk} і кутової швидкості обертання робочого колеса ω . Запропонована методика розрахунку робочого колеса вільновихрового насоса типу «Туго» з криволінійним профілем лопаті.

3. У результаті проведення повного факторного експерименту визначено ступінь впливу параметрів оптимізації на характеристики вільновихрового насоса. Перевірка рівнянь регресії за F-критерієм Фішера підтвердила їх адекватність.

4. Серія дослідів чисельного дослідження проточної частини вільновихрового насоса з використанням програмного продукту Ansys CFX дозволила встановити значення досліджуваних елементів, для яких досягнуто максимальне значення ККД насоса: число лопатей $z = 6$, кут установки лопаті на вході в робоче колесо $\beta_1 = 33^\circ$, а на виході з нього $\beta_2 = 50^\circ$. Отримані результати відповідають розробленій математичній моделі потоку реальної рідини у проточній частині вільновихрового насоса.

5. При використанні нового робочого колеса досягнуто підвищення ККД вільновихрового насоса на 4–5 % по відношенню до насоса з використанням діючого робочого колеса. Достовірність результатів чисельного експерименту і можливість упровадження нового робочого колеса були підтверджені проведеними

експериментальними дослідженнями з використанням розробленого випробувального стенду. Порівняння результатів чисельного дослідження потоку у проточній частині вільновихрового насоса з результатами фізичного експерименту показало задовільне співпадіння. У робочій зоні характеристики насоса розходження результатів не перевищує 5 %.

6. Удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів СВН відбувалося з використанням робочого колеса запропонованої конструкції відповідно до розробленої методики розрахунку робочого колеса вільновихрового насоса типу «Туро» з криволінійним профілем лопаті. З метою розширення існуючого параметричного ряду вільновихрових насосів СВН удосконалене Q-N поле шляхом розробки насосів СВН 50/50, СВН 125/20 і СВН 200/20. Підхід до удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів полягав у одночасному використанні принципу уніфікованих вузлів і методики оцінки вартості життєвого циклу насосної установки. Конструкція насосів СВН 125/20 і СВН 200/20 передбачає використання уніфікованого робочого колеса, що забезпечує мінімальне збільшення різноманітності складових елементів насосів одного параметричного ряду при досягненні максимального перекриття діапазону подач насосів $Q = 90 - 240 \text{ м}^3/\text{год}$.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ АВТОРОМ ПРАЦЬ ЗА ТЕМАТИКОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Котенко О. І. Обґрунтування доцільності вдосконалення конструкції робочого колеса вільновихрового насоса / О. І. Котенко, В. Ю. Кондусь. // Наукові нотатки. – 2017. – №57. – С. 94–101.
2. Кондусь В. Ю. Експериментальний стенд для дослідження вільновихрових насосів / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко // Промислова гідравліка і пневматика – 2017. – №2 (56). – 46–55.
3. Котенко О. І. Проектування робочого колеса вільновихрового насоса з криволінійним профілем лопаті з використанням методу чисельного дослідження / О.І. Котенко, В.Ю. Кондусь // Журнал інженерних наук. - 2016. - Т.3, №1. - С. В9–В16.
4. Kondus V.Y. Investigation of the impact of the geometric dimensions of the impeller on the torque flow pump characteristics / V.Y. Kondus, A.I. Kotenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – № 1/4 (88). – Р. 25–31.
5. Kondus V.Y. Improving the torque flow pumps product line / V.Y. Kondus, A.I. Kotenko, S.M. Yakhnenko // Nauka I Studia. – 2017. – № 11 (172). – Р. 57–70.
6. Котенко О. І. Перспективи створення параметричного ряду вільновихрових насосів / О.І. Котенко, В.Ю. Кондусь // Промислова гідравліка і пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПП (Суми, 14–16 жовтня 2015 р.). – Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2015. – С. 78–79.
7. Кондусь В.Ю. Удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, О.Г. Гусак // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XXII міжнародної науково-технічної конференції, м. Черкаси, 23 – 26 травня 2017 р. – Київ: НТУУ «КПІ», 2017. – С. 145–146.
8. Кондусь В.Ю. Параметричний ряд вільновихрових насосів / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 19–22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 147.

9. Котенко, О.І. Параметрична стандартизація, уніфікація і агрегування вільновихрових насосів / О.І. Котенко, В.Ю. Кондусь // Системи розроблення та поставлення продукції на виробництво : матеріали I Міжнародної науково-практичної конференції, м. Суми, 17–20 травня 2016 р. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, К.О. Дядюра. – Суми : СумДУ, 2016. – С. 286.
10. Котенко, О.І. Вдосконалення типорозмірного ряду вільновихрових насосів (СВН) для перекачування забруднених рідин та рідин, що містять включення / О.І. Котенко, В.Ю. Кондусь // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XXI міжнародної науково-технічної конференції, м. Київ, 24–27 травня 2016 р. – Київ: НТУУ «КПІ», 2016. – С. 151–152.
11. Котенко О.І. Вільновихрові технологічні насоси СВН для цукрової промисловості України / О.І.Котенко, О.О.Котенко, В.Ю.Кондусь // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 29–30 березня 2017 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2017. – С. 43–45.
12. Кондусь В.Ю. Підвищення енергоефективності вільновихрових насосів з урахуванням вартості їх життєвого циклу / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 46.
13. Котенко О.І. Обґрунтування економічної доцільності використання вільновихрових насосів в рамках стратегії підвищення енергоефективності технологічного процесу / О.І.Котенко, О.О.Котенко, В.Ю.Кондусь // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 31 березня – 1 квітня 2016 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2016. – С. 89–91.
14. Кондусь В.Ю. Підвищення енергетичної ефективності вільновихрових насосів шляхом удосконалення проточної частини / В.Ю. Кондусь // Промислова гідравліка і пневматика: XVII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Вінниця, 4–5 жовтня 2017 р.). - Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2017. – с. 50–51.
15. Матвієнко Ю.О. Удосконалення конструкції робочого колеса з метою підвищення енергоефективності вільновихрового насоса / Ю.О. Матвієнко, В.Ю. Кондусь // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 19–22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 148.
16. Кондусь В.Ю. Економічна доцільність заміни робочого колеса вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 50.
17. Кондусь В.Ю. Удосконалення конструкції робочого органа вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, О.Г. Гусак // Промислова гідравліка і пневматика: XVII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Вінниця, 4–5 жовтня 2017 р.). - Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2017. – с. 49–50.
18. Котенко О. І. Метод факторного експерименту для дослідження ступеня вільновихрового насоса / О.І. Котенко, В.Ю. Кондусь // Промислова гідравліка і

пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Харків, 19–20 жовтня 2016 р.). - Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2016. – с. 53–54.

19. Котенко О.І. Підвищення енергоефективності вільновихрового насоса шляхом зміни конструкції його проточної частини з використанням методу чисельного дослідження / О.І. Котенко, В.Ю. Кондусь // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування. II Міжнародна науково-технічна конференція 15–16 листопада 2016 р. : збірник тез доповідей. - Вінниця: Т.П. Барановська, 2016. – С. 47–50.

20. Пат. 106416 U Україна, МПК F04D 29/34 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201510522; заявл. 28.10.2015; опубл. 25.04.2016, бюл. № 8.

21. Пат. 119140 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703588; заявл. 12.04.2017; опубл. 11.09.2017, бюл. № 17.

22. Пат. 119477 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703576; заявл. 12.04.2017; опубл. 25.09.2017, бюл. № 18.

23. Пат. 119807 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703565; заявл. 12.04.2017; опубл. 10.10.2017, бюл. № 19.

АНОТАЦІЯ

Кондусь В. Ю. Підвищення енергетичної ефективності та розширення параметричного ряду вільновихрових насосів шляхом удосконалення робочого органу. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – гідравлічні машини ті гідропневмоагрегати. – Сумський державний університет, Суми, 2018.

У дисертаційній роботі приведене нове рішення наукової задачі, що полягає у підвищенні енергетичної ефективності вільновихрового насоса типу «Туго» шляхом удосконалення його робочого органу, що дозволяє мінімізувати загальну вартість життєвого циклу насосної установки у результаті зниження витрат на електроенергію при досягненні мінімального значення інвестиційних витрат. Розроблено конструкцію робочого органу вільновихрового насоса з профільованими лопатями.

Застосування фізичної моделі потоку реальної рідини у вільновихровому насоса дозволило розробити математичну модель розподілу енергії у його проточній частині. У результаті встановлено, що теоретичний ККД ідеального вихрового робочого процесу без урахування гідравлічних втрат складає $\eta_{рп} = 0,67$.

Виконання чисельного дослідження дало можливість оцінити структуру потоку у проточній частині вільновихрового насоса. Використання запропонованого робочого органу дозволило мінімізувати втрати на вході та у міжлопатевих каналах робочого колеса у результаті узгодження потоку рідини і конструкції скелету лопаті, а також підвищення частки лопатевого робочого процесу і зниження частки вихрового робочого процесу.

Запропонована конструкція робочого органа дозволяє підвищити ККД існуючих вільновихрових насосів на 4–5 %.

Для покриття потреб у промисловості з метою розширення існуючого параметричного ряду вільновихрових насосів розроблено насоси СВН 50/50, СВН 125/20 і СВН 200/20.

Розроблені методичні рекомендації щодо проектування робочих коліс з профільованими лопатями.

Ключові слова: вільновихровий насос, робоче колесо, проточна частина, ККД, чисельне дослідження, експеримент, вартість життєвого циклу насосної установки, інвестиційні витрати

ABSTRACT

Kondus V. Y. Improving the energy efficiency and extending torque-flow pumps product line by improving the impeller. - The manuscript.

Ph.D. thesis in Engineering Sciences in specialty 05.05.17 - Hydraulic Machines and Hydropneumatics units. - Sumy State University, Sumy, 2018.

The thesis presents new solution of the scientific problem of increasing torque-flow pump energy efficiency by improving it's impeller, which allows to minimize the pump life cycle cost as a result of reduction the electric energy costs with reaching minimum investment costs. The design of the working body of a free-pump pump with profiled blades was developed.

Application of real liquid flow physical model in torque-flow pump allowed developing the energy distribution mathematical model in its flowing part. As a result, it is established that the theoretical efficiency of the ideal vortex operating process without taking into account hydraulic losses is $\eta_{op} = 0.67$.

Numerical investigation made it possible to estimate the flow structure in the torque-flow pump flowing part. Using the proposed impeller allowed minimizing losses at the entrance and in impeller intervane channels as a result of reconciling fluid flow and the blade construction, as well as increasing the blade operating process and reducing the vortex operating process.

The proposed impeller design increasing of the existing torque-flow pumps energy efficiency by 4-5%.

In order to industry's needs for expanding the existing torque-flow pumps product line, torque flow pumps SVN 50/50, SVN 125/20 and SVN 200/20 have been developed.

The methodical recommendations of designing impeller with profiled blades have been developed.

Key words: torque-flow pump, impeller, flowing part, energy efficiency, numerical investigation, experiment, pump life cycle cost, investment costs

Підписано до друку
Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 1,1. Обл.-вид. арк. 0,9. Тираж 100 прим. Зам. №

Видавець і виготовлювач
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК №3062 від 17.12.2007р.