

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Казнієнко Дмитро Вікторович



УДК 621.65

**КОМБІНОВАНИЙ ВІДЦЕНТРОВО-ДОЦЕНТРОВИЙ СТУПІНЬ
ДИНАМІЧНОГО НАСОСА ЛОПАТЕВОГО ТИПУ**

05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Суми – 2014

Дисертацією є рукопис.

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

Науковий керівник: кандидат технічних наук, професор
КОВАЛЬОВ Ігор Олександрович,
Сумський державний університет,
завідувач кафедрою прикладної гідроаеромеханіки.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
АНДРЕНКО Павло Миколайович,
Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”,
професор кафедри гідропневмоавтоматики і гідроприводу

кандидат технічних наук
ЛУГОВА Світлана Олегівна,
ВАТ “Науково-дослідний і проектно-
конструкторський інститут атомного та
енергетичного насособудування” (ВНДІАЕН), м. Суми,
завідувач науково-дослідного відділу
проточних частин.

Захист відбудеться “27” червня 2014 р. о 13 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 55.051.03 у Сумському державному університеті за адресою: 40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Сумського державного університету за адресою: м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

Автореферат розісланий: “26” травня 2014 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Є. М. Савченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Сучасною тенденцією розвитку динамічних насосів є підвищення напірності їх ступенів при збереженні масогабаритних показників робочих органів та одночасному підвищенню ефективності енергопередачі. Це обумовлено постійним зростанням вимог до техніко-економічних та масогабаритних показників сучасного насосного обладнання. Особливо гостро стоїть ця проблема у нафтовидобувній промисловості, де значну роль відіграють насоси систем підтримки пластового тиску - відцентрові секційні насоси (ЦНС). Необхідність підвищення напору таких насосів продиктована умовами інтенсифікації нафтовидобутку на заключних стадіях розробки, де виникає необхідність забезпечити підвищення напору в мережі при сталій витраті.

Одним з перспективних напрямків вирішення цієї проблеми є підвищення напору окремого ступеня насосу. Відомі на сьогодні способи підвищення напору окремого ступеня на величину 7 ... 8 % передбачають доопрацювання кожного із 10 - 15 ступенів шляхом їх заміни чи механічного доопрацювання, що призводить до повного, а іноді і неодноразового розбирання - складання насосу, потребує значних затрат часу та може призвести до зриву строку постачання обладнання. Найбільш ефективним є модернізація серійних ступенів багатоступеневих насосів при проведенні ремонту насосних агрегатів з метою підвищення їх напору за наявності запасу потужності привідних двигунів. Однак вона потребує взаємозамінності серійних та модернізованих ступенів. Підвищення напору окремого ступеня насосу досягається шляхом, запропонованого в даній роботі, поєднання у межах одного ступеня відцентрового та доцентрового процесів енергопередачі. Такий комбінований ступінь забезпечить більш суттєве підвищення напору у порівнянні з відомими способами. Тому розробка і дослідження комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня динамічного насоса лопатевого типу являє собою актуальну науково-технічну задачу, що має важливе значення для розвитку насособудування.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційна робота виконувалася згідно з планом науково-дослідних робіт кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету відповідно до науково-технічної програми Міністерства освіти і науки України. Здобувач був виконавцем держбюджетних науково-дослідних робіт: “Створення ефективних енергозберігаючих систем опалення та гарячого водопостачання на базі багатофункціональних теплогенеруючих агрегатів” (№0111U002153) та “Дослідження робочого процесу теплогенеруючих агрегатів багатофункціонального призначення та розробка на їх основі енерго- та ресурсозберігаючого обладнання” (№ 0109U001381).

Мета і задачі дослідження. Мета роботи – підвищення напору ступеня багатоступеневого відцентрового насоса шляхом організації комбінованого

відцентрово-доцентрового процесу енергопередачі, за умови взаємозамінності базового та комбінованого ступенів.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі дослідження:

- обґрунтувати доцільність використання доцентрової лопатевої системи у складі ступеня багатоступеневого насоса;

- розробити математичну модель робочого процесу доцентрового ступеня та визначити раціональні співвідношення геометричних та гідродинамічних параметрів, які дозволяють досягти найбільшого напору;

- встановити структуру течії та природу втрат у проточній частині комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня, на базі яких виявити основні закономірності робочого процесу та визначити критерії для встановлення діапазону його ефективного застосування;

- провести експериментальні дослідження робочих процесів та характеристик комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня динамічного насоса лопатевого типу;

- розробити методику розрахунку та проектування відцентрово-доцентрового ступеня багатоступеневого насоса, сформулювати рекомендації щодо напрямків його подальшого дослідження та доцільності використання.

Об'єкт дослідження. Робочий процес комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня динамічного насоса лопатевого типу.

Предмет дослідження. Взаємозв'язок гідродинамічних параметрів робочого процесу, геометричних параметрів комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня динамічного насоса лопатевого типу з його енергетичними характеристиками.

Методи дослідження. Методологічну основу проведених автором теоретичних досліджень становить системний підхід до моделювання робочих процесів комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX на основі класичних рівнянь механіки рідини та газу (рівняння Рейнольдса, нерозривності, рівняння закону збереження енергії). Математичні моделі є сукупністю нелінійних алгебраїчних, диференціальних рівнянь у часткових та повних похідних. Достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій обумовлена використанням фундаментальних законів фізики і технічної гідромеханіки, проведенням випробувань згідно ДСТУ 6134-2009 (ІСО 9906:1999) “Насоси динамічні. Методи випробування”, при задовільному збігу результатів теоретичних і експериментальних досліджень, оброблених з використанням методів теорії ймовірності і математичної статистики.

Наукова новизна отриманих результатів:

- уперше запропоновано новий підхід, щодо підвищення напору окремого ступеня динамічного насоса лопатевого типу шляхом поєднання у межах одного ступеня відцентрового та доцентрового процесів енергопередачі і доведено

можливість його використання в лопатевих насосах, за умови взаємозамінності базового та комбінованого ступенів;

- одержали подальший розвиток і поглиблення математичні моделі робочих процесів у ступенях динамічних насосів лопатевого типу, що дозволило визначити напрямок поліпшення його характеристик;

- уперше встановлені особливості робочого процесу доцентрового насосного ступеня, зумовлені рухом рідини проти поля відцентрових сил, наявністю значного вихроутворення у міжлопатевому каналі доцентрової решітки внаслідок інтенсивного перетоку рідини у боковій пазусі та різким розширенням каналу у площині косоного зрізу;

- визначені раціональні співвідношення радіальних розмірів відцентрово-доцентрового ступеня, які покладено в основу методики його розрахунку та проектування, а також встановлено взаємозв'язок між напором доцентрового ступеня та формою і густотою його лопатевої решітки;

- встановлено доцільні області застосування відцентрово-доцентрового ступеня та визначено пріоритетні напрямки подальших досліджень його робочого процесу.

Практичне значення одержаних результатів полягає в наступному:

- сформульовано рекомендації щодо вибору основних геометричних параметрів доцентрових насосних ступенів для отримання додатних значень напору та запропоновано методику інженерного розрахунку та проектування доцентрових насосних ступенів;

- розроблено та виготовлено новий уніфікований робочий модуль для проведення випробувань як серійного проміжного ступеня насоса типу ЦНС, так і спроектованого на його базі відцентрово-доцентрового;

- розроблено технічну документацію для модернізації серійного проміжного ступеня насоса типу ЦНС, за умови взаємозамінності базового та модернізованого ступенів, виготовлено та проведено експериментальні дослідження дослідного зразка комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня;

- результати та висновки дисертаційної роботи впроваджені у вигляді рекомендацій щодо підвищення напірних характеристик та методики розрахунку лопатевих насосів у ВАТ “Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування” (ВНДІАЕН), м. Суми та використовуються у навчальному процесі кафедри прикладної гідроаеромеханіки (ПГМ) Сумського державного університету (СумДУ) при вивченні курсу “Гідродинамічні машини та передачі”, “Теорія турбомашин”, “Розрахунки та проектування насосів”, в курсовому і дипломному проектуванні.

Особистий внесок здобувача. Усі наукові результати дисертаційної роботи отримані автором особисто. Постановка задач досліджень, аналіз і обговорення отриманих результатів виконувалися здобувачем спільно з науковим керівником. У друкованих працях, опублікованих у співавторстві, автору належать:

У роботі [1] та [8] виконано аналіз можливостей використання комбінованого відцентрово-доцентрового процесу енергопередачі для підвищення напору проміжного ступеня багатоступеневого насоса. У роботі [2] проведено аналіз взаємозалежності основних радіальних параметрів комбінованого ступеня. У роботі [3] прийнято участь у виготовленні першого дослідного зразка комбінованого ступеня та проведено дослідження його робочих характеристик на експериментальному стенді. У роботі [4] та [12] проведено підготовку розрахункових моделей для визначення впливу геометрії зворотних лопатей напрямного апарату на параметри потоку. У роботі [5] проведено аналіз існуючих способів підвищення напору ступеня, підготовлено просторові моделі для проведення чисельного дослідження впливу форми лопатевих решіток на параметри доцентрового ступеня. У роботі [9] проведено узагальнення результатів проектування доцентрової частини комбінованого ступеня. У роботі [10] визначено характер впливу форми міжлопатевого каналу на робочі характеристики доцентрової решітки. У роботі [11] викладено методику проведення експериментальних досліджень відцентрово-доцентрового ступеня. У роботі [13] проведено чисельний експеримент із визначення характеру впливу розрізу лопаті на характеристики доцентрової решітки.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертації доповідалися й обговорювалися на:

- XII Міжнародній науково-практичній конференції “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці” до 50-ліття кафедри “Гідрогазодинаміка” Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля (м. Луганськ 2007 р.);
- науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів і студентів СумДУ (2007 – 2009, 2011 р.р.);
- I та II Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми 2010 р. та 2012 р.).

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 7 статей, 5 із яких опубліковані у наукових фахових виданнях України, 1 стаття – у зарубіжному виданні, що входить до наукометричної бази Scopus, 1 – у складі монографії та 6 тез у збірниках праць конференцій.

Структура й обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертаційної роботи становить 131 сторінка. Дисертаційна робота містить 69 рисунків, 4 з яких – на окремих аркушах, 7 таблиць по тексту, 5 додатків на 5 сторінках, список використаних літературних джерел із 113 найменувань на 12 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовано її мету та задачу, визначено об’єкт, предмет і методи дослідження, наукову новизну та

практичну значимість роботи.

У першому розділі розглянуто особливості застосування багатоступеневих відцентрових насосів типу ЦНС у нафтогазовому комплексі, та проведено аналіз відомих способів підвищення напору окремого ступеня таких насосів.

Не зважаючи на те, що робочий процес відцентрової лопатевої решітки у насосному режимі досить детально досліджений та ґрунтовно описаний у багатьох наукових працях, зокрема Ковальова І.О., Євтушенка А.О., Малюшенка В.В., Ломакіна О.О., Овсянникова Б.В., Пфлейдерера К. і ін., пошуки шляхів впливу на її напірні та енергетичні характеристики у науковому полі продовжуються. Спроби зміни робочих характеристик всебічно досліджених проточних частин існуючих багатоступеневих насосів викликані завданнями та проблемами, з якими стикаються підприємства, зокрема і в нафтогазовому комплексі, які експлуатують насосну техніку. У деяких випадках експлуатації насосів виникає необхідність зміни їх параметрів. Зазвичай, це стосується зниження значення витрати чи напору при зниженні дебету нафтових свердловин, що вирішується шляхом заміни проточної частини насоса, та не викликає особливих складнощів. Проте в деяких випадках необхідним є підвищення напору насоса при сталому значенні витрати. У такому разі завдання суттєво ускладнюється, оскільки при заміні проточних частин передбачається їх взаємозамінність, а тому підвищення напору ступеня шляхом збільшення діаметра робочого колеса є недопустимим.

Відомі на сьогодні способи впливу на напірну та енергетичну характеристику ступеня є досить різними як за методом реалізації так і за ефектом від їх впровадження, та в основному передбачають зміну форми лопатевої решітки робочого колеса. Найбільш перспективним, із відомих способів підвищення напору ступеня, є проаналізоване науковцями “ВНДІАЕН” використання багатоярусних решіток робочих коліс, за допомогою чого досягається підвищення напору ступеня на величину до 7 ... 8 %. Поряд зі спробами принципової зміни енергетичних параметрів ступеня у межах робочої зони, існуює ряд способів подолання таких проблем як наявність “западаючої” напірної характеристики в зоні малих витрат та підвищення конструктивної міцності, з одночасним покращенням рівномірності потоку на виході з робочого колеса. Підвищення напору ступеня на величину більше 8 % за рахунок використання традиційних способів наразі не досягнуто. Враховуючи досить глибокий та всебічний рівень дослідження даної проблематики, можна стверджувати, що за допомогою традиційних способів досягти принципового (20% ... 30%) підвищення напору ступеня за умови збереження його масо-габаритних показників не вдасться.

На кафедрі ПГМ СумДУ запропоновано принципово новий спосіб підвищення напірності ступеня динамічного насоса лопатевого типу за рахунок поєднання у межах одного ступеня відцентрового та доцентрового процесів енергопередачі. Його ідея виникла із аналізу конструкції проточної частини багатоступеневого насоса (рисунок 1).

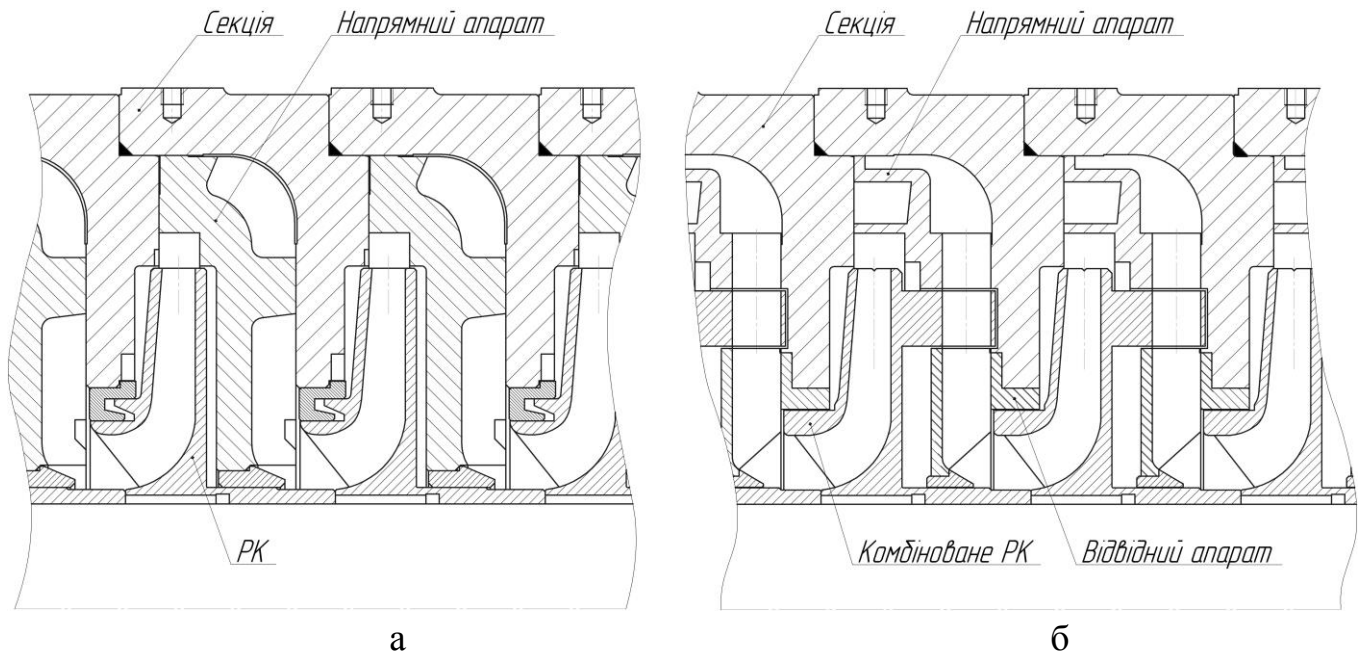


Рисунок 1 – Переріз проточної частини багатоступеневого насоса: а – стандартна відцентрова; б – комбінована відцентрово-доцентрова; РК – робоче колесо

Оскільки потік у зворотних каналах напрямного апарата рухається у доцентровому напрямку, вирішено дослідити можливість передачі йому додаткової кількості енергії за рахунок введення додаткової лопатевої решітки, що обертається на одному диску з основним відцентровим робочим колесом, та має відповідну геометрію лопатей, яка забезпечує перекачування рідини у доцентровому напрямку (до центру обертання РК) на протидію дії відцентрових сил.

Такий спосіб підвищення напору ступеня багатоступеневого насоса є принципово новим та у практиці насособудування не зустрічається. Слід відмітити, що існують певні рекомендації щодо недоцільності використання доцентрової лопатевої решітки у насосному режимі, що зумовлено особливостями доцентрового процесу енергопередачі. Але вони вказують, перш за все, на порівняння ефективності використання відцентрового та доцентрового процесів енергопередачі. Принципову можливість створення напору доцентровою лопатевою решіткою доведено у працях Ільєсова А.Є. по розробці доцентрового вентилятора тепловоза.

На основі проведеного літературного огляду, накопиченого досвіду теоретичних та експериментальних досліджень способів підвищення напору ступеня динамічного насоса лопатевого типу, встановлено, що на сьогодні відсутня теорія розрахунку та проектування відцентрово-доцентрового ступеня лопатевого насоса, не встановлені особливості робочого процесу, не визначені раціональні співвідношення радіальних розмірів, ряд інших важливих параметрів, які впливають на його характеристики. Вирішення цих питань визначило мету і задачі досліджень. Сформульована актуальна науково-практична задача – підвищення напору ступеня багатоступеневого відцентрового насоса шляхом організації комбінованого відцентрово-доцентрового процесу енергопередачі, та дослідження його

характеристик на базі розробки математичної моделі робочого процесу. Запропоновано методику її поетапного розв'язання, яка характеризує системний підхід та дозволяє виконати увесь комплекс досліджень.

У другому розділі проведено аналіз якісного впливу основних радіальних розмірів комбінованого ступеня, схема якого зображена на рисунку 2, і форми лопатевих решіток доцентрової його частини на напірну та енергетичну характеристики доцентрового ступеня.

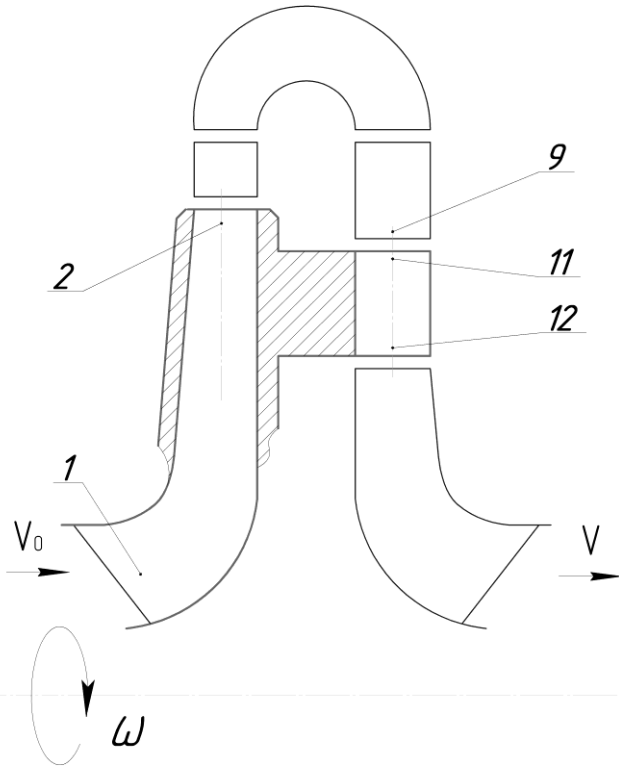


Рисунок 2 – Схема проточної частини комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня : 1 – вхід у відцентрову решітку; 2 – вихід із відцентрової решітки; 9 - вихід зі зворотних лопатей напрямного апарата (НА); 11 - вхід у доцентрову решітку; 12 - вихід із доцентрової решітки

В формулі (2) позначено: ω - кутова швидкість обертання; R_{11} та R_{12} - радіуси входу та виходу із доцентрової решітки відповідно; g - прискорення вільного падіння.

Для отримання якомога більшої величини напору від роботи комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня необхідно мінімізувати частку напору, яка визначається формулою (2). Для оцінки можливості такої мінімізації та визначення доцільних значень основних радіальних розмірів комбінованого ступеня складено систему рівнянь

Основне рівняння гідромашин для доцентрового ступеня має наступний вигляд

$$H_{T\infty} = \frac{V_{12}^2 - V_{11}^2}{2g} + \frac{W_{11}^2 - W_{12}^2}{2g} + \frac{U_{12}^2 - U_{11}^2}{2g} \quad (1)$$

де $H_{T\infty}$ - теоретичний напір лопатевої решітки, з урахуванням безкінечної кількості безкінечно тонких лопатей; $V_{12}, 11$ - осереднене значення абсолютної швидкості потоку на виході та вході у доцентрову решітку відповідно; $W_{11}, 12$ - осереднене значення відносної швидкості потоку на вході та виході з доцентрової решітки відповідно; $U_{12}, 11$ - осереднене значення переносної швидкості потоку на виході та вході у доцентрову решітку відповідно.

З аналізу (1) видно, що третій доданок, який є величиною напору від переносного руху рідини, та визначається за формулою

$$H_{T.пер.} = \frac{\omega^2 R_{12}^2 - \omega^2 R_{11}^2}{2g} = \frac{\omega^2}{2g} (R_{12}^2 - R_{11}^2) \quad (2)$$

завжди буде від'ємним.

$$\left\{ \begin{array}{l} H_{T.пер} = \frac{\omega^2}{2g} (k^2 R_{11}^2 - R_{11}^2) = \frac{\omega^2 R_{11}^2}{2g} (k^2 - 1); \text{ де } k = R_{12}/R_{11}; 0 < k < 1 \\ H_{T.пер} = \frac{\omega^2}{2g} (R_{12}^2 - R_{11}^2) = \frac{\omega^2 \cdot R_2^2}{2g} (k^2 - 1) \cdot m^2; \text{ де } m = R_{11}/R_2; m > 0. \end{array} \right. \quad (3)$$

де k і m - коефіцієнти, які враховують взаємовідношення основних радіальних розмірів комбінованого ступеня.

Аналіз системи рівнянь (3) дозволив зробити висновок, що для мінімізації абсолютного значення частки напору у переносному русі рідини $H_{T.пер}$ слід висоту доцентрової решітки обирати якомога меншою ($k \rightarrow 1$) та розташовувати її якомога ближче до вісі обертання ($m \rightarrow 0$). Враховуючи вплив радіальних розмірів доцентрової решітки та міжлопатевих каналів на інші складові теоретичного напору доцентрового ступеня, трикутники швидкостей у такій лопатевій решітці слід розглядати такі, як показані на рисунку 3.

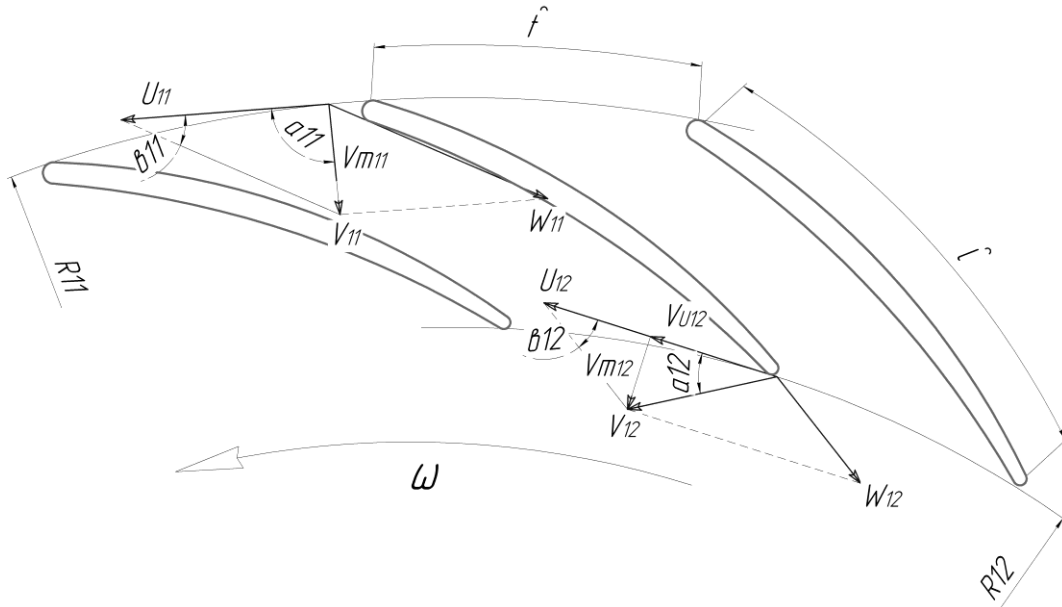


Рисунок 3 – Схема трикутників швидкостей у доцентровій решітці

З аналізу рівняння теоретичного напору лопатевій решітці, вираженого через різницю циркуляцій швидкості потоку на вході Γ_{11} та виході Γ_{12} із решітки:

$$H_{T\infty} = \frac{\omega}{g} (v_{u12\infty} R_{12} - v_{u11\infty} R_{11}) = \frac{\omega}{2 \cdot \pi \cdot g} (\Gamma_{12\infty} - \Gamma_{11\infty}), \quad (4)$$

встановлено, що для досягнення вищого значення напору слід забезпечити умову відсутності додатної циркуляції потоку на вході у робоче колесо ($V_{U11} = 0$). З урахуванням цієї умови, використовуючи основне рівняння доцентрового ступеня, зв'язок витрати з напором, складена математична модель робочого процесу доцентрового ступеня, яка представлена системою рівнянь (5). Вона дозволяє визначити вплив густоти решітки l/t та кута установки лопатей на виході β_{12} на

величину складових швидкості потоку у міжлопатевих каналах доцентрової решітки та, як наслідок, на величину створюваного такої решіткою напору. Поєднання даної системи рівнянь з відомою математичною моделлю робочого процесу відцентрового ступеня, утворює загальну математичну модель робочого процесу комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня.

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{12}^2 - V_{11}^2 = V_{U12}^2 + V_{m12}^2 - V_{m11}^2 = (U_{12} - V_{m12} \operatorname{ctg} \beta_{12})^2 + V_{m12}^2 - V_{m11}^2 = \\ = \omega^2 R_{12}^2 - \frac{\omega Q \operatorname{ctg} \beta_{12}}{\pi b} + \frac{Q^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_{12}}{4\pi^2 R_{12}^2 b^2} + \frac{Q^2}{4\pi^2 b^2} \left(\frac{1}{R_{12}^2} - \frac{1}{R_{11}^2} \right); \\ W_{11}^2 - W_{12}^2 = U_{11}^2 - U_{12}^2 + 2U_{12}V_{U12} - V_{U12}^2 + V_{m11}^2 - V_{m12}^2 = \\ = \omega^2 R_{11}^2 + \frac{Q \operatorname{ctg} \beta_{12} (1 - \omega)}{\pi b} - \frac{Q^2 \operatorname{ctg}^2 \beta_{12}}{4\pi^2 R_{12}^2 b^2} + \frac{Q^2}{4\pi^2 b^2} \left(\frac{1}{R_{11}^2} - \frac{1}{R_{12}^2} \right); \\ U_{12}^2 - U_{11}^2 = \omega^2 (R_{12}^2 - R_{11}^2) \end{array} \right. \quad (5)$$

Враховуючи появу нових елементів проточної частини комбінованого ступеню проведено аналіз його балансу енергії та визначено основні відмінності, характерні для робочого процесу доцентрового ступеня. Встановлено, що механічні втрати на тертя покривного диску доцентрової решітки не перешкоджають об'ємним втратам у баковій пазусі, а навпаки – підвищують їх, оскільки рідина у цій пазусі рухається під дією відцентрової сили, а не супроти їй. Ці втрати (механічні на тертя), разом з перетоками рідини (об'ємними втратами у боковій пазусі), що мають велику колову складову швидкості, змінюють структуру потоку на вході у доцентрову лопатеву решітку, що приводить до появи додатної циркуляції потоку та збільшує у ній гідравлічні втрати енергії і у кінцевому результаті призводить до зменшення фактичного напору доцентрового ступеня. Оскільки частка напору від переносного руху рідини має від'ємне значення, то можна стверджувати, що ця складова напору не передається рідині лопатєвою решіткою, а навпаки, від потоку передається лопатєвій системі. Цей процес, як і будь-який процес передачі енергії від одного носія другому супроводжується додатковими втратами енергії.

У третьому розділі викладено методика проведення і результати чисельного дослідження робочого процесу доцентрового ступеня та визначено вплив форми лопатєвих решіток на його напірну та енергетичну характеристики.

Визначення параметрів потоку доцентрового ступеню проведено окремо для його елементів. Загальною методикою проведення дослідження була розробка просторових моделей розрахункових областей, побудова розрахункових сіток з урахуванням приповерхневих шарів, введення вхідних даних, власне розрахунок та обробка його результатів. Визначено залежності компонент швидкостей від геометричних параметрів лопатєвих решіток та проведена візуалізація потоку у робочих органах ступеня. При розрахунку густина рідини була прийнята за сталу

величину. Моделювання турбулентних течій здійснювалося за допомогою рівняння Рейнольдса

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j} = \rho \bar{f}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[-\bar{p} \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right], \quad (6)$$

для замикання яких використовували модель турбулентності $k - \varepsilon$, що враховує особливості течії біля твердих стінок та забезпечує задовільні результати для розрахунків потоків, які обмежуються твердими стінками.

Розробку просторової моделі комбінованого ступеня проведено з урахуванням реальних габаритів базової проточної частини та за умови взаємозамінності серійного та комбінованого ступенів. Радіальні розміри доцентрової частини ступеню прийняті на основі рекомендацій, отриманих у другому розділі та з міркувань технологічної можливості виготовлення проточної частини комбінованого ступеня в умовах лабораторії кафедри ПГМ СумДУ. Коефіцієнти, які визначають взаємозалежність між радіальними розмірами ступеня, наступні: $k = 0,826$ і $m = 0,76$. Висота доцентрової решітки становила $0,174R_{II}$

З метою забезпечення безциркуляційності течії на вході у доцентрове робоче колесо, розрахунковим експериментом визначено параметри потоку у межах напрямного апарату комбінованого ступеня. Досліджено кілька варіантів виконання зворотних лопатей НА та визначено сукупність геометричних параметрів цієї лопатевої решітки, що забезпечує відсутність додатного значення коллової складової абсолютної швидкості потоку на виході з НА ($V_{U10} \leq 0$). Як видно із рисунка 4, збільшення густоти l/t решітки зворотних лопатей НА призводить до зниження V_{U10} та підвищення Δh . Таким чином визначено кут установки зворотних лопатей на виході ($\beta_9 = 102^\circ$), який забезпечує умову $V_{U10} \leq 0$, та прийнятний рівень втрат ($\Delta h = -0,8$ м).

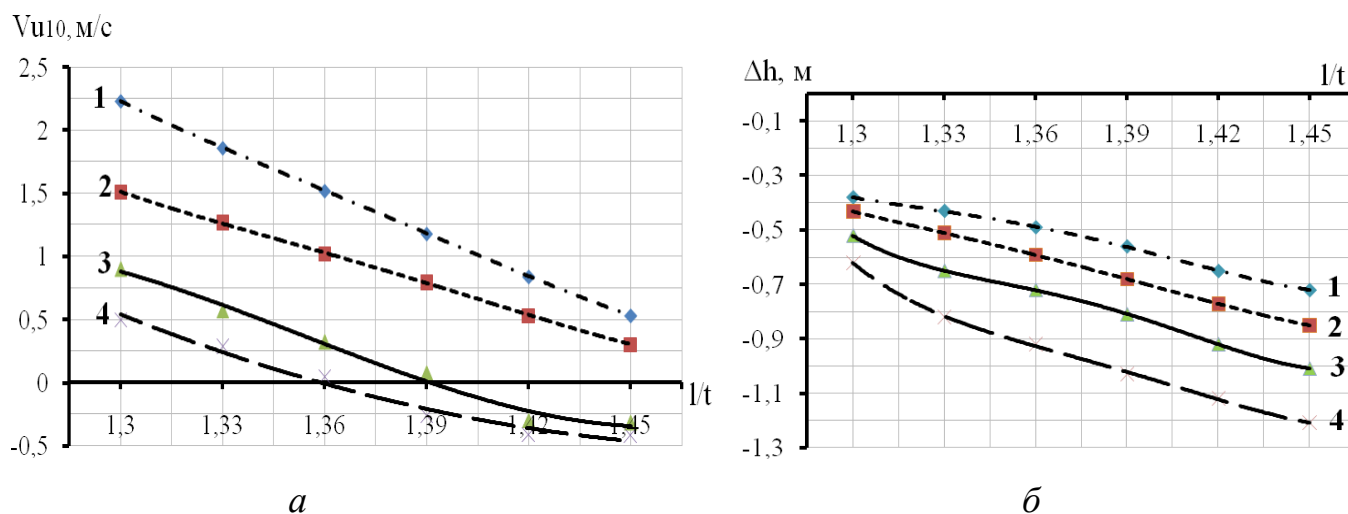


Рисунок 4 – Залежність коллової складової абсолютної швидкості потоку V_{U10} (а), та втрат напору у міжлопатевих каналах (б) від густоти лопатевої решітки l/t та кута установки зворотних лопатей напрямного апарату на виході β_9 :

$$1 - \beta_9 = 90^\circ; 2 - \beta_9 = 96^\circ; 3 - \beta_9 = 102^\circ; 4 - \beta_9 = 108^\circ$$

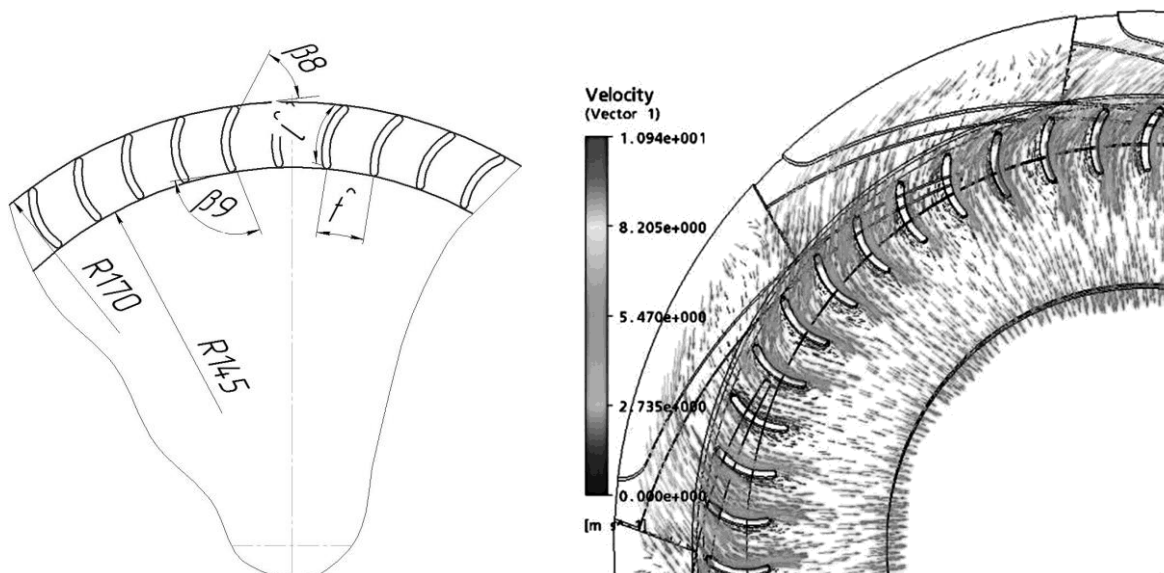


Рисунок 5 – Форма решітки зворотних лопатей напрямного апарату за якої забезпечується умова ($V_{U10} \leq 0$) при мінімальних втратах напору у міжлопатевих каналах та структура потоку у напрямному апараті

За допомогою візуалізації потоку (рисунок 5, 6) у міжлопатевих каналах ступеню визначено структуру течії, зони вихроутворення та можливість впливу на них за рахунок зміни форми лопатевих решіток.

Визначено вплив форми та густоти доцентрової лопатевої решітки на її напірну та енергетичну характеристики. Експериментальним шляхом встановлено, що лопатева решітка з великою кількістю коротких лопатей є не придатною для роботи в умовах комбінованого ступеня. Теоретично доцільний кут установки лопаті доцентрового робочого колеса на виході β_{12} близький до 90° призводить до суттєвого скорочення лопатей, відсутності міжлопатєвого каналу та до значних втрат енергії на тертя та вихроутворення, що в результаті призводить до від'ємного значення напору доцентрового ступеня. Встановлена закономірність, згідно якої вищі значення напору забезпечують лопатеві решітки, що мають більш видовжені лопаті з меншим кутом установки на виході β_{12} .

З одного боку це призводить до зменшення складової напору від абсолютного руху рідини H_V , проте видовження лопатей призводить до виникнення та видовження відокремленого від входу та виходу із решітки міжлопатєвого каналу, що в свою чергу дозволяє підвищити різницю між компонентами швидкості у відносному русі рідини та, як наслідок, підвищити значення компоненти напору H_W . При видовженні лопатей решітки, збільшенні її густоти та зменшенні кута установки на виході значення її напору вирівнюється у широкому діапазоні витрат та має максимальне значення у робочій зоні базового ступеня. Така залежність K_H від K_Q є доцільною для використання доцентрового ступеня у складі комбінованого, тому для подальших досліджень обрано останній з приведених на рисунку 6 варіантів виконання доцентрової решітки. Її геометричні характеристики: кут

установки лопаті на вході $\beta_{11} = 15^\circ 20'$, кут установки лопаті на виході $\beta_{12} = 15^\circ 3'$, густота решітки $l/t = 1,58$, кількість лопатей $z = 12$.

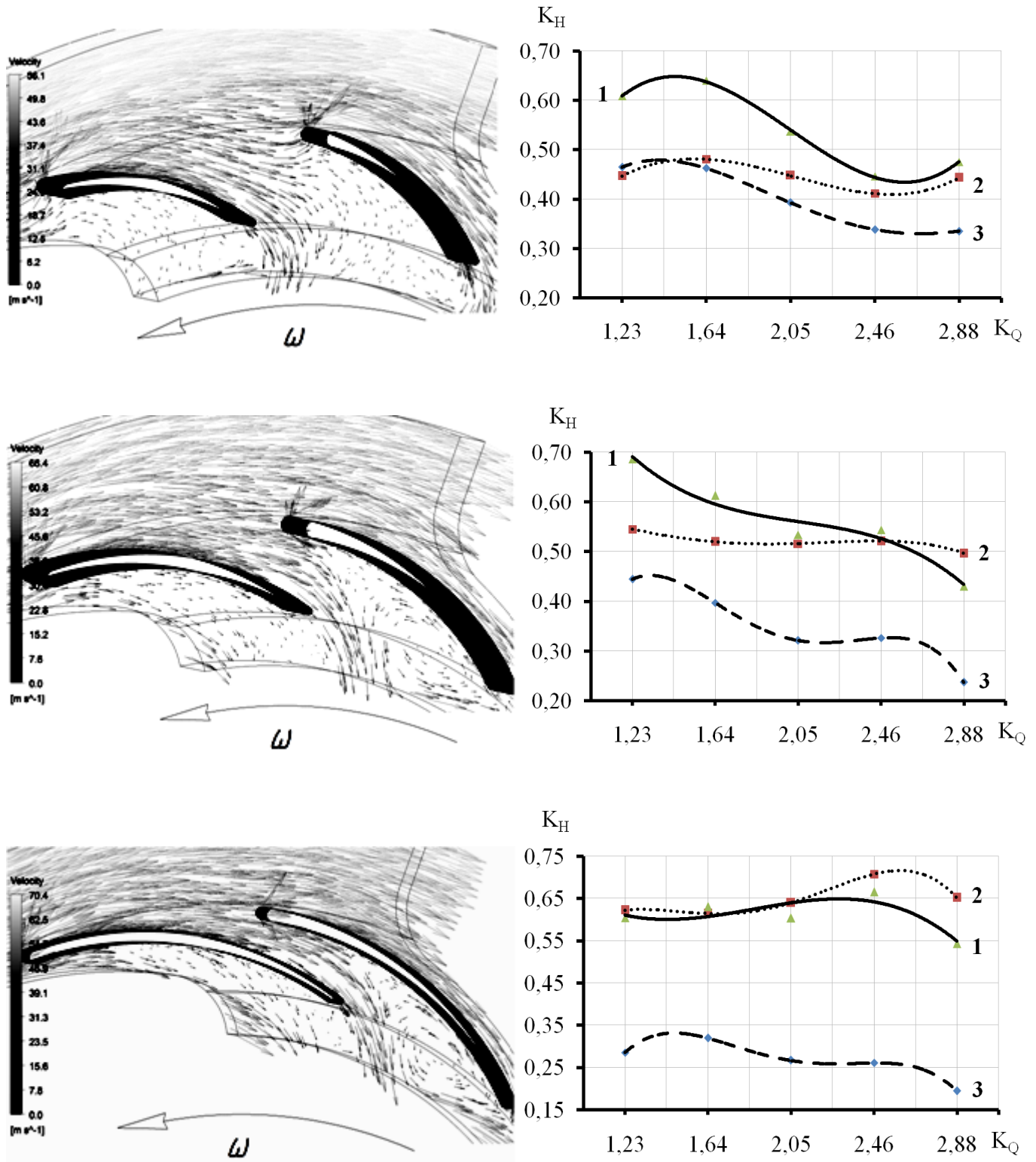


Рисунок 6 – Структура потоку у доцентровій лопатевій решітці різних варіантів виконання та залежність компонент напору від витрати: 1 – сумарний напір H , 2 – напір від відносного руху рідини H_w , 3 – напір від абсолютного руху рідини H_v

Шляхом проведення чисельного експерименту у нестационарній постановці визначено інтегральні значення напору та споживаної потужності комбінованого

ступеня, до складу якого входить серійна відцентрова проточна частина та спроектована доцентрова. На рисунку 7 зображено модель комбінованого ступеня (лопатеві решітки доцентрової частини виділено), та характер розподілу повного тиску у його меридіональному перерізі. Доцентрова решітка створює суттєвий приріст напору (зона А), величина якого хоча і зменшується за рахунок втрат у відвідному апараті, проте загальне його значення на виході зі ступеня (переріз 2-2) вище, ніж на виході із відцентрової лопатевої решітки (переріз 1-1).

Оскільки чисельний експеримент не враховує витоки у бокових пазухах робочого колеса $q_{відц.}$ та $q_{доц.}$, які є об'ємними втратами, а також витрати енергії на дискове тертя $N_{зм}$, було проведено коригування отриманих значень напору $H_{см}$ та споживаної ступенем потужності $N_{см}$ за методикою, запропонованою О.О. Ломакіним з урахуванням особливостей втрат напору у боковій пазусі доцентрового робочого колеса:

$$Q_{см} = Q_{рк} - \sum q = Q_{рк} - q_{відц.} - q_{доц.} \quad (7)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} q_{відц.} = \mu_{відц.} f \sqrt{2g\Delta h_{відц.}} \\ \Delta h_{відц.} = H_{н.відц.} - \frac{U_2^2}{8g} \left[1 - \left(\frac{r_i}{r_2} \right)^2 \right] \\ \mu_{відц.} = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda l}{2b} + 1,5}} \end{array} \right. \quad (8) \quad \left\{ \begin{array}{l} q_{доц.} = \mu_{доц.} f \sqrt{2g\Delta h_{доц.}} \\ \Delta h_{доц.} = H_{н.доц.} - \frac{U_{12}^2}{8g} \left[1 - \left(\frac{r_{12}}{r_i} \right)^2 \right] \\ \mu_{доц.} = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) + k \left(1 - \frac{1}{n} \right)^3 + 1,5}} \end{array} \right. \quad (9)$$

де: $n = 1,21$ – ступінь розширення дифузорового каналу бокової пазухи доцентрового ступеня; $k = 0,9$ – коефіцієнт пом'якшення.

$$\left\{ \begin{array}{l} N_{см} = N_{рк} + N_{зм} \\ N_{зм} = 1,31 * 10^{-5} U_2^3 D_2^2 \end{array} \right. \quad (10)$$

де U_2 та D_2 - відповідно колова складова швидкості на виході та зовнішній діаметр відцентрового робочого колеса.

За результатами чисельного дослідження отримано залежність напору та споживаної потужності від витрати без урахування додаткових втрат (параметри з індексом $рк$), та з урахуванням втрат згідно вказаної методики (параметри з індексом $см$), яка приведена на рисунку 8.

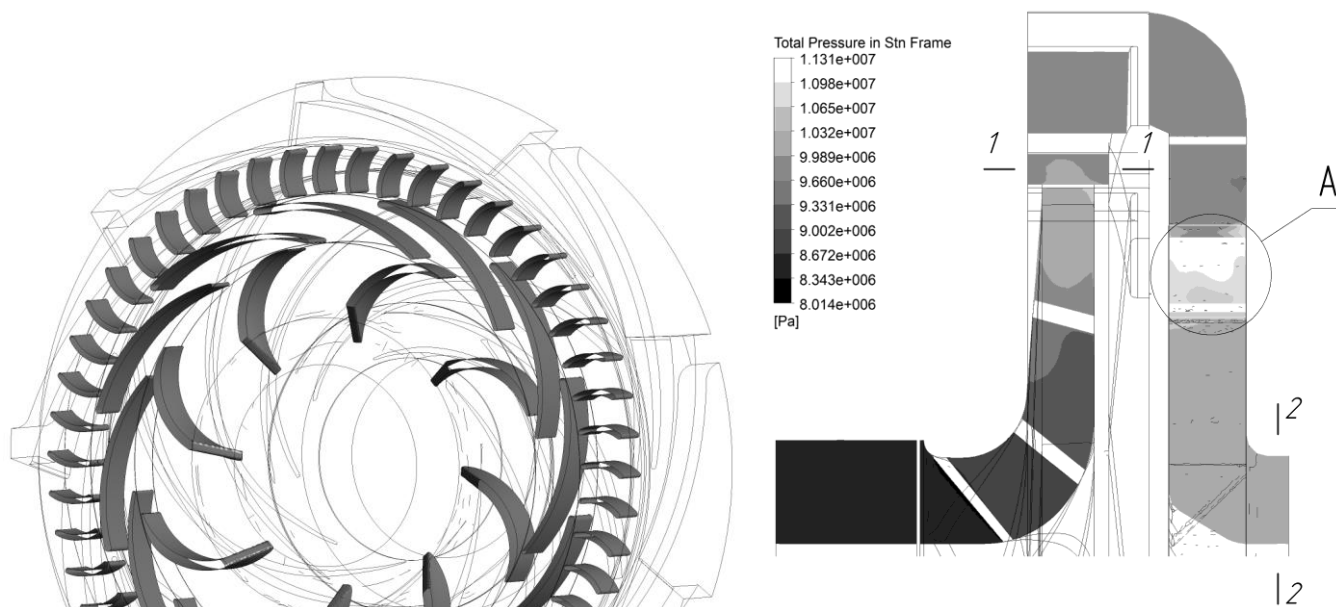


Рисунок 7 – Модель комбінованого ступеня (вид зі сторони доцентрової частини) та характер розподілу повного тиску у його меридіональному перерізі

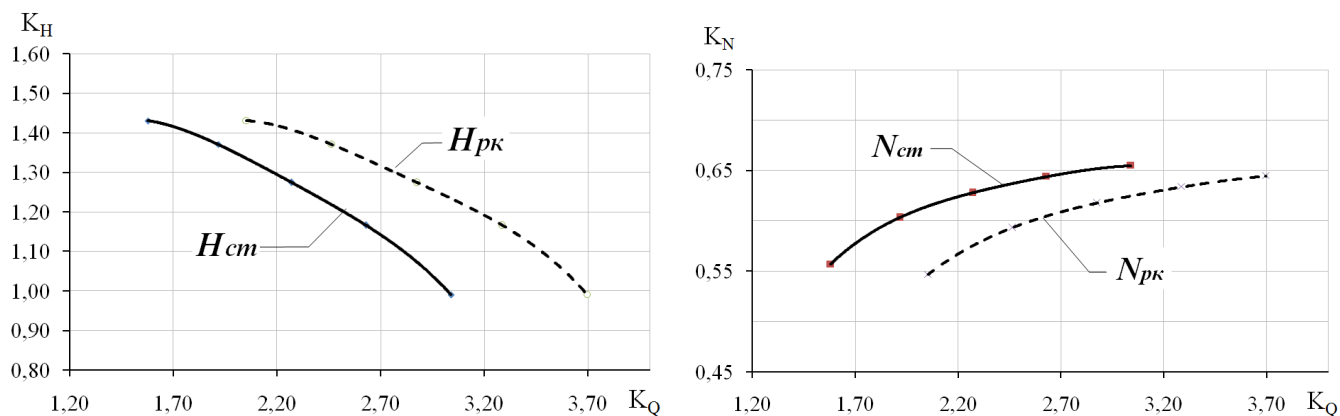


Рисунок 8 – Напірна та енергетична характеристики комбінованого ступеня, отримані за допомогою чисельного експерименту

Встановлено, що робота доцентрового ступеня супроводжується значними (до 17 %) об'ємними втратами у боковій пазусі та суттєвим вихроутворенням у міжлопатевих каналах доцентрової решітки як через наявність перетоків з бокової пазухи, так і через значне розширення каналу у площині косоного зрізу. Ці явища неминуче призводять до зниження ККД доцентрового ступеня.

У четвертому розділі описані експериментальні установки, наведені результати експериментальних досліджень, методики їх проведення і обробки результатів. Обґрунтовано вибір приладів та контрольно-вимірювальної апаратури. Для встановлення величини підвищення напору ступеня від впровадження відцентрово-доцентрового процесу енергопередачі було модернізовано існуючий стенд (рисунок 9) та виготовлено уніфікований робочий модуль (рисунок 10).

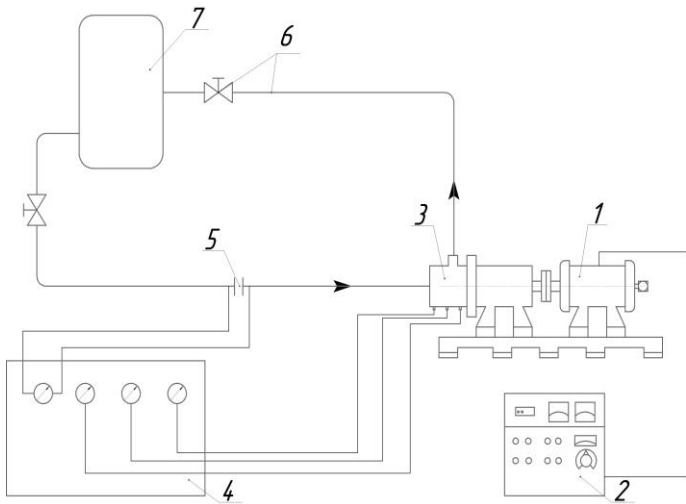


Рисунок 9 – Схема експериментального станда: 1 – балансирна машина, 2 – пульт керування, 3 – робочий модуль, 4 – панель вимірювальних приладів, 5 – витратомірна шайба, 6 – трубопроводи та запірна арматура, 7 – бак.

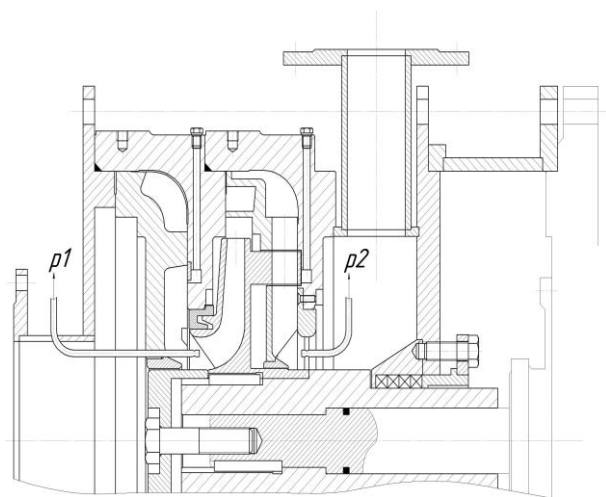


Рисунок 10 – Переріз робочого модуля експериментального станду для випробування комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня: $p1$ і $p2$ – відповідно значення тиску на вході і виході зі ступеня

Досліджували серійний проміжний ступінь насоса типу ЦНС і спроектований на його базі відцентрово-доцентровий. До складу базового ступеня входить семилопатеве робоче колесо із зовнішнім діаметром 308 мм та шестиканальний напрямний апарат полегшеного типу (з кільцевим перевідним каналом). Параметри базового ступеня: номінальна подача $Q_H = 180 \text{ м}^3/\text{год}$, напір на номінальній подачі – $H_H = 116 \text{ м}$, споживана потужність на номінальній подачі $N_H = 89 \text{ кВт}$, $\text{ККД}_H = 0,64$. Відцентрово-доцентровий ступінь отримали шляхом модернізації базового ступеня та доповнення його новими елементами проточної частини згідно розроблених рекомендацій. Порівняння напірної та енергетичної характеристик базового та відцентрово-доцентрового ступенів показали, що характер їх зміни залежно від K_Q однаковий (рисунок 11, 12). При цьому напір комбінованого ступеня $H_{к.с.}$ на 30 % вищий за напір базового, а відносний напір (відношення напору до споживаної потужності K_H/K_N) – майже на 28 %.

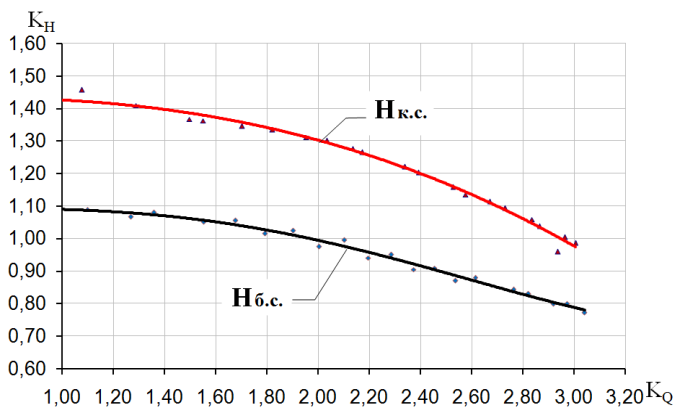


Рисунок 11 – Порівняння напору базового ($H_{б.с.}$) та комбінованого ($H_{к.с.}$) ступенів

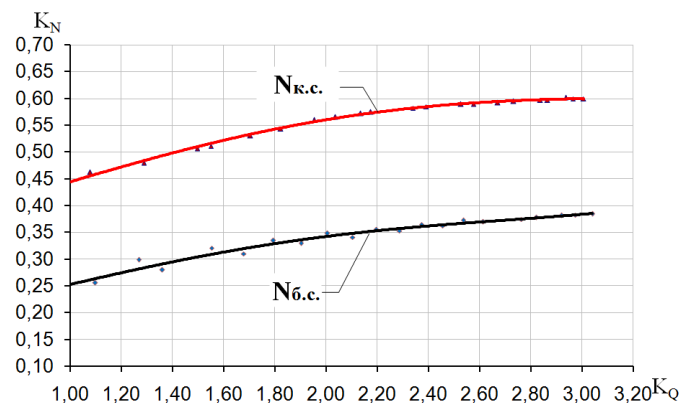


Рисунок 12 – Порівняння споживаної потужності базового ($N_{б.с.}$) та комбінованого ($N_{к.с.}$) ступенів

Порівняння результатів, отриманих шляхом чисельного та фізичного експериментів, показало, що розбіжність отриманих значень склала 3 ... 5% при визначенні напору ступеня та 6 ... 9% при визначенні споживаної потужності (рисунок 13, 14). Таким чином, експериментальним шляхом доведено адекватність розроблених математичних моделей робочого процесу серійного проміжного ступеня насоса типу ЦНС і спроектованого відцентрово-доцентрового, та коректність проведеного корегування результатів чисельного дослідження з урахуванням додаткових втрат.

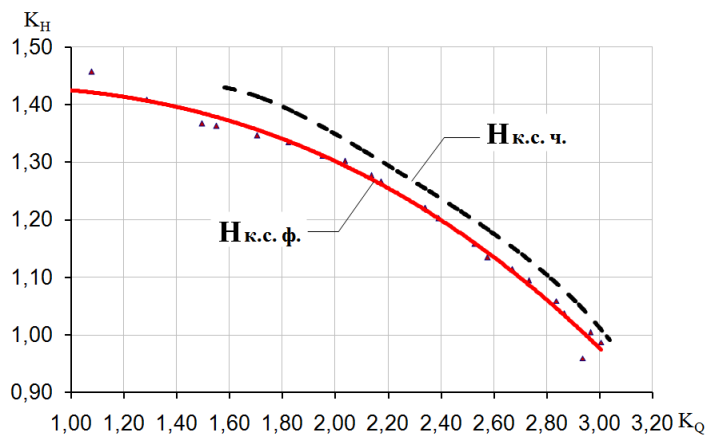


Рисунок 13 – Порівняння напору комбінованого ступеня, визначеного за допомогою чисельного ($H_{к.с.ч.}$) та фізичного ($H_{к.с.ф.}$) експерименту

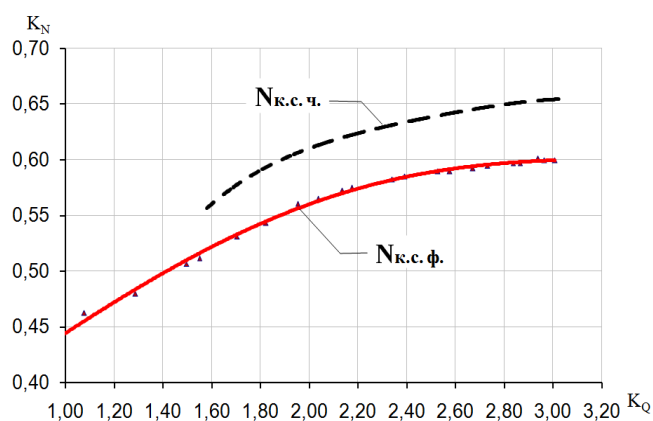


Рисунок 14 – Порівняння споживаної потужності комбінованого ступеня, визначеної за допомогою чисельного ($N_{к.с.ч.}$) та фізичного ($N_{к.с.ф.}$) експерименту

Встановлені основні напрямки подальшого розвитку та вдосконалення робочого процесу комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня. Так для підвищення його енергоефективності та напірності перспективним є зниження об'ємних втрат доцентрової частини та перехід до схеми ступенів, при якій $R_{11} > R_2$.

На прикладі модернізації серійної проточної частини насоса ЦНС 180-1900 наведено методику проектування відцентрово-доцентрового ступеня.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв'язана науково-практична задача – підвищення напору ступеня багатоступеневого насоса за рахунок організації у його проточній частині комбінованого відцентрово-доцентрового процесу енергопередачі та визначення раціональних конструктивних параметрів, що дозволило підвищити напір базового ступеня на 30%, за умови взаємозамінності базового та комбінованого ступенів.

Основні наукові і практичні результати роботи полягають у наступному:

1. Обґрунтовано доцільність використання доцентрової лопатевої системи як способу підвищення напірності ступеня динамічного насоса, що забезпечує ефект підвищення напору у три рази вищий, ніж інші, відомі у насособудуванні, способи.

2. Визначено вплив конструктивних параметрів ступеня на його напірну та енергетичну характеристики, що дало можливість розвинути та поглибити математичні моделі робочих процесів у ступенях динамічних насосів лопатевого типу, та встановити напрямок їх подальшого поліпшення. На основі аналізу математичної моделі робочого процесу доцентрового ступеня визначено, що при його проектуванні слід доцентрову лопатеву решітку виконувати якомога меншої висоти та розташовувати її якомога далі від вісі обертання. При цьому необхідною умовою ефективної роботи доцентрової решітки є відсутність додатної циркуляції потоку на вході, що забезпечується зворотними лопатями напрямного апарату. Доцільні значення коефіцієнтів, що визначають зв'язок основних радіальних розмірів комбінованого ступеня: $k = 0,826$, $m = 0,76$, висота доцентрової решітки $0,174R_{II}$.

3. Встановлено структуру течії в проточній частині доцентрового ступеня, що характеризується значним вихроутворенням у міжлопатеких каналах внаслідок значних об'ємних втрат, різкого розширення міжлопатевого каналу у площині косого зрізу та рухом рідини проти поля відцентрових сил, яка дозволяє при проектуванні насоса обґрунтовано вибирати конфігурацію його проточної частини та робочі параметри. Визначено, що основу втрат енергії доцентрового ступеня становлять перетоки рідини у боковій пазусі, які, на відміну від характеру втрат відцентрової частини комбінованого ступеня, збільшуються за рахунок дискового тертя і зменшення яких є одним з ефективних шляхів підвищення ККД насоса.

4. Експериментальним шляхом визначено напірну та енергетичну характеристики комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня динамічного насоса лопатевого типу. Встановлено, що проведення чисельного моделювання є перспективним способом дослідження робочого процесу доцентрового насосного ступеня, який дозволяє пришвидшити розробку нових і модернізацію існуючих ступенів, заощадити кошти, детально дослідити вплив геометрії лопатевих решіток на гідродинамічні параметри потоку, а коректне врахування додаткових втрат при роботі реального ступеня забезпечує співпадіння результатів чисельного та фізичного експериментів на рівні 5 %.

5. На прикладі модернізації серійної проточної частини насоса ЦНС 180-1900 розроблено методику розрахунку та проектування комбінованого відцентрово-доцентрового ступеня. Встановлено, що подальшим напрямком підвищення енергоефективності доцентрового ступеня є мінімізація об'ємних втрат. На даному етапі розвитку насособудування доцільною областю використання комбінованого ступеня, з метою забезпечення підвищених параметрів по напору або використання запасу потужності привідних електродвигунів насосних агрегатів, вбачається заміна зношеної проточної частини.

6. Розроблено технічну документацію для модернізації серійного проміжного ступеня насоса типу ЦНС, за умови взаємозамінності базового та модернізованого ступенів. Виготовлено та випробувано дослідний зразок комбінованого

відцентрово-доцентрового ступеня, який забезпечує підвищення напору на 30% по відношенню до його вихідної величини. Результати дисертаційної роботи впроваджені у ВАТ “Науково-дослідний і проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування”, м. Суми та використовуються у навчальному процесі СумДУ.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Казнієнко Д.В. Визначення основних співвідношень для створення комбінованої відцентрово-доцентрової ступені динамічного насоса лопатевого типу / І.О. Ковальов, Д.В. Казнієнко // Вісник Сумського державного університету. Серія: Технічні науки. – 2007. – №3. – С. 18–23
2. Казнієнко Д.В. Створення комбінованого відцентрово-доцентрового ступеню динамічного насосу лопатевого типу / І.О. Ковальов, Д.В. Казнієнко // “Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля”, №3 (109) 2007. – С. 120–124.
3. Казнієнко Д.В. Проектування, виготовлення та експериментальні дослідження комбінованої відцентрово-доцентрової ступені / І.О. Ковальов, Д.В. Казнієнко // Вісник Сумського державного університету. Серія: Технічні науки. – 2009. – №4. – С. 45–49.
4. Казнієнко Д.В. Визначення параметрів потоку в межах напрямного апарата відцентрово-доцентрового ступеня / І.О. Ковальов, Д.В. Казнієнко // Вісник Сумського державного університету. Серія: Технічні науки. – 2011. – № 1. – С. 39–44.
5. Казнієнко Д.В. Обґрунтування енергетичних характеристик доцентрового насосного ступеню за допомогою чисельного експерименту / Д.В. Казнієнко, І.О.Ковальов // Наукові праці Донецького національного технічного університету (Серія: Гірничо-електромеханічна). – 2011. – № 21(189). – С. 65–75.
6. Казнієнко Д.В. Дослідження робочого процесу комбінованого відцентрово-доцентрового ступеню шляхом проведення чисельного та фізичного експериментів / Д.В. Казнієнко // Теория и практика насосо и компрессоростроения: монография / Под. ред. В.А. Марцинковского, И.Б. Твердохлеба, Е.Н. Савченко – Сумы: Сумский государственный университет, 2011. – С. 218–223.
7. Kaznienko D. Research of Working Process of Combined Centrifugal-Centripetal Stage by Numeral and Physical Experiments / D. Kaznienko // Procedia Engineering. – 2012. – vol. 39. – P. 126–131.
8. Казнієнко Д.В. Визначення основних співвідношень до створення комбінованої відцентрово-доцентрової ступені насосу / Д.В. Казнієнко, І. О. Ковальов // Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету. - Суми : СумДУ, 2007. - Ч.2. - С. 61 - 62.

9. Казнієнко Д.В. Про перші висновки з результатів проектування відцентрово-доцентрової ступені динамічного насоса лопатевого типу / І.О. Ковальов, Д.В. Казнієнко // Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету : конференція присвячена Дню науки України та 60-річчю СумДУ. - Суми : СумДУ, 2008. - Ч.ІІ. - С. 118-119.

10. Казнієнко Д. В. Залежність теоретичного напору доцентрової решітки від її геометричних параметрів / Д.В. Казнієнко, І.О. Ковальов // Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій : конференція присвячена Дню науки в Україні. - Суми : СумДУ, 2009. - Ч.ІІІ. - С. 35-36.

11. Казнієнко Д.В. Дослідження енергетичних характеристик комбінованого відцентрово-доцентрового ступеню / І.О. Ковальов, Д.В. Казнієнко // Матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції (Суми, 19 - 23 квітня 2010 року) / Редкол.: О.Г.Гусак, В.Г.Євтухов. - Суми : СумДУ, 2010. - Ч.ІІІ. - С. 46-47.

12. Казнієнко Д.В. Визначення оптимальної геометрії решітки зворотних лопатей напрямного апарата комбінованої відцентрово-доцентрової ступені / Д.В. Казнієнко, І.О. Ковальов // Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 18-22 квітня 2011 року / Ред. кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2011. — Ч.3. — С. 111-112.

13. Казнієнко Д.В. Покращення характеристик доцентрового ступеня за рахунок використання розрізних лопатей / Д.В. Казнієнко, І.О. Ковальов // Матеріали ІІ Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17-20 квітня 2012 р.: у 3-х ч. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2012. — Ч.3. — С. 26.

АНОТАЦІЯ

Казнієнко Д.В. “Комбінований відцентрово-доцентровий ступінь динамічного насоса лопатевого типу”. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за фахом 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Сумський державний університет, Суми, 2014 р.

У дисертаційній роботі наведено нове вирішення наукової задачі, що полягає у підвищенні напору ступеня багатоступеневого насоса, за рахунок організації комбінованого відцентрово-доцентрового процесу енергопередачі. Розроблено відцентрово-доцентровий ступінь насоса. Проточну частину ступеня доповнено доцентровою лопатевою решіткою, яка при взаємодії з потоком надає йому додаткову кількість енергії. На розроблених адекватних математичних моделях отримано картини течії в проточній частині комбінованого ступеня, які дають можливість якісної та кількісної оцінки розподілів швидкостей та тисків у ступені,

що досліджується, а також визначення геометричних параметрів, що найбільш суттєво впливають на енергетичні характеристики ступеня. Експериментально встановлено доцільні співвідношення основних геометричних параметрів доцентрового ступеня, що, на прикладі модернізації серійного проміжного ступеня насоса типу ЦНС, дає можливість збільшити його напір на 30% у порівнянні до вихідного за умови взаємозамінності базового та комбінованого ступенів за монтажно-габаритними розмірами. Викладено методика проектування доцентрової частини комбінованого ступеня та визначено пріоритетні напрямки подальших досліджень його робочого процесу.

Ключові слова: багатоступеневий насос, відцентрово-доцентровий ступінь, лопатева решітка, робоче колесо, напрямний апарат, робочий процес, енергетичні характеристики, математична модель, методика проектування.

АННОТАЦИЯ

Казниенко Д. В. «Комбинированная центробежно-центростремительная ступень динамического насоса лопастного типа». - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 – гидравлические машины и гидропнеumoагрегаты. – Сумской государственной университет, Сумы, 2014 г.

В диссертационной работе приведено новое решение научной задачи по повышению напора ступени многоступенчатого насоса, которое заключается в организации комбинированного центробежно-центростремительного процесса энергопередачи. Разработана центробежно-центростремительная ступень насоса. Проточная часть ступени дополнена центростремительной решеткой, которая взаимодействуя с потоком, сообщает ему дополнительное количество энергии. На разработанных адекватных математических моделях получены картины течения в проточной части комбинированной ступени, которые обеспечивают возможность качественной и количественной оценки распределений скоростей и давлений в ступени, которая исследуется. Это также позволило определить геометрические параметры, которые наиболее существенно влияют на энергетические параметры ступени. Экспериментальным путем установлены целесообразные соотношения основных геометрических параметров центростремительной ступени. На примере модернизации серийной промежуточной ступени насоса ЦНС это дало возможность повысить его напор на 30% в сравнении с начальным, при условии взаимозаменяемости базовой и комбинированной ступеней. Изложена методика проектирования центростремительной части комбинированной ступени и определены приоритетные направления дальнейших исследований ее рабочего процесса.

Ключевые слова: многоступенчатый насос, центробежно-центростремительная ступень, лопастная решетка, рабочее колесо, направляющий аппарат, рабочий процесс, энергетические характеристики, математическая модель, методика проектирования.

ABSTRACT

Kaznienko D. V. «Combined centrifugally-centripetal stage of the rotodynamic pump of bladed type». - Manuscript.

Doctoral Technical Science candidate's thesis for a speciality 05.05.17 - hydraulic machines and hydropneumatic units. – Sumy state university, Sumy, 2014

This thesis offers new solution of a scientific problem which consists in formation of combined centrifugally-centripetal process of energy transfer. Such engineering solution provides a change in the stage's flow setting and adding to its structure an additional work tool - a centripetal bladed grid which gives additional quantity of energy to the flow while affecting it. Flow patterns inside the setting of a combined stage are gained on adequate mathematical models, these patterns ensure qualitative and quantitative assessment of velocity distributions and pressures in an examined stage. This also allowed me to determine geometrical parameters which most essentially influence energy parameters of a stage. Expedient ratio of main geometrical parameters of a centripetal stage was determined by an experimental approach. For example, modernizing the serial intermediate stage of CMP (centripetal multistage pump) pump has given the chance to increase its head for 30 % in comparison with initial, under condition of interchangeability of the base and combined stages. Procedure of designing a centripetal part of combined stage is stated and the priority directions of further examinations of its working process are determined.

Keywords: multistage pump, centrifugally-centripetal stage, bladed grid, vane wheel rotor, guide wheel, working process, energy characteristics, mathematical model, designing procedure.

Підписано до друку 23.05.2014 р.
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.