

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Ратушний Олександр Валерійович

УДК 621.65

**ПІДВИЩЕННЯ НАПРНОСТІ СТУПЕНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА
ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ ЛОПАТЕВОЇ ГРАТКИ РОБОЧОГО
КОЛЕСА**

05.05.17 - гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Суми – 2015

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
зав. кафедри прикладної гідроаеромеханіки.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
ЯХНО Олег Михайлович,
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»,
професор кафедри прикладної
гідроаеромеханіки і механотроніки.

кандидат технічних наук, доцент
ДРАНКОВСЬКИЙ Віктор Едуардович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
доцент кафедри гідравлічних машин.

Захист відбудеться «30» червня 2015 р. о 13-00 на засіданні спеціалізованої вченої ради К 55.051.03 у Сумському державному університеті за адресою: 40007, м. Суми, вул. Р. - Корсакова, 2, СумДУ, ауд. ЛА 215.

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

Автореферат розісланий: «29» травня 2015 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
К 55.051.03, к.т.н., доц.

Є. М. Савченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Підвищення енергоємності насосного обладнання відображає загальну тенденцію розвитку техніки: передавати більшу кількість енергії без істотного підвищення масогабаритних параметрів їх робочих органів. Розглядаючи задачу підвищення енергоємності ступеня насоса, як шлях її вирішення розглянуто можливість створення ним при незмінних габаритних розмірах, величинах витрати і швидкості обертання якомога більшого напору.

Так, у нафтовидобувній промисловості досить значну роль відіграють насоси систем підтримки пластового тиску - багатоступеневі відцентрові насоси типу ЦНС. Необхідність підвищення напору окремого ступеня таких насосів викликана умовами, що складаються у нафтовидобувній промисловості, а саме зниженням рівня видобутку нафти із окремих родовищ. Інтенсифікація нафтовидобутку на заключних стадіях розробки реалізується за рахунок підвищення пластового тиску, а це потребує використання насосного обладнання, що забезпечує підвищення напору в мережі при сталій витраті.

Подібні проблеми притаманні зараз і вугледобувній галузі. Розробка все більш заглиблених пластів вугілля призводить до необхідності збільшення напору насосів, що здійснюють відкачування ґрунтових вод із шахт.

Актуальність питання підвищення напору ступеня насоса підтверджує зростаючий попит від споживачів на модернізацію і розробку насосів з підвищеними характеристиками саме по напору. Тому робота в напрямку підвищення напору ступеня відцентрового насоса на основі системного підходу, забезпеченого сучасними можливостями САПР, є актуальною та відповідає концепціям Європейської організації виробників насосів EuroPump і розвитку насособудування в Україні, а також відображає загальну тенденцію розвитку механізмів і машин.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційна робота виконувалась згідно з планом науково-дослідних робіт кафедри Прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету відповідно до науково-технічної програми Міністерства освіти і науки України при виконанні держбюджетної науково-дослідної роботи «Дослідження робочих процесів енергетичних машин» (№0110U004210).

Мета і задачі дослідження. Мета дослідження - підвищення напірності ступеня насоса шляхом модернізації лопатевої ґратки робочого колеса і оптимізації її геометричних параметрів без втрати економічності.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі дослідження:

- проаналізувати і узагальнити способи підвищення напірності робочого колеса за умови сталості його габаритних параметрів (D_1 , D_2 , b_1 , b_2 , ω);
- провести чисельні дослідження ступеня з робочим колесом розглянутого типу з використанням програмного продукту ANSYS CFX;
- провести експериментальні дослідження ступеня з метою підтвердження адекватності чисельних досліджень;
- дослідити ефективність застосування відомих способів підвищення напірності для розглянутого робочого колеса;

- виявити впливаючі на підвищення напору геометричні параметри лопатевої гратки вдосконалюваного робочого колеса і визначити рівень їх впливу на напір і ККД;

- запропонувати схеми лопатевих граток робочих коліс на основі спільного застосування найбільш ефективних способів підвищення напору;

- визначити оптимальні співвідношення геометричних параметрів робочих коліс, які дозволять одержати максимальний напір при прийнятному рівні ККД;

- розробити конструкції лопатевих граток робочих коліс на основі отриманих оптимальних співвідношень геометричних параметрів;

- розробити рекомендації щодо використання досліджених способів підвищення напірності при проектуванні лопатевих граток робочих коліс, в тому числі узагальнити їх для різних швидкохідностей в діапазоні $n_s = 40-120$.

Об'єктом дослідження є робочий процес відцентрового робочого колеса.

Предметом дослідження є вплив запропонованих змін геометричних параметрів лопатевих граток робочого колеса на його напірні та енергетичні характеристики при незмінних зовнішніх габаритах.

Методи дослідження. При вирішенні задач дослідження використовувалися метод чисельного моделювання, експериментальний метод, метод статистичного аналізу разом з методом планування експерименту.

При проведенні теоретичних досліджень використані методи математичного моделювання на основі класичних рівнянь механіки рідини та газу (рівняння Рейнольда, нерозривності, переносу характеристик турбулентності та рівняння динаміки гідромеханічних систем) за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX. Математичні моделі є сукупністю нелінійних алгебраїчних та диференціальних рівнянь у часткових та повних похідних. Достовірність наукових результатів роботи обумовлена застосуванням апробованих методів дослідження, відповідністю прийнятих припущень характеру вирішуваних задач, адекватністю математичних моделей. Фізичний експеримент, як складова частина дослідження, включав в себе випробування ступеня відцентрового насоса на стенді кафедри прикладної гідроаеромеханіки СумДУ. Точність та достовірність отриманих експериментальних даних забезпечено використанням методики проведення випробувань, що відповідає міждержавному стандарту ДСТУ 6134-2009 (ISO 9906:1999) «Насоси динамічні. Методи випробувань», а також допустимою похибкою вимірювання фізичних величин.

Наукова новизна одержаних результатів:

- вперше узагальнені різні пропозиції по підвищенню напірності робочих коліс відцентрових насосів і доведена можливість їх спільного застосування;

- установлені співвідношення геометричних параметрів робочих коліс, які забезпечують одночасно максимальний напір і ККД;

- вперше установлений діапазон швидкохідностей робочих коліс, у якому сукупність підвищення напору і ККД оптимальні;

- виявлена можливість застосування робочих коліс із удосконаленими лопатевими гратками у складі ступеня без заміни направляючого апарата.

Практичне значення одержаних результатів для насособудування полягає в наступному:

- доведена ефективність застосування затиловки вихідних кромek лопатей двоярусних ґраток і лопатей S-подібної форми у двох'ярусних ґратках як засобів підвищення напору ступеня;
- сформульовані рекомендації щодо вибору геометричних параметрів робочих коліс для одержання високих (15-30 %) значень підвищення їх напору за умови збереження рівня економічності;
- сформульовані рекомендації до проектування робочих коліс підвищеної напірності залежно від коефіцієнта швидкохідності;
- розширені можливості заміни фізичного експерименту чисельним із використанням методики його планування;
- результати дисертаційної роботи впроваджені на підприємствах Gity Tejarat Yadman Co. (Тегеран), ВАТ «ВНДІАЕН» (Суми), ТОВ «Неохім В» (Суми) і у навчальному процесі кафедри прикладної гідроаеромеханіки СумДУ, що підтверджено відповідними актами впровадження.

Особистий внесок здобувача. Усі наукові результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. У друкованих працях, опублікованих у співавторстві, автору належать: [1,6] – обґрунтування актуальності та аналіз способів підвищення енергоефективності насосного обладнання, [2,7] – огляд способів підвищення напору і робочого процесу ступеня при відповідному зниженні швидкохідності, [3,8] – обґрунтування та аналіз результатів чисельного експерименту щодо спільного застосування способів підвищення напору ступеня, [4] – оцінка економічного ефекту від впровадження результатів дослідження. У роботах [5], [9], [10], [11] і [12], які написані автором самостійно, виконане узагальнення результатів досліджень, наведений опис методики і результати оптимізації геометричних параметрів робочих коліс з метою підвищення напору, а також рекомендації до проектування робочих органів.

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

- XIV Міжнародній науково-технічній конференції «Герметичность, виброненадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования. Гервикон+насосы-2014» (м. Суми, 2014);
- Міжнародній науково-практичній конференції «Recent studies of applied sciences» (м. Київ, 2015);
- Всеукраїнських міжвузівських науково-технічних конференціях «Сучасні технології у промисловому виробництві» (м. Суми, 2010, 2014);
- Науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів і студентів СумДУ (2011, 2013, 2015).

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 5 статей, із яких 4 у наукових фахових виданнях України, 1 стаття у зарубіжному виданні, 7 тез доповідей.

Структура й обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаної літератури і додатків. Повний

обсяг дисертації – 150 сторінок, 58 рисунків і 24 таблиць за текстом, 4 додатки на 4 сторінках, список використаної літератури із 131 джерела на 14 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовано її мету та задачі, визначено об'єкт, предмет та методи дослідження, наукову новизну та практичну цінність роботи.

В першому розділі зроблено аналіз відомих способів підвищення напору окремого ступеня відцентрових насосів.

Незважаючи на те, що робочий процес відцентрової лопатевої гратки у насосному режимі досить детально досліджений та ґрунтовно описаний у багатьох наукових працях, пошуки шляхів впливу на її напірні та енергетичні характеристики продовжуються. У деяких випадках експлуатації насосів виникає необхідність зміни їх параметрів, що викликано завданнями та проблемами, з якими стикаються підприємства, зокрема в нафтогазовому комплексі, які експлуатують насосне обладнання. Зазвичай, це стосується зниження значення витрати чи напору при зниженні дебету нафтових свердловин, що вирішується шляхом часткової чи повної 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 неприйнятним.

Відомі на сьогодні способи впливу на напірні та енергетичні характеристики ступеня є досить різними як за методом реалізації, так і за ефектом від їх впровадження, та в основному передбачають зміну форми лопатевої гратки робочого колеса. До них можна віднести використання двоярусної гратки, затилочки вихідних кромки лопатей, щілинних лопатей і лопатей S-подібної форми.

Наукові пошуки в напрямку підвищення напірності ступеня насоса шляхом використання перелічених способів здійснювалися різними насособудівними підприємствами досить тривалий час. Хоча рівень дослідження даної проблематики досить глибокий, ці пошуки відзначалися несистемним, локальним характером та іноді супроводжувалися суперечливими даними. Слід зазначити, що підвищення напору ступеня на величину більше 8 % за рахунок використання розглянутих способів окремо наразі не досягнуто. Виходячи з цього, була сформульована задача системно проаналізувати можливість сумісного використання відомих способів підвищення напору ступеня в рамках модернізації лопатевої гратки базового робочого колеса як перспективне конструктивне рішення для більш істотного підвищення його напірності. Такий підхід дає можливість очікувати принципового (20-30%) підвищення напору ступеня за умови збереження його масогабаритних показників. Прикладом цього могла б стати розробка і дослідження робочих коліс на базі використання двоярусної гратки із затилованими, щілинними лопатями, лопатями S-подібної

форми чи навіть шляхом поєднання усіх цих способів одночасно при їх оптимальному співвідношенні.

На основі проведеного літературного огляду, накопиченого досвіду, теоретичних та експериментальних досліджень способів підвищення напору ступеня відцентрового насоса визначено необхідність встановлення особливостей робочого процесу, ряду геометричних параметрів лопатевої ґратки, їх співвідношення з метою забезпечення оптимальних енергетичних параметрів. Вирішення цих питань визначило мету і задачі досліджень. Запропоновано методику їх поетапного розв'язання, яка характеризує системний підхід та дозволяє виконати увесь комплекс досліджень.

У **другому розділі** формулюються мета досліджень і задачі, які вирішувалися для її досягнення. Описані методи і засоби проведення досліджень.

Виконаний аналіз методів дослідження дозволив визначити в якості таких статистичний аналіз, чисельний та фізичний експерименти. Статистичний аналіз дозволив визначити найбільш значимі критерії, які впливають на характеристики і втрати в проточній частині. Чисельне дослідження дозволило визначити залежності для означених критеріїв. Для перевірки та обґрунтування адекватності отриманих результатів із використанням перших двох методів проводилося експериментальне дослідження інтегральних характеристик проміжного ступеня насоса ЦНС 180-1900 на експериментальному стенді і порівняння інтегральних характеристик, отриманих при фізичному і чисельному експериментах. При цьому було наведено аналіз статистичного огляду, описані методики проведення чисельного і фізичного експериментів.

Чисельне дослідження дозволило визначити залежності потоку в проточній частині для різних режимів роботи проводився за допомогою ліцензованого програмного продукту ANSYS CFX 12.0. Розрахункова область включала ступінь, який складався із одного каналу робочого колеса та направляючого апарата (рис.1). Розрахунок течії проводився в стаціонарній постановці. Густина робочої рідини була прийнята сталюю, режим течії – турбулентний. Для замикання системи рівнянь Рейнольдса використовувалася стандартна $k-\varepsilon$ модель турбулентності. У якості граничних умов були задані: на вході – масова витрата, на виході – статичний тиск, на всіх твердих поверхнях – умова дорівнювання швидкості нулю (умова прилипання). Статорні і роторні елементи вважалися зафіксованими відповідно один до одного.

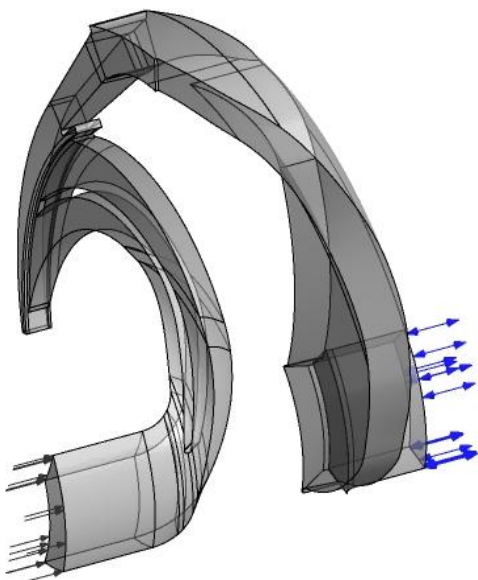


Рисунок 1 – Розрахункова область ступеня

Розрахунок проводився для дев'яти режимів роботи ступеня. У результаті чисельного дослідження отримані величини швидкостей і тиску для кожної

комірки розрахункової сітки. Для визначення інтегральних величин проводилося осереднення по масовій витраті.

Експериментальні дослідження проводилися на експериментальному стенді кафедри Прикладної гідроаеромеханіки СумДУ, який працює по замкненій схемі

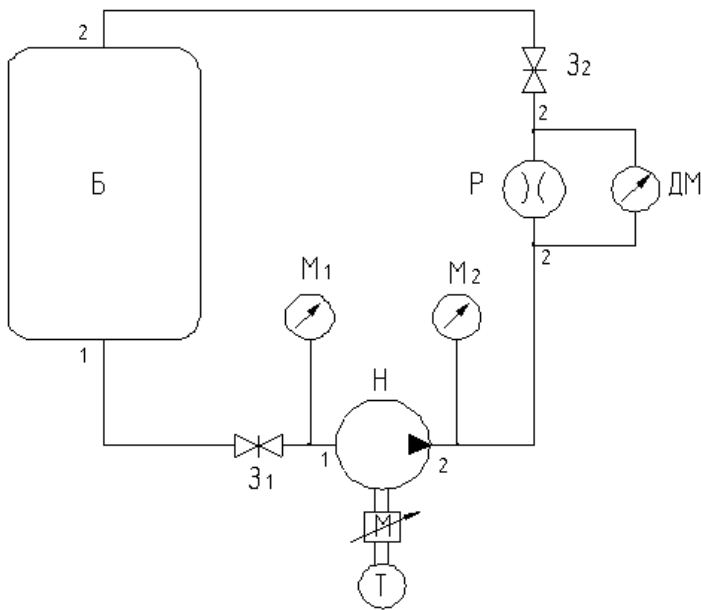


Рисунок 2 – Схема експериментального стенду: Б – бак, М – манометри, З – засувки, Н – насос з досліджуванним ступенем, М – електродвигун, Т – тахометр, Р – витратомір, ДМ – диференційний манометр, 1 і 2 – трубопроводні лінії

циркуляції рідини (рис. 2). Точність та достовірність отриманих експериментальних даних забезпечено використанням методики проведення випробувань, що відповідає міждержавному стандарту ДСТУ 6134-2009 (ISO 9906:1999) «Насоси динамічні. Методи випробувань», а також допустимою похибкою вимірювання фізичних величин. Необхідно зауважити, що аналіз похибок прямих та непрямих вимірювань під час проведення експериментальних досліджень показав, що похибки визначення величин подачі, напору, потужності та ККД не перевищують допустимих меж.

У третьому розділі наведено результати експериментальних та чисельних досліджень, які були оброблені у вигляді співвідношень безрозмірних коефіцієнтів напору ψ , подачі φ і потужності μ до безрозмірних коефіцієнтів цих параметрів (ψ_0 , μ_0 , φ_0) у точці максимального ККД. Зазначені коефіцієнти визначалися як:

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2}; \varphi = \frac{4Q}{\pi D_2^2 u_2}; \mu = \frac{\varphi\psi}{\eta} = \frac{8N}{\rho\pi D_2^2 u_2^3 \eta}, \quad (1)$$

де H – напір насоса; u_2 – колова швидкість робочого колеса на діаметрі D_2 ; Q – подача насоса; D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса; N – потужність насоса; η – ККД.

У процесі проведення експериментальних досліджень було отримано напірні та енергетичні характеристики ступеня. Порівняння результатів чисельного моделювання та фізичного експерименту наведено на рисунку 3.

Аналізуючи ці характеристики, можна зазначити, що розбіжності результатів, отриманих шляхом чисельного моделювання та фізичного експерименту, не перевищують 4 %, тому можна зробити висновок про адекватність обраної моделі розрахунку та достовірність результатів, отриманих шляхом чисельного моделювання течії рідини в проточній частині ступеня.

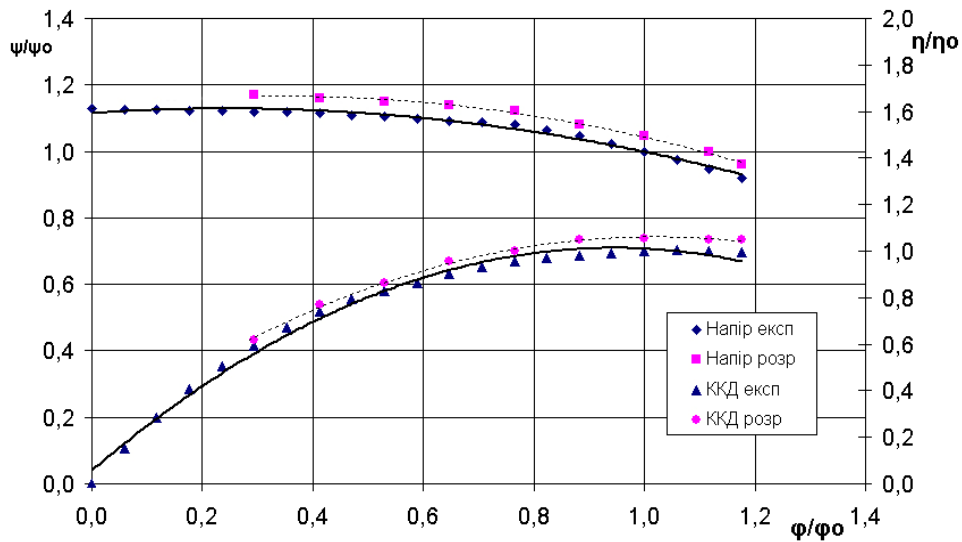


Рисунок 3 – Напірні та енергетичні характеристики ступеня, отримані шляхом чисельного моделювання та фізичного експерименту

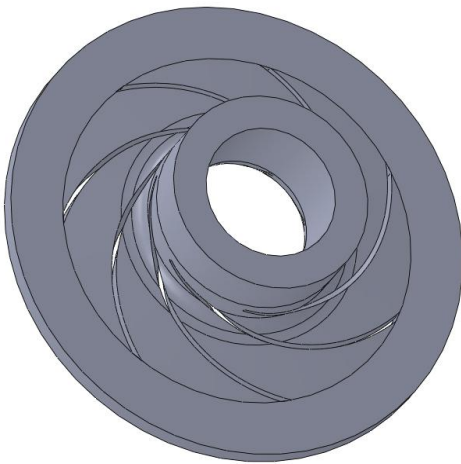


Рисунок 4 – Розрахункова область робочого колеса

Оскільки підвищення напору ступеня досліджуваними способами забезпечувалося в основному в межах проточної частини робочого колеса, всі подальші дослідження проводилися лише на окремому робочому колесі (рис. 4). Правомірність такого підходу полягає в доведенні фізичним дослідженням ступеня адекватності обраної моделі розрахунку. Послідовно були проведені дослідження ефективності кожного із способів підвищення напору окремо та в поєднанні один з одним. Всього було досліджено 17 типів лопатевих ґраток на шести режимах роботи. Результати дослідження наведено у вигляді

різниці напору і ККД відносно базового (серійного) робочого колеса (рис. 5.).

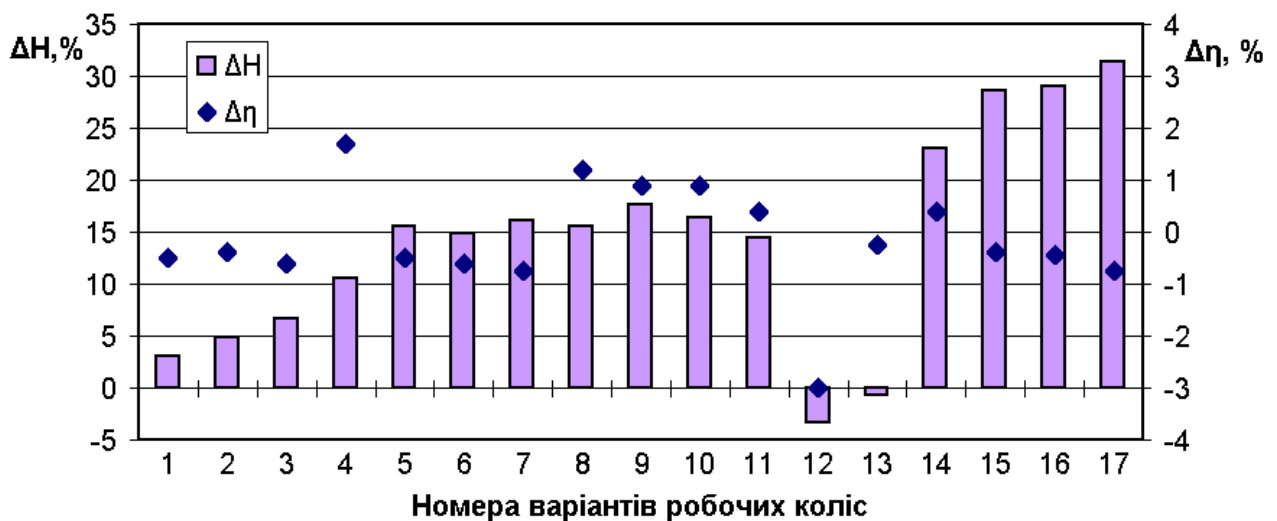


Рисунок 5 – Загальні результати досліджень

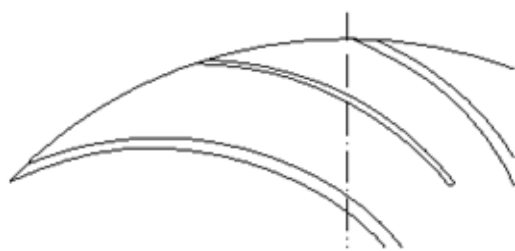


Рисунок 6 – Схема двоярусної гратки

насоса ЦНС 180-1900, вдалося досягти зростання напору на 6,6% при падінні ККД на 0,6%.

Зважаючи на те, що досить ґрунтовні і всебічні дослідження впливу затилування вихідних кромek лопатей на характеристики робочого колеса

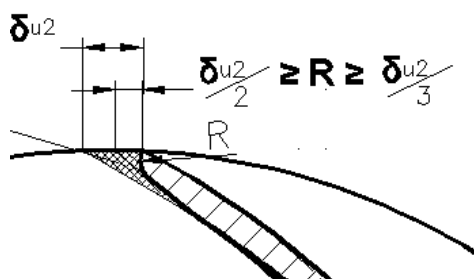


Рисунок 7 – Форма затилковки, запропонована Богуном

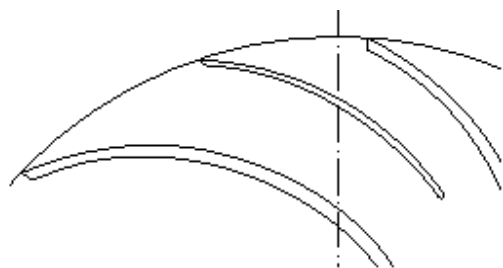


Рисунок 8 – Схема двоярусної гратки з затилковкою

вихідних кромek виконувалася для лопатей обох ярусів. Результати чисельних досліджень таких граток відрізнялися мало, і в середньому становили: зростання напору на 15% при падінні ККД на 0,6%.

Із аналізу отриманих даних були зроблені висновки: спільне застосування двоярусної гратки і затилковки забезпечує більший приріст напору, ніж кожен спосіб окремо; варіації товщини та розташування лопаті другого ярусу практично не впливають на підвищення напору, а основний ефект забезпечується затилковкою; наявність додаткової лопаті значної довжини у міжлопатевому каналі неминуче веде до зростання гідравлічних втрат.

У зв'язку з цим вирішено було створити таку лопатеву систему, де б ефект підвищення напору в результаті застосування затилковки вихідних кромek лопатей проявився максимально, а негативний ефект росту гідравлічних втрат зменшився.

Найкращих результатів при дослідженні коліс із різними видами двоярусної гратки (№1 – №3) вдалося досягти при використанні гратки з додатковою короткою лопаттю другого ярусу довжиною, рівною половині довжини основної і зсунутою за кроком (рис 6.). У порівнянні з параметрами базового робочого колеса в розрахунковій точці, що входить до складу ступеня

проводились останнім часом в СПбДПУ Богуном В.С., вирішено було дослідити отриману ним оптимальну форму затилковки (рис 7.) стосовно колеса насоса ЦНС.

Дослідження показали, що затилковка подібної форми (№4) являє собою ефективний спосіб підвищення напору робочого колеса – вдалося досягти зростання напору на 10,4% і ККД на 1,7%.

В подальшому досліджувався вплив спільного застосування двоярусної гратки і затилковки (рис 8.) на характеристики робочого колеса. Розглядалися декілька коліс (№5 – №7), у яких лопать другого ярусу мала різну товщину і положення в міжлопатевому каналі. Слід зазначити, що затилковка

Тому була запропонована принципово нова ідея ґратки, яка полягала в тому, щоб на виході із робочого колеса встановити декілька досить коротких (довжиною в 10% від довжини основної лопаті) додаткових лопатей другого ярусу, виконуючи при цьому кромки усіх лопатей затилованими (№8 – №11). Ці додаткові лопаті виконувалися як однакової товщини з основною, так і у два рази меншою. Варіювалася також їх кількість. На рисунку 9 представлена схема однієї з таких ґраток і розподіл відносних швидкостей.

У порівнянні з базовим робочим колесом отримано зростання напору на 14,5-17,6% і ККД на 0,4-1,2%. Зважаючи на це, конструкція лопатевої ґратки запропонованого типу дозволяє встановити відразу декілька коротких лопатей другого ярусу, що в купі з ефектом затиловки дає можливість досягти більш значного підвищення напору, ніж при використанні інших видів двоярусних ґраток. Крім того, з'явилася можливість досягти і зростання ККД, по-перше, за рахунок зменшення гідравлічних втрат на тертя потоку рідини по додаткових лопатях у зв'язку зі зменшенням їх довжини, а, по-друге, головним чином, за рахунок того, що встановлена на виході із робочого колеса система коротких лопатей дозволяє суттєво вирівняти епюру $v_{u2} \cdot r_2$ і впорядкувати потік на виході із колеса.

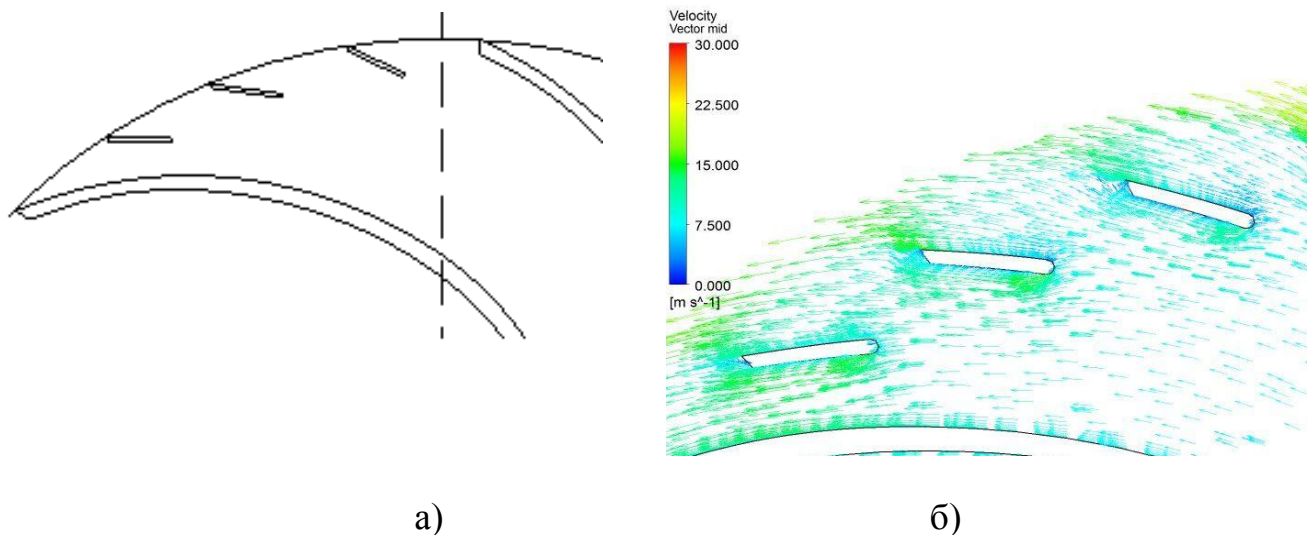


Рисунок 9 – Лопатева ґратка з додатковими короткими лопатями
а) схема лопатевої ґратки; б) розподіл відносних швидкостей.

Застосування щілинних лопатей для робочого колеса досліджуваного типу не дало позитивного ефекту. Результати дослідження робочих коліс із виконаними розрізами у лопатях, розташованих як найближче до вхідної кромки, так і на середині лопаті (№12 – №13) показали негативний результат. Це можна пояснити тим, що у базовому колесі на розрахунковому режимі структура потоку задовільна, і в його конструкцію немає сенсу вводити конструктивні зміни, спрямовані на здув граничного шару. Також можна припустити, що рекомендації із застосування щілинних лопатей для підвищення напору прийнятні виключно індивідуально для кожного окремого робочого колеса і конкретного діапазону роботи по Q . Тому даний спосіб для подальших досліджень не використовувався.

Дослідження робочих коліс із лопатями S-подібної форми проводилося з урахуванням результатів, отриманих на попередніх етапах. До розгляду відразу

були прийняті конструкції ґраток коліс на базі використання S-подібних затилованих лопатей з додаванням другого ярусу ґратки із короткими лопатями довжиною 10% від довжини основної лопаті (№14 – №17) (рис 10.).

Результати розрахунків показали зростання напору на 31,4% при падіння ККД на 0,7%. Застосування лопатевої ґратки S-подібної форми з точки зору підвищення напору є найбільш ефективним. При цьому необхідно підкреслити, що конструювання лопатей подібної форми спрямоване на збільшення кута β_2 . Це незначною мірою впливає на ККД робочого колеса, однак веде до зниження коефіцієнта реактивності i , отже, зростання втрат у відвідному пристрої. Підвищення напору більш ніж на 30 % при незмінних геометричних параметрах робочого колеса і ступеня в цілому при свідомому зниженні ККД у багатьох випадках експлуатації насосів типу ЦНС може бути цілком виправдана.

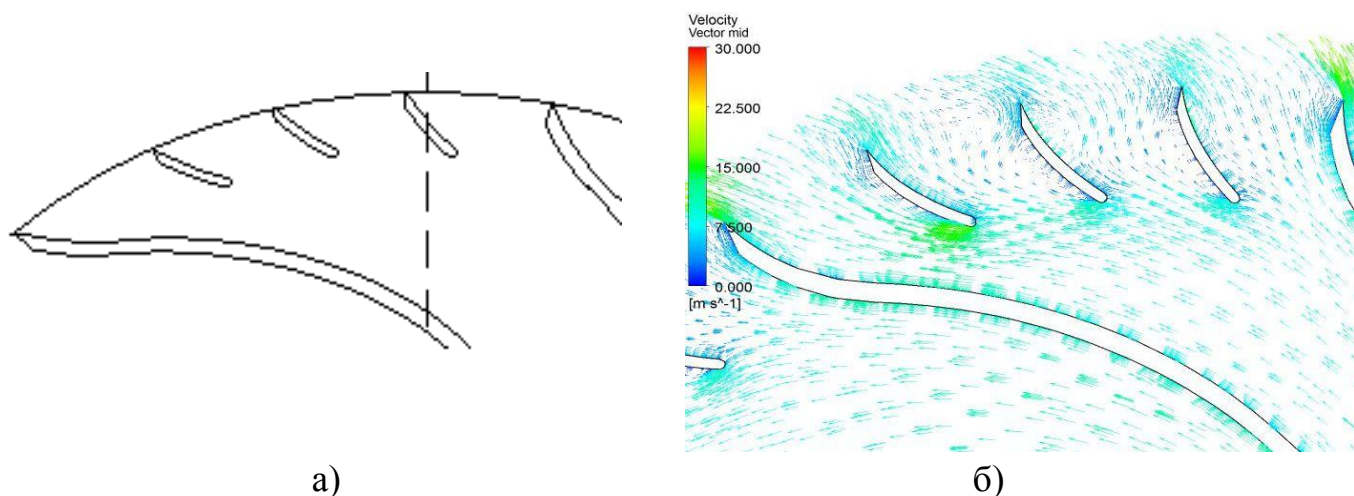


Рисунок 10 – Лопатева ґратка з додатковими лопатями S-подібної форми
а) схема лопатевої ґратки; б) розподіл відносних швидкостей.

У **четвертому розділі** викладено методику і результати оптимізації геометричних параметрів робочих коліс з метою отримання максимального напору і ККД на основі планування чисельного експерименту.

Підвищення напірності ступеня насоса визначається в основному геометрією робочого колеса. Так як процеси, що відбуваються у відцентровому насосі в цілому і в колесі зокрема, є багатофакторними, то для виявлення оптимального співвідношення геометричних параметрів лопатевої ґратки колеса необхідно було створити модель, що характеризує залежність напору і ККД одночасно від декількох основних впливаючих факторів.

Одержання математичних моделей залежності напору і ККД від геометричних параметрів робочого колеса являє собою задачу одночасного розгляду декількох параметрів оптимізації. Таким чином, результат дослідження є розв'язанням компромісної задачі знаходження умовного екстремуму для однієї поверхні відгуку при обмеженнях, що накладаються іншою. Для цього використовувався метод невизначених множників Лагранжа.

Для проведення оптимізаційного аналізу було запропоновано дві принципові конструктивні схеми лопатевих ґраток робочого колеса, описані й обґрунтовані в третьому розділі (рис 11). Дослідження проводилися при кількості

основних лопатей робочого колеса $Z_1 = 7$ і $Z_2 = 8$ як найбільш широко вживаних для коліс розглянутого типу. Таким чином, мали чотири види конструкцій лопатевих ґраток робочих коліс: схема, зображена на рис 11 а) при $Z_1 = 7$ і $Z_2 = 8$ і схема, зображена на рис 11 б) при $Z_1 = 7$ і $Z_2 = 8$. Для подальших дослідів ці схеми позначені номерами А7, А8, Б7 і Б8 відповідно.



Рисунок 11 – Схеми лопатевих ґраток, запропоновані для оптимізаційного аналізу

Як параметри оптимізації прийняті напір (y_h) і ККД (y_η) колеса. Як основні фактори, що впливають на параметри оптимізації, прийняті для схем А7, А8: x_1 – довжина короткої лопаті l , x_2 – зсув за кроком в напрямку обертання вхідної кромки короткої лопаті δ , x_3 – зсув за кроком в напрямку обертання короткої лопаті Δt , x_4 – товщина короткої лопаті s ; для схем Б7, Б8: x_1 – відношення діаметра дуги відігнутої ділянки лопаті d до зовнішнього діаметра робочого колеса $\bar{d} = d/D_2$, x_2 – зсув за кроком в напрямку обертання короткої лопаті Δt , x_3 – відношення діаметра, на якому відбувається сполучення відігнутої ділянки з лопатою D^* , до зовнішнього діаметра робочого колеса $\bar{D} = D^*/D_2$, x_4 – товщина короткої лопаті s . Параметри \bar{d} і \bar{D} приймалися однаковими для основних і коротких лопатей. Число коротких лопатей в міжлопатевому каналі прийнято для схем А7 і Б7 $z = 3$ та для схем А8 і Б8 $z = 2$ як оптимальні, що було визначено на попередньому етапі досліджень. В якості плану експерименту був прийнятий повний факторний експеримент, що дозволяє одержати оцінки впливу кожного фактора на параметри оптимізації. Всього було виконано 64 чисельних дослідження.

Для оптимізаційного аналізу використовувалася лінійна модель

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4, \quad (2)$$

де b_i – значення коефіцієнтів рівняння регресії.

У результаті досліджень отримано наступні рівняння регресії:

схема №1 –

$$y_h = 149,341 + 1,239x_1 - 1,273x_2 - 0,156x_4, \quad (3)$$

$$y_\eta = 95,202 - 0,1125x_1 - 0,25x_2 + 0,2125x_3 - 0,4125x_4; \quad (4)$$

схема №2 –

$$y_h = 149,439 + 0,869x_1 - 0,98x_2 + 0,136x_3 - 0,409x_4, \quad (5)$$

$$y_\eta = 94,497 - 0,2x_1 - 0,1625x_2 + 0,1x_3 - 0,5625x_4; \quad (6)$$

схема №3 –

$$y_h = 171,139 - 1,419x_1 - 1,12x_2 - 2,576x_3 - 0,198x_4, \quad (7)$$

$$y_\eta = 94,872 + 0,5375x_1 + 0,15x_2 + 0,6x_3; \quad (8)$$

схема №4 –

$$y_h = 170,873 - 1,2425x_1 - 0,514x_2 - 2,74x_3 - 0,799x_4, \quad (9)$$

$$y_\eta = 94,969 + 0,594x_1 - 0,406x_4. \quad (10)$$

Для знаходження оптимальних значень параметрів розв'язувалася компромісна задача методом невизначених множників Лагранжа по знаходженню режимів, що забезпечують максимальний напір колеса при значеннях ККД, що задаються. ККД колеса визначався рядом значень $y_\eta = 0,93 \dots 0,96$ із кроком 0,05. Кожному із цих значень будуть відповідати значення максимального напору. Режими, що забезпечують виконання даної вимоги, будуть оптимальними. Вони можуть бути встановлені знаходженням умовного максимуму функції y_h при обмеженнях, що накладаються функцією y_η .

Для розв'язання цієї задачі була складена допоміжна функція F :

$$F = b_{0h} + b_{1h}x_1 + b_{3h}x_3 + b_{4h}x_4 + \lambda_1(b_{0\eta} + b_{1\eta}x_1 + b_{3\eta}x_3 + b_{4\eta}x_4 - y_\eta) + \lambda_2(x_1^2 + x_2^2 + x_4^2 - \rho^2). \quad (11)$$

Диференціюючи цю функцію за всіма аргументами і прирівнюючи нулю часткові похідні, маємо систему рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} b_{1h} + b_{1\eta}\lambda_1 + 2x_1\lambda_2 = 0 \\ b_{2h} + b_{2\eta}\lambda_1 + 2x_2\lambda_2 = 0 \\ b_{3h} + b_{3\eta}\lambda_1 + 2x_3\lambda_2 = 0 \\ b_{4h} + b_{4\eta}\lambda_1 + 2x_4\lambda_2 = 0 \\ b_{0\eta} + b_{1\eta}x_1 + b_{3\eta}x_3 + b_{4\eta}x_4 - y_\eta = 0 \\ x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + x_4^2 - \rho^2 = 0, \end{array} \right. \quad (12)$$

розв'язуючи яку, отримаємо оптимальне співвідношення факторів. Останнє рівняння системи як поверхня обмеження факторного простору, введене тому, що при знаходженні розв'язків отриманої системи значення $x_1 - x_4$ виходили за область експерименту.

Співвідношення геометричних факторів лопатевої гратки робочого колеса, що забезпечують одночасно максимальний напір і ККД наведені в таблицях 1 і 2, в яких S – товщина основної лопаті.

Таблиця 1.

№ схеми	l/D_2	$\Delta t/t$	s/S
A7	0,09	0	0,788
A8	0,088	0,049	0,583

Таблиця 2.

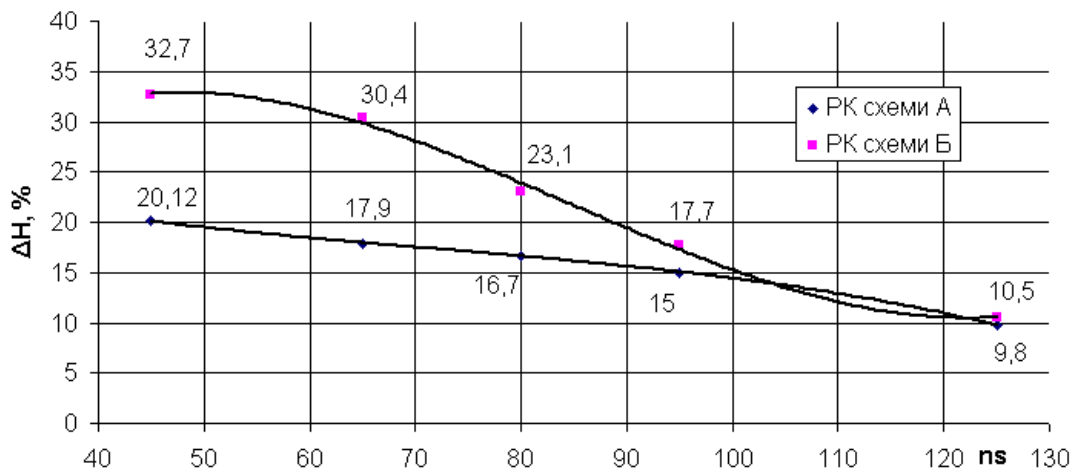
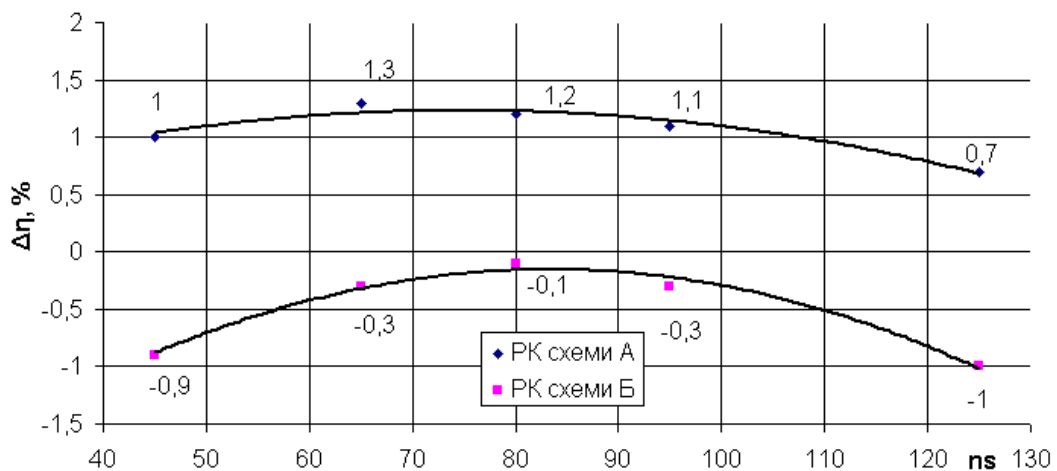
№ схеми	\bar{d}	$\Delta t/t$	\bar{D}	s/S
Б7	0,217	0	0,822	0,66
Б8	0,388	0,034	0,8	0,643

На основі отриманих математичним шляхом оптимальних значень геометричних параметрів робочих коліс розглянутих схем були створені і досліджені їх відповідні моделі. Результати даного дослідження представлені у вигляді підвищення напору і ККД щодо базового колеса в таблиці 3.

Таблиця 3.

№ схеми	$\Delta H, \%$	$\Delta \eta, \%$
A7	18,2	0,8
A8	17,9	1,3
Б7	31,4	-0,3
Б8	30,4	-0,33

У п'ятому розділі викладено результати досліджень щодо встановлення діапазону швидкохідностей робочих коліс, у якому сукупність підвищення напору і ККД оптимальні. Було обрано робочі колеса з $n_s = 45, 65, 80, 95, 125$. Досліджувалося три конструкції кожного колеса: базова та модернізована за схемами А і Б.

Рисунок 12 – Залежність підвищення напору від n_s Рисунок 13 – Залежність підвищення ККД від n_s

Підвищення параметрів напору і ККД коліс з модернізованими лопатевими ґратками відносно базового залежно від n_s на робочому режимі наведено на

рисунках 12 і 13. Оптимальним з точки зору підвищення напору і ККД робочого колеса слід визнати діапазон $n_s = 65 \dots 95$.

Також досліджувалась ефективність роботи модернізованого базового робочого колеса насоса ЦНС 180-1900 у складі ступеня з незмінним направляючим апаратом. На рисунку 14 представлений графік залежності параметрів напору і ККД досліджуваних ступенів у порівнянні з базовим на робочому режимі.

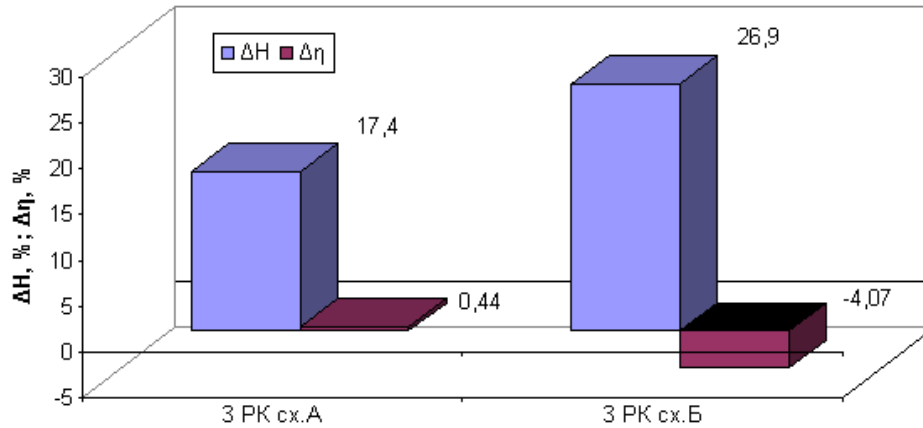


Рисунок 14 – Залежність напору і ККД досліджуваних ступенів відносно базового ступеня

Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновки про те, що напір і ККД ступеня з колесом схеми А підвищилися в порівнянні з параметрами базового ступеня; для ступеня з колесом схеми Б відзначений приріст лише напору. Виходячи з цього, використовувати робочі колеса з удосконаленими лопатевими ґратками у складі ступеня без заміни направляючого апарату цілком можливо.

Для ступеня з робочим колесом схеми А було виконано порівняння напірних та енергетичних характеристик, отриманих шляхом чисельного моделювання та фізичного експерименту при різних значеннях Q (рис. 15). Розбіжність результатів не перевищила 5%.

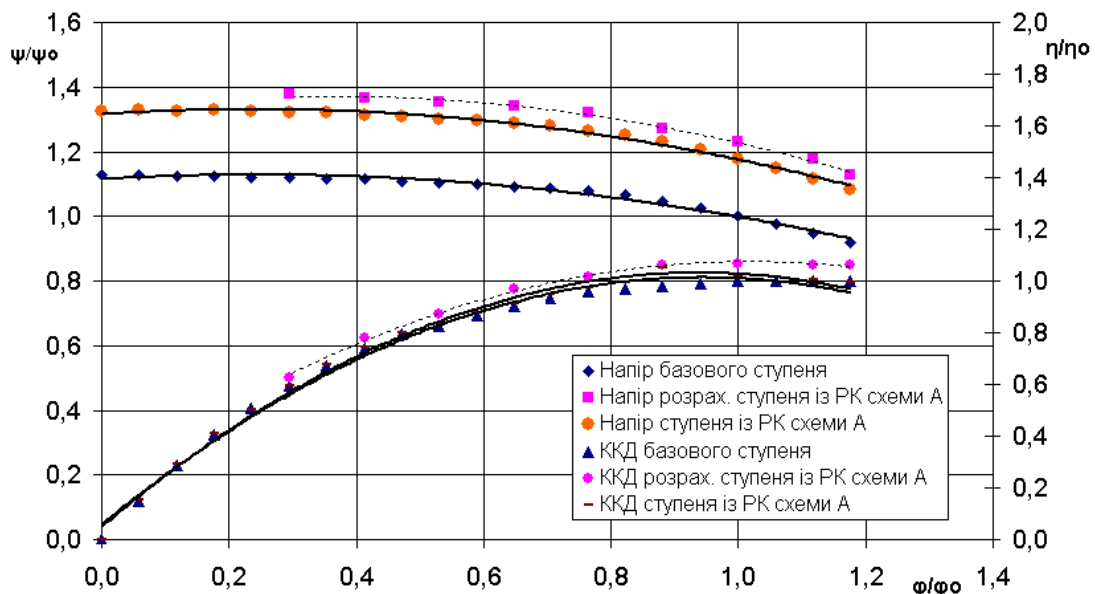


Рисунок 15 – Напірні та енергетичні характеристики ступеня з колесом схеми А, отримані шляхом чисельного моделювання та фізичного експерименту

Слід зазначити, що у дисертаційній роботі досліджувався вплив конструктивних змін, що вносилися тільки в робоче колесо. Удосконалення направляючого апарату, з точки зору пристосування його до нового робочого колеса, є окремою задачею, яка у роботі не ставилась. Але цілком зрозуміло, що в цьому напрямку існують додаткові резерви для підвищення техніко-економічних показників ступеня.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі розв'язана науково-практична задача підвищення напору ступеня відцентрового насоса за рахунок визначення особливостей робочого процесу й обґрунтування раціональних параметрів проточної частини.

Основні наукові та практичні результати роботи наступні:

1. На основі проведеного огляду джерел обрані найбільш перспективні способи підвищення напорності ступеню, що так чи інакше використовувалися на практиці, при збереженні основних геометричних параметрів (D_1 , D_2 , b_1 , b_2 , ω) робочого колеса: застосування двоярусних ґраток, затилочки вихідних кромок лопатей, і лопатей S-подібної форми з підвищеним кутом $\beta_{2л}$.

2. За допомогою програмного продукту ANSYS CFX проведені чисельні дослідження проміжного ступеня насоса ЦНС 180-1900 на дев'яти режимах роботи та отримані його інтегральні характеристики.

3. Виконано експериментальні дослідження ступеню насоса ЦНС 180-1900, результати яких підтвердили адекватність отриманих результатів чисельних досліджень. Розбіжності між експериментально отриманими і розрахунковими характеристиками не перевищують 4%.

4. Доведено, що робочі колеса із лопатевими ґратками двоярусного типу, із затилочкою, а також з лопатями S-подібної форми при незмінній витраті та габаритних розмірах мають ККД подібний до ККД колеса без даних модернізацій (базового). Напірність модернізованих коліс перевищує напірність базового колеса до 31%.

5. При виконанні подальших досліджень виявлений вплив на напір і ККД колеса форми, числа, довжини, товщини, положення коротких лопатей другого ярусу. Результати досліджень показали, що коротка лопать є інструментом, що допомагає регулювати і підбирати гідравлічно доцільний розподіл швидкостей на виході з робочого колеса.

6. На основі ідеї спільного застосування способів підвищення напірності колеса були запропоновані дві їх принципові конструкції: колесо, у міжлопатевому каналі якого встановлено декілька виконаних у два рази тонше у порівнянні з основною короткими додатковими лопатями довжиною 10 % від неї із затилочкою вихідних кромок лопатей обох ярусів; колесо, що має лопаті S-подібної форми із затилочкою вихідних кромок, з декількома короткими додатковими лопатями у міжлопатевому каналі, виконаними у два рази тонше в порівнянні з основною лопаттю і довжиною 10 % від неї, що повторюють форму основних лопатей.

7. Шляхом розв'язання оптимізаційної задачі на основі методики планування чисельного експерименту отримані значення геометричних параметрів робочих коліс із удосконаленими лопатевими ґратками з числом

основних лопатей $Z=7$ і $Z=8$, які дозволяють одержати одночасно максимальні значення напору і ККД.

8. Дві конструкції робочих коліс, розроблені на основі використання двоярусних лопатевих ґраток із затиловкою, при кількості основних лопатей $Z=7$ мають параметри: $l/D_2 = 0,09$, $s/S = 0,788$; при $Z=8$: $l/D_2 = 0,088$, $\Delta t/t = 0,049$, $s/S = 0,583$. Робочі колеса, розроблені на основі використання двоярусних лопатевих ґраток S-подібної форми із затиловкою, при кількості основних лопатей $Z=7$ мають параметри: $\bar{a} = 0,217$, $\bar{D} = 0,822$, $s/S = 0,66$; при $Z=8$: $\bar{a} = 0,388$, $\Delta t/t = 0,034$, $\bar{D} = 0,8$, $s/S = 0,643$.

9. На основі проведених досліджень коліс запропонованих конструкцій різних n_s визначено доцільний діапазон швидкохідностей $n_s = 65 \dots 95$, у якому сукупність підвищення напору і ККД оптимальні. Також була обґрунтована можливість застосування модернізованих робочих коліс у складі базового ступеня без заміни направляючого апарата.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Ратушный, А. В. Пути уменьшения энергопотребления насосным оборудованием [Текст] / И.А. Ковалев, А.В. Ратушный // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. — 2010. — № 3, Т. 1. — С. 86-97.
2. Ратушный, А. В. Степень низкой удельной быстроходности: особенности рабочего процесса, нетрадиционные способы повышения напорности [Текст] / И. А. Ковалёв, А. В. Ратушный // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. — 2012. — №4. — С. 35-39.
3. Ратушный, А. В. Перспективы совместного применения некоторых нетрадиционных способов повышения напорности [Текст] / И. А. Ковалёв, А. В. Ратушный, Н. А. Павловская // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. — 2013. — №1. — С. 15-18.
4. Ratushni A. Perspective methods of increasing pressure in the centrifugal pump stage [Text]/ A. Ratushni, M. Asadipour, F. Asadipour, T. Mc.Farland // Amirkabir Journal Mechanical Engineering. — 2013. — № 45. — p. 27-30.
5. Ратушный, А. В. Перспективы совместного применения некоторых нетрадиционных способов повышения напорности (часть II) [Текст] / А. В. Ратушный // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. — 2013. — №4. — С. 46-50.
6. Ратушний, О.В. Шляхи зменшення енергоспоживання насосним обладнанням [Текст] / І. О. Ковальов, О. В. Ратушний // Сучасні технології в промисловому виробництві: 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. 40.
7. Ратушный, А. В. Нетрадиционные подходы усовершенствования ступени низкой быстроходности [Текст] / А. В. Ратушный, И. А. Ковалёв // Сучасні технології в промисловому виробництві: 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. 124.

8. Ратушный, А. В. Перспективы совместного применения двухъярусной лопастной решетки и затыловки как способа повышения напора [Текст] / И.А.Ковалев, А.В. Ратушный, Н.А. Павловская // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 23-26 квітня 2013 р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. - Суми : СумДУ, 2013. — Ч.2. — С. 86

9. Ратушный, А. В. Оптимизация геометрических параметров рабочих колёс с целью повышения напорности методами планирования численного эксперимента [Текст] / А. В. Ратушный // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22-25 квітня 2014 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2014. — Ч.2. — С. 164.

10. Ратушный, А. В. Исследование перспективных способов повышения напорности центробежного насосного колеса [Текст] / А. В. Ратушный // Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования. Гервикон+насосы-2014: сборник докладов участников XIV Международной научно-технической конференции. — Суми : ООО "Печатный дом "Папирус", 2014. — С. 139-141.

11. Ратушный А. В. Повышения напора рабочего колеса центробежного насоса путём применения лопастей s-образной формы [Текст] / А. В. Ратушный // Recent studies of applied sciences: збірник матеріалів міжнародної науково-практичної конференції. — Київ, 2015 — С. 62-66.

12. Ратушный, А. В. Зависимость основных энергетических параметров рабочего колеса от коэффициента быстроходности [Текст] / А. В. Ратушный // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студ. фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій (м. Суми, 14-17 квітня 2015 р.) / Редкол.: О.Г.Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2015. — Ч.2. — С. 60-61.

АНОТАЦІЯ

Ратушний О. В. «Підвищення напівності ступеня відцентрового насоса шляхом удосконалення лопатевої гратки робочого колеса». – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Сумський державний університет, Суми, 2015 р.

У дисертаційній роботі подане нове розв'язання наукової задачі, що полягає у підвищенні енергетичної ефективності ступеня відцентрового насоса. В якості шляху розв'язання цієї задачі розглядається можливість створення ступенів із суттєво більшим напором при тих самих геометричних розмірах, величинах витрати і швидкості обертання. На основі огляду науково-технічної інформації була обгрунтована актуальність теми дослідження, сформульовані його мета і

задачи. Розв'язання наукової задачі полягає у поєднання різних способів впливу на геометрію лопатевої ґратки робочих коліс: використання двоярусної ґратки нової геометрії, затиловки вихідних кромки лопаті, лопатей S-подібної форми із підвищеним кутом виходу.

На адекватних математичних моделях отримано картини течії в робочому колесі, які дають можливість оцінки розподілів швидкостей та тисків, а також визначення геометричних параметрів, що найбільш суттєво впливають на його енергетичні характеристики. Встановлено оптимальні співвідношення основних геометричних параметрів, що дають можливість збільшити напір колеса на 15-30% при практично тому ж рівні економічності.

Встановлено вплив окремих геометричних параметрів робочого колеса з модернізованими лопатевими ґратки на його характеристики, що дало змогу провести оптимізацію за різними параметрами на основі методики планування експерименту. Визначено діапазон швидкохідностей $n_s = 65 \dots 95$, у якому сукупність підвищення напору і ККД оптимальні. Виявлена можливість застосування модернізованих робочих коліс у складі ступеня без заміни направляючого апарата.

Ключові слова: відцентровий насос, робоче колесо, удосконалена лопатева ґратка, оптимальні параметри.

АННОТАЦИЯ

Ратушный А.В. «Повышение напорности ступени центробежного насоса путём усовершенствования лопастной решетки рабочего колеса». – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Сумской государственной университет, Сумы, 2015 г.

В диссертационной работе представлено новое решение научной задачи, заключающейся в повышении энергетической эффективности ступени центробежного насоса. В качестве пути решения этой задачи рассматривается возможность создания ступеней с существенно большим напором при неизменных геометрических размерах, величинах подачи и скорости вращения. На основе обзора научно-технической информации была обоснована актуальность темы исследования, сформулированные его цель и задачи. Решение научной задачи состоит в объединении различных способов влияния на геометрию лопастной решетки рабочих колес: использование двухъярусной решетки новой геометрии, затыловки выходных кромок лопастей, лопастей S-образной формы с увеличенным углом выхода.

На адекватных математических моделях получены картины течения в рабочем колесе, которые дают возможность оценки распределения скоростей и давлений, а также определения геометрических параметров, которые наиболее существенно влияют на его энергетические характеристики. Установлены оптимальные соотношения основных геометрических параметров, которые дают возможность увеличить напор колеса на 15-30% при практически том же уровне экономичности.

На основе идеи совместного использования способов повышения напорности рабочего колеса были предложены их две конструкции: колесо, в межлопастном канале которого установлено несколько выполненных в два раза тоньше, по сравнению с основной, коротких дополнительных лопастей длиной в 10% от неё с затыловкой выходных кромок лопастей обоих ярусов; колесо, имеющие лопасти S-образной формы с затыловкой выходных кромок и с несколькими короткими дополнительными лопастями в межлопастном канале, выполненными в два раза тоньше по сравнению с основной лопастью и длиной в 10% от неё, повторяющими форму основных лопастей.

Установлено влияние отдельных геометрических параметров рабочего колеса с модернизированными лопастными решетками на его характеристики, которое дало возможность провести оптимизацию по разным параметрам на основе методики планирования эксперимента. Была решена компромиссная задача нахождения условного экстремума для одной поверхности отклика при ограничениях, налагаемых другой. Для этого использовался метод неопределённых множителей Лагранжа.

Определен диапазон быстроходностей $n_s = 65 \dots 95$, в котором совокупность повышения напора и ККД оптимальны. Указана возможность применения модернизированных рабочих колес в составе ступени без замены направляющего аппарата.

Ключевые слова: центробежный насос, рабочее колесо, усовершенствованная лопастная решетка, оптимальные параметры.

ABSTRACT

Aleksandr V. Ratushniy «Increasing head pressure in the centrifugal pump stage by cascade blade modernization of an impeller». – the manuscript.

Technical sciences candidate's thesis on speciality 05.05.17 - Hydraulic machines and hydropneumatics aggregates. – Sumy State University, Sumy, 2015.

In the dissertation presented a new solution of a scientific problem, consisting in increasing the energy efficiency of the centrifugal pump stage. As a way of solving this problem is considered the ability of creation of steps with considerably high pressure at constant geometric dimensions, feed amount and rotational speed. Based on a review of scientific and technical information has been proving the actuality the research topics and formulated its purpose and tasks.

The solution of this scientific problem, which is to increase the pressure centrifugal pump stage by combining a variety of ways to influence the geometry of the blade grid of impellers: by using the double blade grid, truncated blade shape modification, the S-shaped blades with a larger angle of outlet.

At the appropriate mathematical models to get a picture of flow in the impeller, which allow assessment of distribution of velocities and pressures and determining the geometric parameters that most significantly affect its energy characteristics. The optimum ratio of the basic geometrical parameters which allow increasing the pressure of the impeller between 15-30 % with almost the same level of efficiency.

The influence of individual geometric parameters of impeller with the modernizing blades on its characteristics, which provided an opportunity to optimize

for different parameters based on the methodology of experimental design, is established. It determined the range of high-speed $n_s = 65-95$, in which the totality of increasing pressure and the efficiency are optimal. Indicated the possibility of using modernized impellers composed stage without replacing the guide vanes.

Keywords: centrifugal pump, impeller, improved blade grid, optimal parameters.

Підписано до друку 26.05.2015 р.

Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 1,1. Обл.-вид. арк. 0,9. Тираж 120 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.