

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

Криштоп Ігор Володимирович

УДК 621.65

**УДОСКОНАЛЕНИЙ ВІДВІДНИЙ ПРИСТРІЙ ВІЛЬНОВИХРОВОГО
НАСОСА З ПОКРАЩЕНИМИ ГІДРАВЛІЧНИМИ ПОКАЗНИКАМИ**

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, доцент
ГУСАК Олександр Григорович,
Сумський державний університет,
доцент кафедри прикладної гідроаеромеханіки.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
ПАНЧЕНКО Анатолій Іванович,
Таврійський державний агротехнологічний
університет,
завідувач кафедри мобільних енергетичних засобів;

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

Захист відбудеться «4» грудня 2015 р. о 13⁰⁰ 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: «3» листопада 2015 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Є. М. Савченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. На сьогодні під час модернізації різних галузей промисловості та інфраструктури України одним із пріоритетних завдань є зниження собівартості транспортування мінеральної сировини та продуктів її переробки, особливо це актуально для гідравлічного трубопровідного транспорту. В більшості випадків для вирішення багатьох виробничих проблем під час перекачування різних рідин використовуються відцентрові насоси. Проте в разі перекачування забруднених рідин їх недоліками є закупорювання проточної частини перекачуванним продуктом та її зношення під час транспортування абразивних середовищ. Ці недоліки відсутні у вільновихрових насосах (ВВН). Проте недоліками ВВН є обмежені напори та відносно невеликі значення коефіцієнта корисної дії (ККД) порівняно з відцентровими насосами. Однак ресурс їх роботи досить високий. До ресурсу роботи необхідно віднести й пропускну здатність насоса.

Аналіз світового ринку виробництва ВВН свідчить про те, що за кордоном ці насоси проектуються та використовуються при більш високих подачах, тобто за високих коефіцієнтів швидкохідності.

Більша частина вітчизняних ВВН має максимальну енергоефективність в області швидкохідності: $n_s = 60 - 140$. Робота насоса на режимах, що відрізняються від зазначеного діапазону, часто економічно не виправдана. У цьому випадку доводиться використовувати інші типи насосів, що мають більш низький ресурс роботи. Аналіз раніше проведених досліджень показав, що за оптимальної геометрії робочого колеса швидкохідність і ККД ВВН однозначно визначаються геометрією його відвідного пристрою. Таким чином, умова досягнення максимального значення ККД для ВВН із високим коефіцієнтом швидкохідності зводиться до зменшення втрат енергії у відвідному пристрої. Тому завдання щодо поліпшення енергетичних показників ВВН та розширення сфери його застосування шляхом створення вдосконаленої конструкції відвідного пристрою є актуальним.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційна робота виконувалася згідно з планом науково-дослідних робіт (НДР) кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету (СумДУ). Здобувач був виконавцем держбюджетних НДР: «Дослідження робочих процесів динамічних машин» (№ 0110U001950) та «Дослідження робочих процесів насосів і гідроприводів» (№ 0114U000069).

Мета і задачі дослідження. Мета дослідження - підвищення енергетичної ефективності вільновихрового насоса високої швидкохідності ($n_s > 140$) шляхом створення просторового спірального відвідного пристрою.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі дослідження:

- обґрунтувати доцільність застосування ВВН високої швидкохідності ($n_s > 140$) під час транспортування забруднених середовищ;
- розробити математичну модель течії в'язкої рідини у відвідному пристрої ВВН;

- розробити вдосконалений відвідний пристрій підвищеної економічності для ВВН високої швидкодії;

- дослідити можливість розрахунку ВВН за допомогою чисельного моделювання та отримати рекомендації щодо його застосування;

- оцінити різні типи відвідних пристроїв, з яких обрати конструкцію, що забезпечує підвищення енергетичної ефективності ВВН;

- визначити раціональний діапазон зміни проектних параметрів корпусу ВВН з удосконаленим відвідним пристроєм шляхом установлення характеру їх впливу на напірну та енергетичні характеристики насоса та спрогнозувати область його використання;

- провести експериментальні дослідження ВВН з метою підтвердження адекватності розробленої математичної моделі та енергетичної ефективності запропонованої конструкції вдосконаленого відвідного пристрою і дати практичні рекомендації щодо його проектування.

Об'єкт дослідження - гідравлічні процеси взаємодії потоку рідини з елементами проточної частини вільновихрового насоса типу «Туро».

Предмет дослідження - структура течії рідини в проточній частині ВВН типу «Туро» і взаємозв'язок геометричних параметрів відвідного пристрою з характеристиками насоса.

Методи дослідження. Поставлені задачі вирішувалися шляхом використання аналітичного та чисельного методів дослідження, а також методом фізичного експерименту з випробування дослідних зразків ВВН із різними типами відвідних пристроїв.

Аналітична частина дослідження базується на аналізі матеріалів теоретичних досліджень та експериментальних робіт із проектування ВВН, що дозволило обґрунтувати актуальність теми, сформулювати її мету та задачі. Аналітичне дослідження структури втрат у відвідному пристрої насоса дозволило уточнити модель течії в ньому.

Чисельне дослідження виконане на основі розв'язання системи рівнянь, що описують фундаментальні закони гідромеханіки: рівнянь руху в'язкої рідини разом із рівнянням нерозривності потоку. Це дозволило визначити межі використання ВВН із просторовим спіральним відвідним пристроєм, раціональний діапазон варіювання його основних геометричних параметрів, а також їх вплив на напірну та енергетичні характеристики насоса.

Фізичний експеримент передбачав випробування натурних проточних частин корпусу ВВН, і був виконаний для перевірки ефективності роботи просторового спірального відвідного пристрою, а також підтвердження результатів його чисельних розрахунків.

Наукова новизна отриманих результатів:

- уперше обґрунтовано доцільність використання вільновихрових насосів із високим коефіцієнтом швидкодії $n_s > 140$;

- розроблено математичну модель течії в'язкої рідини у відвідному пристрої ВВН;

- визначені особливості робочого процесу ВВН, зокрема розподіл потоків рідини, що входять у коловому напрямі в канал відвідного пристрою, залежно від швидкохідності насоса;

- на підставі проведеного чисельного моделювання вперше встановлено взаємозв'язок геометричних параметрів різних типів відвідних пристроїв ВВН із параметрами насоса;

- уперше доведена можливість використання просторового спірального відвідного пристрою для підвищення енергетичної ефективності ВВН високої швидкохідності й установлено взаємозв'язок основних параметрів цього пристрою з характеристиками насоса.

Практичне значення одержаних результатів для насособудування полягає в наступному:

- установлено вплив конструкції відвідного пристрою на ефективність роботи ВВН із високим коефіцієнтом швидкохідності $n_s > 140$;

- сформульовані практичні рекомендації щодо вибору основних геометричних параметрів корпусу ВВН високої швидкохідності;

- створена принципово нова конструкція просторового відвідного пристрою, що дозволила підвищити енергоефективність ВВН високої швидкохідності, та проведені її випробування;

- отримано патент на корисну модель вільновихрового насоса з удосконаленим відвідним пристроєм.

Основні результати досліджень були впроваджені на підприємствах АТ «Сумський завод «Насосенергомаш» та ПАТ «ВНДІАЕН» і в навчальний процес Сумського державного університету, що підтверджено відповідними актами.

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

У написаних у співавторстві наукових публікаціях, що розкривають основні результати роботи, здобувачем виконано наступне: в роботі [1] проведені чисельні розрахунки ВВН у програмному комплексі ANSYS CFX для апробації методики чисельного дослідження на прикладі вільновихрового насоса, для якого раніше експериментальним шляхом було досліджено робочий процес і отримано зовнішні характеристики. Проведено аналіз робочого процесу ВВН [2] та отримано оцінку впливу поперечних вихорів на процес передачі енергії в насосі. Робота [3] присвячена плануванню віртуального експерименту для дослідження вихрового ступеня. У роботах [4] та [5] намічені шляхи розширення області застосування ВВН високої швидкохідності. У науковій публікації [6], написаній здобувачем самостійно, проведено аналіз гідродинамічних особливостей протікання рідини у відвідних пристроях ВВН. Отримано також чотири патенти на корисну модель «Вільновихровий насос» [7-10]. Крім того, в роботах [11-18] здобувач самостійно провів чисельні дослідження ВВН і проаналізував отримані результати.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертації доповідалися і обговорювалися: на II Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2012 р.); на XVIII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2013 р.); на XV Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка й пневматика» (м. Мелітополь, 2014 р.); на III Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2014 р.); на XX Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2015 р.); на науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів та студентів Сумського державного університету (м. Суми, 2011, 2013, 2015 рр.).

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 18 наукових праць, з них: 4 статті у фахових виданнях України, 1 стаття в зарубіжному виданні, що входить до наукометричної бази Scopus, 1 стаття у складі монографії, отримано 4 патенти на корисну модель, а також опубліковані тези 8 доповідей на науково-технічних конференціях.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаної літератури та додатків. Повний обсяг дисертаційної роботи становить 188 сторінок. Дисертаційна робота містить 91 рисунок, 6 із яких на окремих аркушах, 8 таблиць по тексту, 3 додатки на 3 сторінках, список використаної літератури зі 120 джерела на 14 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** наведені кваліфікаційні ознаки дисертації й сформульований напрямок досліджень, пов'язаний зі створенням просторового спірального відвідного пристрою, що дозволить підвищити енергетичну ефективність використання ВВН високої швидкохідності, а також розширити область їх застосування.

У **першому розділі** проаналізовано сучасний стан застосування ВВН для перекачування забруднених рідин. В Україні кафедра прикладної гідроаеромеханіки СумДУ вже давно є центром дослідження і проектування ВВН. Цими дослідженнями займалися провідні вчені кафедри: В. Малюшенко, І. Ковальов, А. Євтушенко, В. Герман, О. Котенко, В. Сапожніков, С. Яхненко, В. Соляник та інші. При цьому основна увага була приділена дослідженню робочого колеса (РК), в якому відбувається гідродинамічний процес передачі енергії перекачуваній рідині. Однак величина втрат енергії у відвідному пристрої істотно впливає на загальний ККД насоса і визначає оптимальний режим його роботи. Тому розрахунок геометрії відвідного пристрою, який забезпечує мінімум гідравлічних втрат енергії, є актуальною задачею.

Проектування відвідного пристрою ускладнене тим, що зміна швидкості у вільній камері насоса є нерівномірною вздовж його перерізу, до того ж, потік у

відвідному пристрої істотно деформується внаслідок наявності бокового протікання рідини з РК.

Наявність складної течії рідини в проточній частині ВВН призвело до різноманітних гіпотез робочого процесу, викликаних складністю фізичних процесів, що відбуваються в них. Робочий процес цих насосів і до цього часу до кінця не вивчений.

Незважаючи на складну структуру течії у відвідному пристрої ВВН, його форма повинна бути найбільш близькою до траєкторії руху рідини в ньому. На відміну від відцентрових насосів геометрія корпусу ВВН більшою мірою впливає на гідравлічні показники насоса. У ВВН, як і у відцентровому насосі, зазвичай застосовують два типи відвідних пристроїв: кільцевий та спіральний.

У відцентровому насосі рух рідини у відвідному пристрої можна розглядати як вільний спіральний вихор, що складається з радіального та колового потоків. Радіальна V_r та колова V_u швидкості є складовими абсолютної швидкості V потоку (рис. 1).

У ВВН завдяки розміщенню РК у розточуванні корпусу, абсолютна швидкість має додаткову осьову складову швидкості V_z .

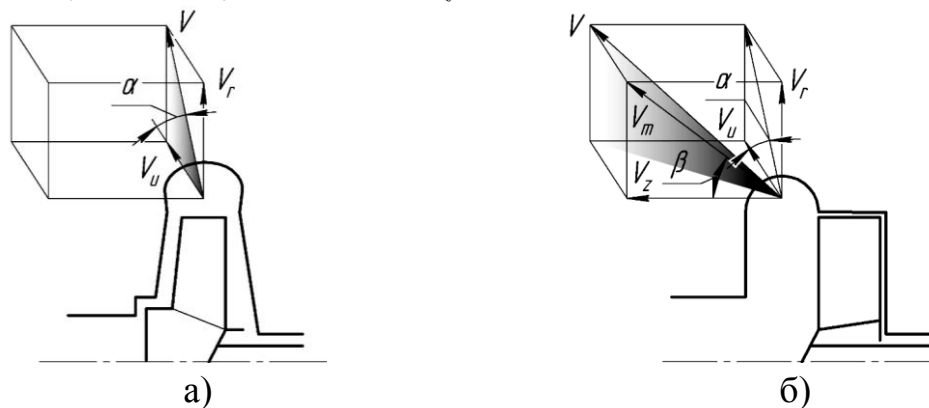


Рисунок 1 – Кінематика руху рідини у відвідному пристрої насоса:
а) відцентрового; б) вільновихрового

Зондування потоку у вільній камері ВВН, виконане В. Германом, установило картину течії в насосі з розподілом швидкостей по ширині камери. Як показують результати, потік рідини, що виходить із РК ВВН, безпосередньо впливає на розподіл швидкостей у вільній камері насоса, причому кількісно цей потік перевищує подачу насоса і співвідношення його змінюється залежно від режиму роботи насоса. Зі збільшенням швидкохідності насоса збільшується і швидкість течії рідини в РК і відповідно вплив потоку, що з нього виходить, на розподіл швидкостей у вільній камері.

Потік рідини, що виходить із РК ВВН, нерівномірний по ширині камери, маючи максимальну швидкість поблизу колеса, яка зменшується при наближенні до протилежної стінки корпусу (рис. 2 а). Такі умови на вході в канал відвідного пристрою призводять до збільшення гідравлічних втрат, що спричиняють зниження ККД насоса. Для вирівнювання швидкості на вході у відвідний пристрій, а також для зменшення втрат енергії запропоновано відвідний канал розміщувати під кутом, що дорівнює середньому куту нахилу меридіанної (витратної) швидкості, яка виходить із РК (рис. 2 б). При цьому епюру меридіанної швидкості V_m на

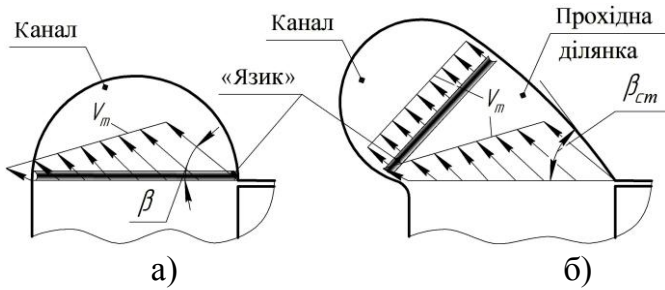


Рисунок 2 – Розподіл витратної швидкості на вході у відвідний пристрій ВВН:
а) кільцевий; б) просторовий

вході в канал відвідного пристрою можна прийняти рівномірною.

На відміну від класичного спірального відвідного пристрою запропонована конструкція корпусу є просторовою, тому що описує спіраль, витягнуту в осьовому напрямку.

У другому розділі детально розкрито мету проведення дослідження та задачі, що вирішувалися для її досягнення. Описані методи та засоби проведення досліджень.

Прийняті аналітичний та чисельний методи досліджень з подальшим підтвердженням отриманих результатів на експериментальному стенді.

У роботі для моделювання течії рідини в проточній частині ВВН використано розрахунковий програмний комплекс ANSYS CFX університетської версії.

Перед проведенням основних чисельних розрахунків була виконана верифікація розрахункової моделі на прикладі розрахунку тестової задачі, що порівнювалася з фізичними дослідженнями. Було встановлено, що для отримання достовірних даних чисельний розрахунок необхідно виконувати в нестационарній постановці та з розміщенням інтерфейсу з'єднання рухомої та нерухомої областей подалі від рухомих частин робочих органів. Визначено, що найбільш адекватною є SST-модель турбулентності.

Для перевірки ефективності роботи просторового відвідного пристрою, а також підтвердження результатів чисельного розрахунку були проведені випробування дослідних зразків корпусу на експериментальному стенді, який працював за схемою із замкненим контуром циркуляції води і мав досліджуваний зразок насоса (рис. 3).

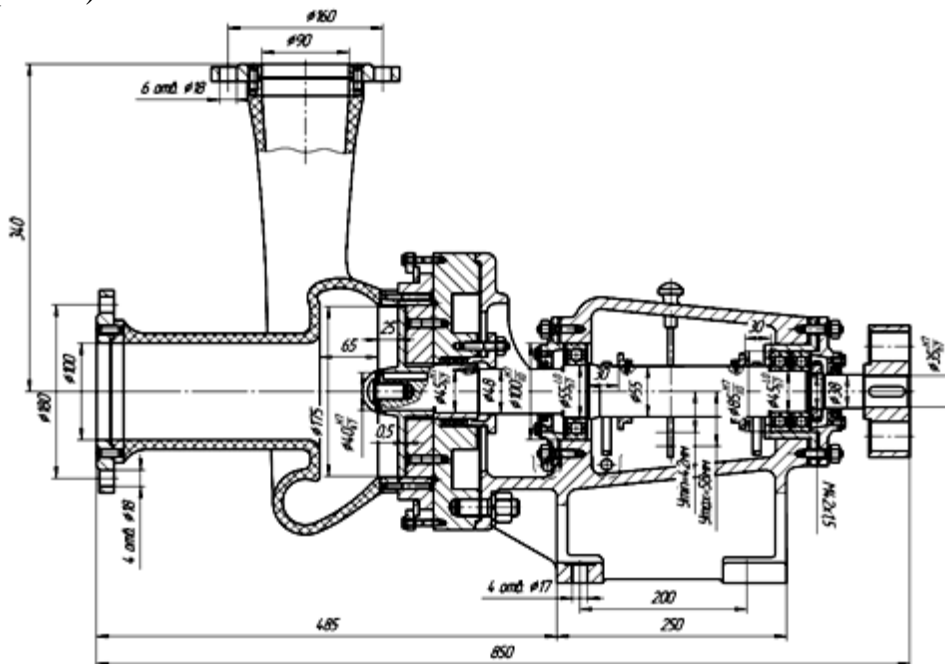


Рисунок 3 – Експериментальний вільновихровий насос

Точність і достовірність отриманих експериментальних даних забезпечувалися 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. 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 розроблено математичну модель течії в'язкої рідини у відвідному пристрої, а також методику розрахунку проектних параметрів просторового корпусу ВВН.

У результаті аналітичного дослідження експериментальних даних ВВН встановлено, що при розрахунку спірального корпусу за методикою, характерною для відцентрових насосів, спостерігається невідповідність графічної та розрахункової пропускних здатностей відвідного пристрою. Тому для досягнення їх рівності запропоновано ввести коефіцієнт пропускної здатності m , який залежить від швидкості насоса:

$$A_{\text{сп. граф}} = m \cdot A_{\text{сп. розр}}, \quad (1)$$

де $m = 0,287e^{0,02n_s}$ - коефіцієнт пропускної здатності.

Для визначення проектних параметрів спіральної камери відвідного пристрою на відміну від традиційного підходу, через побудову її кінцевого, а отже й проміжних перерізів запропонована побудова лінії контура спіралі АВС, що відповідає лінії течії частинки рідини, яка розпочинається від язика спіралі й закінчується на вході в дифузор (рис. 4).

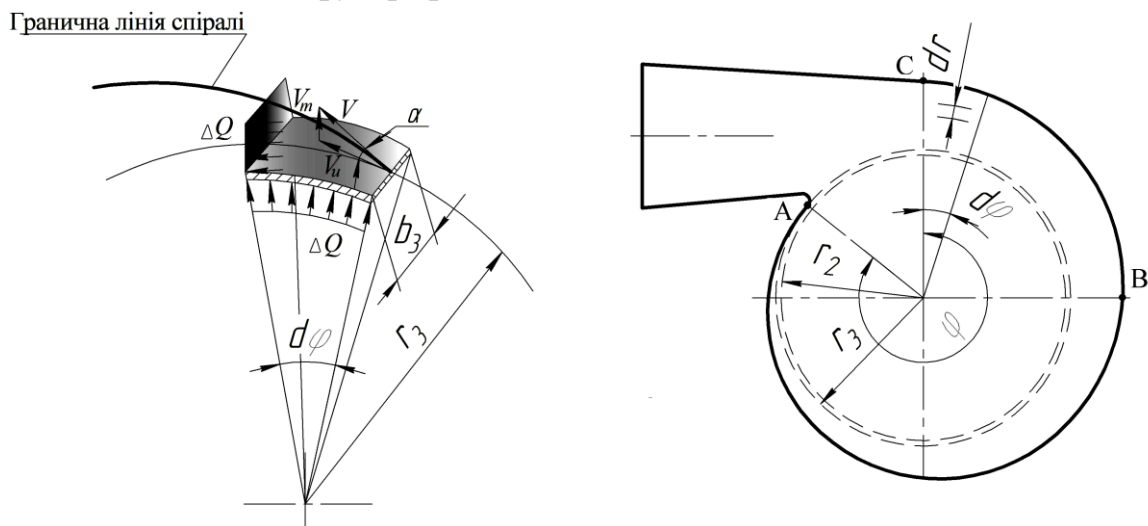


Рисунок 4 – Кінематичні параметри потоку рідини на вході у відвідний пристрій

Запишемо диференціальне рівняння лінії течії у вигляді

$$\frac{rd\varphi}{V_u} = \frac{dr}{V_r}. \quad (2)$$

Припустимо, що колова швидкість потоку підпорядковується закону потенційного вихору $V_u r = K = const$.

Радіальну швидкість знаходимо згідно з рівнянням нерозривності

$$dQ = V_{r3} b r_3 d\varphi = V_r b r d\varphi. \quad (3)$$

Тоді з рівняння (2) отримуємо розрахункову залежність для побудови лінії течії

$$dr = \frac{r}{bK} dQ. \quad (4)$$

Рівняння (4) визначає величину підйому контура спіралі в коловому напрямку відповідно до кута повороту φ (рис. 5 а).

Для відповідного пристрою з просторовою спіраллю (рис. 5 б) рівняння (4) запишеться у вигляді

$$dl = \frac{r}{bK} dQ, \quad (5)$$

де dl – елемент довжини лінії течії меридіанного перерізу спіралі.

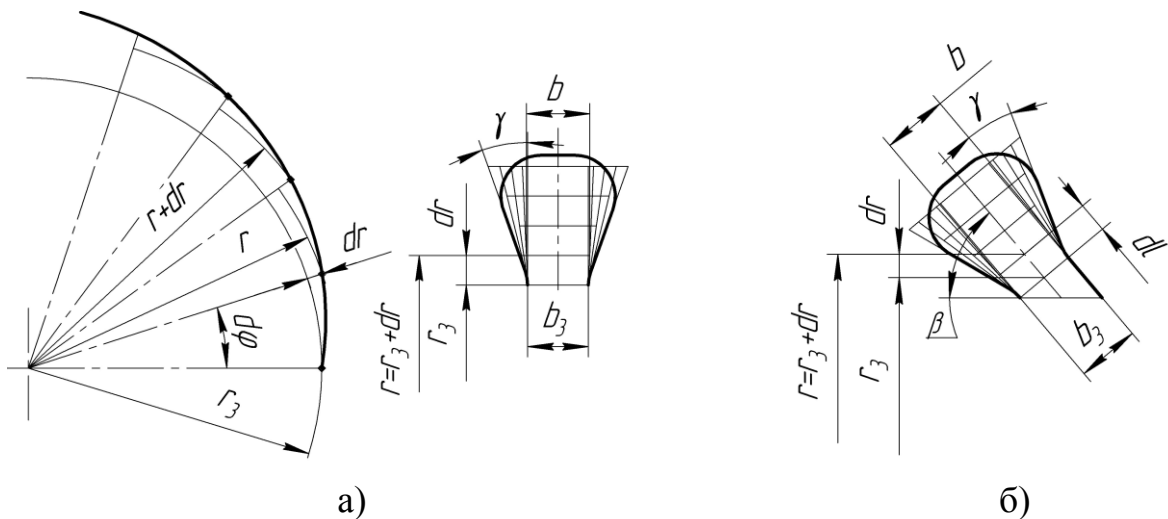


Рисунок 5 - Розрахункова схема спірального відвідного пристрою: а – побудова плану двовимірної спіралі; б – побудова плану просторової спіралі

Розглянемо рух в'язкої рідини в спіральній камері відвідного пристрою як рух рідини у вигляді сукупності елементарних струминок, що входять до відвідного пристрою і рухаються по спіральних трубках течії (рис. 6).

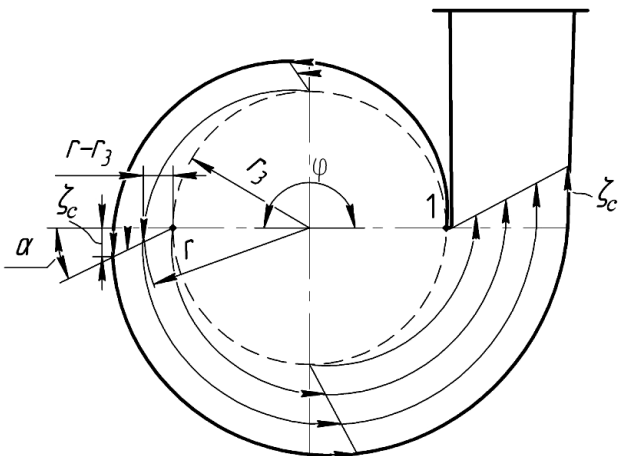


Рисунок 6 – Схема течії рідини у відвідному пристрої насоса

Для конічної поверхні, що відповідає входу в спіраль, від перерізу 1 і до довільного перерізу на куті φ запишемо рівняння Бернуллі:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + h_{1-\varphi}, \quad (6)$$

де $h_{1-\varphi}$ - втрати енергії вздовж елементарної струминки.

Знехтуємо енергією положення струминки рідини: $z_1 = z = 0$.

Величину втрат енергії $h_{1-\varphi}$ приймемо у вигляді сукупності сумарних місцевих втрат h_M , що враховують поворот, розширення потоку й інше, і втрат на тертя вздовж поверхні h_D :

$$h_{1-\varphi} = h_M + h_D = (\xi_M + \xi_D) \cdot \frac{V^2}{2g} = \xi_c \frac{V^2}{2g}, \quad (7)$$

де ξ_M , ξ_D і $\xi_c = \xi_M + \xi_D$ - коефіцієнти опору.

Елементарні струминки течії, що мають спіральну форму, замінимо на елементарні струминки у вигляді концентричних кіл. Для знаходження коефіцієнтів опору скористаємося формулою Вейсбаха, одержаною дослідним шляхом для закруглених труб:

$$\xi_c = \left[0,31 + 0,16 \left(\frac{d}{r} \right)^{3,5} \right] \cdot \frac{\varphi^0}{90^0}, \quad (8)$$

де d - діаметр труби;

r - радіус закруглення труби;

φ - кут повороту труби.

Із (8) для елементарної струминки з $d \ll r$ коефіцієнт опору труби дорівнює $\xi_c = 0,31 \frac{\varphi^0}{90^0}$.

У першому наближенні застосовуємо закон зміни коефіцієнта опору за перерізом спіралі лінійним (див. рис. 5):

$$\xi_c = \frac{\operatorname{tg} \alpha (r - r_3)}{r_0}, \quad (9)$$

де $r_0 = 1$ - одиничний лінійний розмір.

Тоді, розв'язуючи рівняння (8) з урахуванням (9), одержуємо залежність зміни моменту швидкості течії рідини по спіралі від радіуса:

$$V_u \cdot \left[(a + b \cdot r)^{\frac{a-2}{2a}} \cdot r^{\frac{1}{a}} \right] = \operatorname{const}, \quad (10)$$

де $b = \operatorname{tg} \alpha$; $a = 1 - b \cdot r_3$ - коефіцієнти.

Із рівняння (10) випливає, що в спіральній камері відвідного пристрою під час руху в'язкої рідини внаслідок втрат енергії величина моменту швидкості буде меншою, ніж під час протікання ідеальної рідини. Це означає, що перерізи спіральної частини відвідного пристрою, розраховані для в'язкої рідини за (10), будуть більшими, ніж розраховані для ідеальної рідини за умови $V_u r = \operatorname{const}$.

Перевірка запропонованої математичної моделі виконувалася для двох варіантів просторового спірального відвідного пристрою ВВН, спроектованих за умови відсутності втрат у відвідному пристрої та за їх наявності. В ході проведення чисельного розрахунку встановлено незбігання розрахункового режиму з оптимальним для відвідного пристрою, спроектованого за умови відсутності втрат. Це незбігання демонструє розподіл гідравлічних втрат у спіральному каналі просторового відвідного пристрою (рис.7). Для відвідного пристрою, спроектованого за запропонованою методикою, оптимальний режим відповідає

його розрахунковому значенню і має найменше значення гідравлічних втрат у розрахунковій точці.

Зміщення оптимуму в першому випадку пояснюється порушенням вісесиметричності потоку рідини на вході до спіральної камери, що демонструє залежність пропускної здатності відвідного пристрою Q/K_2 від кута обхвату φ (рис.8).

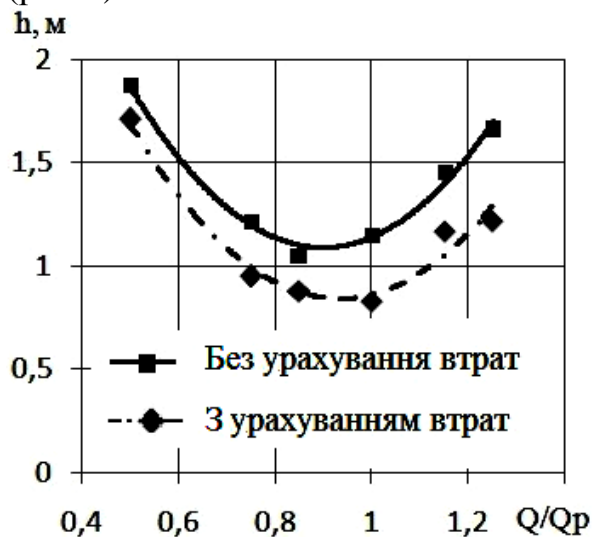


Рисунок 7 - Розподіл втрат у відвідних пристроях ВВН

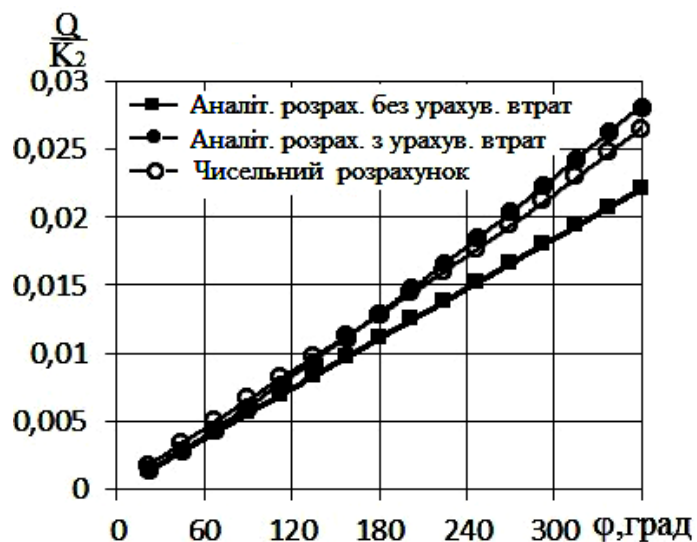


Рисунок 8 - Пропускна здатність просторового спірального відвідного пристрою

Збільшення моменту швидкості K_2 у відвідному пристрої, спроектованому без урахування втрат, призводить до зменшення його пропускної здатності, а отже, до зміщення розрахункового режиму насоса в область менших подач. Для цього відвідного пристрою порівняльна відносна похибка значень пропускної здатності, отриманих аналітично та чисельним розрахунком, становить 11 %, а для відвідного пристрою з урахуванням втрат – 3,5 %.

У четвертому розділі викладено основні результати чисельного дослідження та експерименту. Чисельні дослідження виконувалися у два етапи.

На першому етапі було досліджено шість різних конструкцій відвідних пристроїв ВВН із коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 100$ та їх вплив на характеристики насоса. Базова конструкція відвідного пристрою з кільцевим каналом № А порівнювалася зі спіральним № Б, подвійним спіральним № В, просторовим спіральним № Г, безкамерним № Д та зворотним просторовим № Е відвідними пристроями (рис. 9).

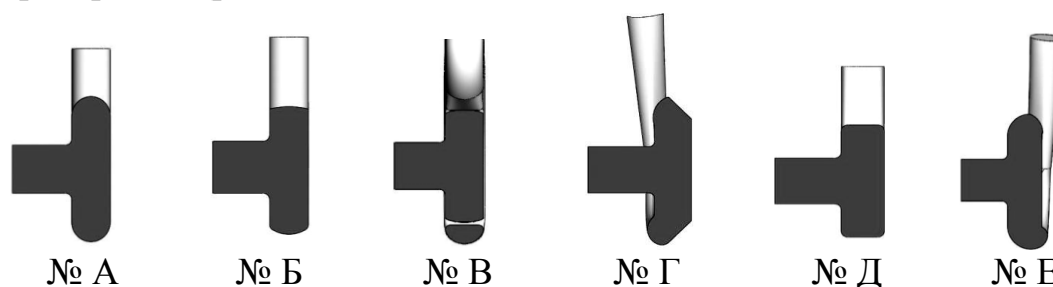


Рисунок 9 – Конфігурації досліджуваних відвідних пристроїв

Застосування в конструкції ВВН корпусу з просторовим спіральним відвідним пристроєм (№ Г) забезпечило підвищення ККД у робочому діапазоні подач і його максимальне значення становило 56 % (рис. 10). Задовільні результати показав спіральний відвідний пристрій (№ Б), величина ККД якого на розрахунковому режимі становила – 52 %. Що стосується подвійного спірального, безкамерного і зворотного просторового відвідних пристроїв (№ В, Д і Е), то ККД насосів із цими корпусами знаходився на рівні 46 %, що свідчить про їх неефективність.

Рівень ККД у досліджених відвідних пристроях зумовлений величиною гідравлічних втрат. Найменше значення втрат було отримано в корпусі з просторовим спіральним відвідним пристроєм № Г (рис. 11).

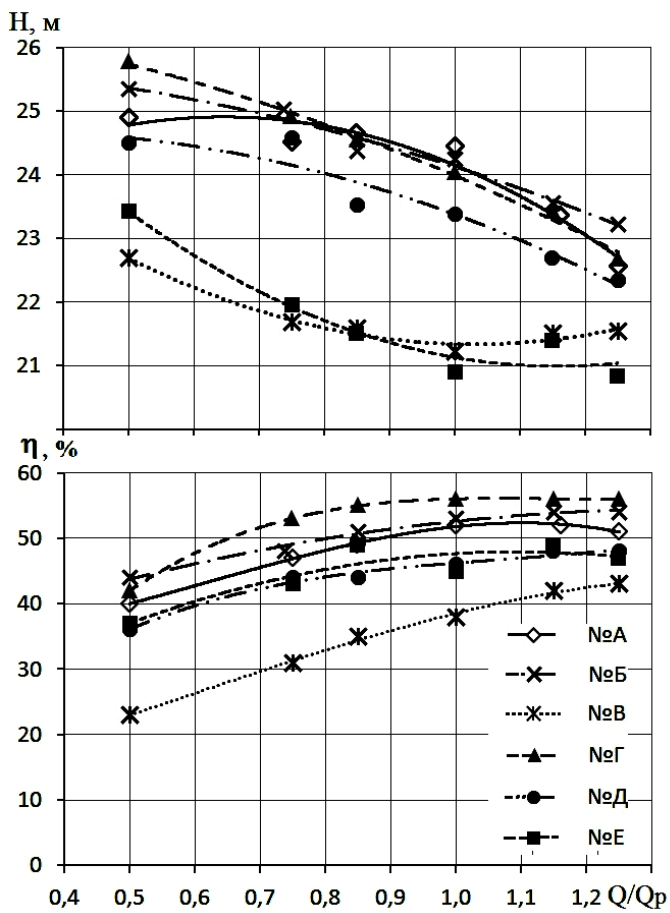


Рисунок 10 – Характеристики досліджуваних ВВН із різними типами відвідних пристроїв

Що стосується інших конструкцій відвідних пристроїв, то для них характерна наявність локальних зон підвищення моменту швидкості й розподіл його нерівномірний.

Наведені результати свідчать про перевагу використання ВВН із просторовим спіральним відвідним пристроєм над іншими конструкціями.

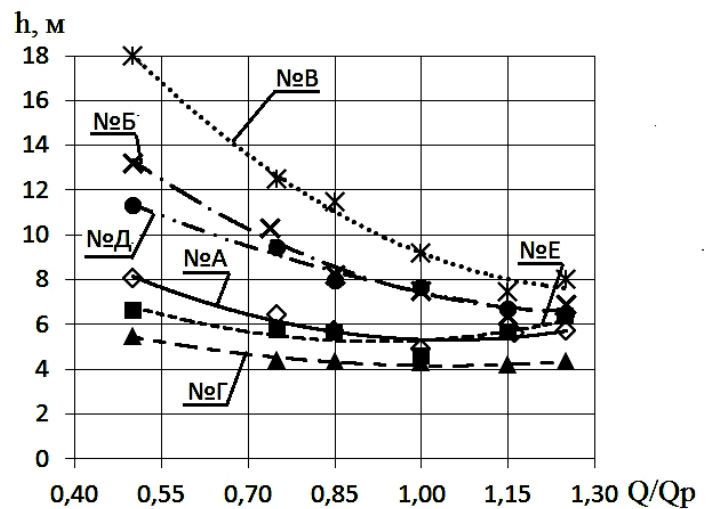


Рисунок 11 – Гідравлічні втрати у ВВН із різними типами відвідних пристроїв

Аналіз картин розподілу моменту швидкості (рис. 12) показав, що для конструкції ВВН із просторовим спіральним відвідним пристроєм № Г спостерігається рівномірний розподіл моменту швидкості, який має вигляд концентричних кіл і найближчий до закону $V_u \cdot r = const$.

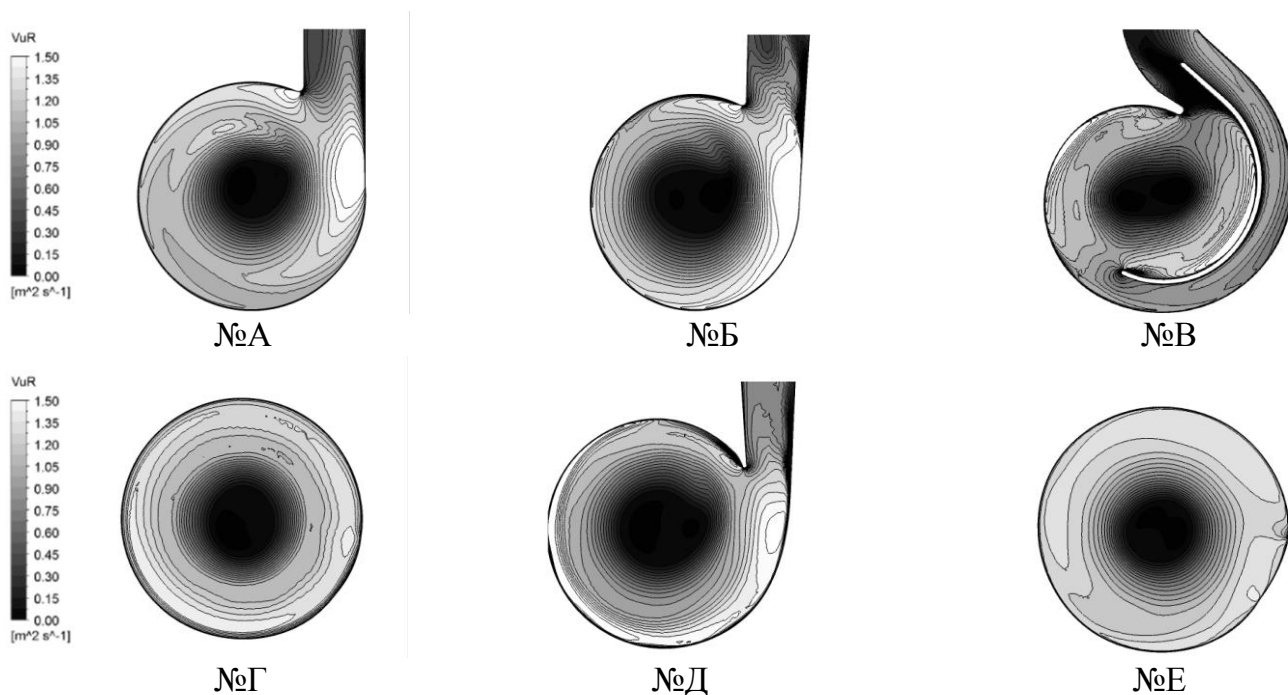


Рисунок 12 - Ізоконттури розподілу величини моменту швидкості в середньому перерізі вільної камери ВВН із різними відвідними пристроями

Другим етапом стало дослідження впливу основних геометричних параметрів просторового спірального відвідного пристрою ВВН на його напірну та енергетичні характеристики.

Дослідження впливу площі розрахункового перерізу на параметри ВВН виконувалося при сталих значеннях ширини вільної камери B (рис. 13 а). Зміна відносної площі розрахункового перерізу ε від 0,23 до 0,57 призводить до зниження ККД від 55 до 42 %, напір насоса зменшується на 18 %, проте його швидкохідність різко підвищується від 100 до 180. Отримані результати підтверджують істотний вплив величини площі вихідного перерізу просторового спірального відвідного пристрою на робочі параметри ВВН.

При зміні ширини вільної камери в діапазоні її відносної величини $\bar{B} = B / D_2 = 0,29 - 0,4$ (D_2 – діаметр РК) спостерігається зростання напору насоса на 5 % (рис. 13 б).

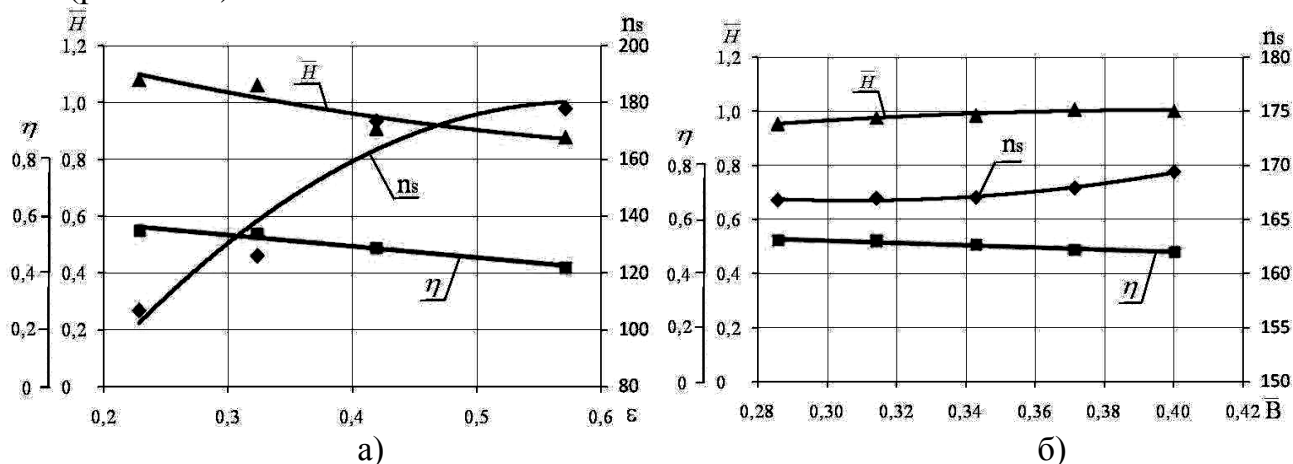


Рисунок 13 - Залежність оптимальних параметрів ВВН:

а) від площі вихідного перерізу ε ; б) від ширини вільної камери \bar{B} ($\bar{H} = \frac{7200}{\pi^2} \frac{gH}{n^2 D_2^2}$)

Зі збільшенням ширини вільної камери ККД насоса зменшується на 4,5 %, а швидкохідність неістотно зростає на 2 %. Отримані результати свідчать про неефективність підвищення швидкохідності насоса шляхом збільшення ширини вільної камери ВВН. Оптимальне значення відносної ширини вільної камери для створеного відвідного пристрою знаходиться у діапазоні 0,3 - 0,35.

Зміна кута нахилу стінки β_{cm} відвідного пристрою на виході з робочого колеса від 30 до 50 градусів призводить до зростання напору насоса на 11 % (рис. 14 а). Максимальне значення ККД отримано з кутом нахилу стінки відвідного пристрою – 45 град.

Зміна діаметра всмоктувального патрубка впливає на напір і ККД насоса. При цьому зі збільшенням відносного значення діаметра входу $\bar{D}_0 = D_0 / D_2$ від 0,4 до 0,62 напір зменшується на 2 %, а ККД насоса - на 2,5 % (рис. 14 б).

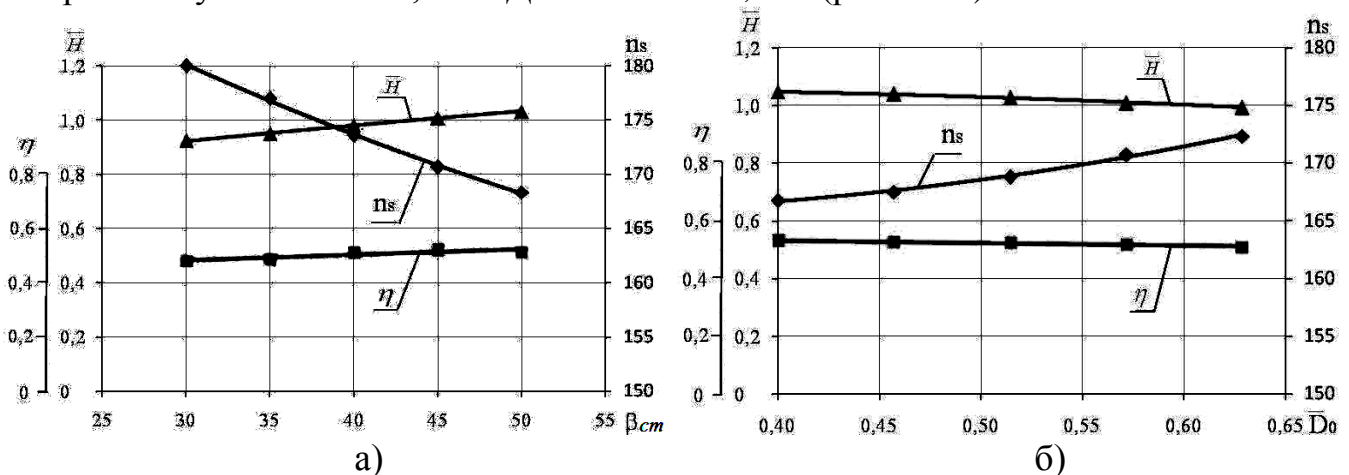


Рисунок 14 - Залежність оптимальних параметрів ВВН: а) від кута нахилу β_{cm} стінки камери; б) від діаметра D_0 всмоктувального патрубка

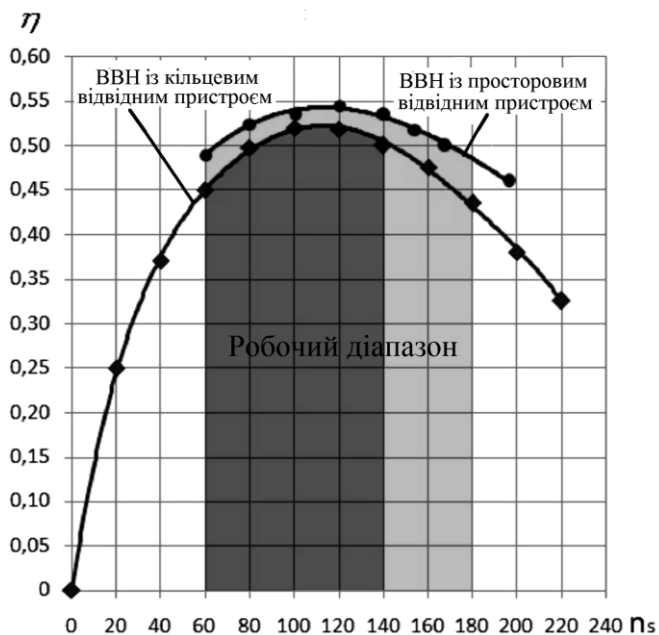


Рисунок 15 - Залежність ККД ВВН від коефіцієнта швидкохідності

Згідно із запропонованими рекомендаціями було спроектовано та досліджено ряд корпусів ВВН із просторовим спіральним відвідним пристроєм у діапазоні коефіцієнтів швидкохідності 60-200. Одержана залежність ККД від коефіцієнта швидкохідності свідчить про істотне підвищення ККД порівняно з насосом, що має кільцевий відвідний пристрій (рис. 15). Рекомендований діапазон застосування ВВН із просторовим спіральним відвідним пристроєм знаходиться в області $n_s = 60-180$, при цьому значення ККД насоса становить 48-55%.

Для перевірки ефективності роботи просторового спірального відвідного пристрою, а також підтвердження результатів чисельного розрахунку були проведені випробування дослідних зразків корпусів із кільцевим, спіральним та просторовим спіральним відвідними пристроями, виготовленими із застосуванням композитних матеріалів. Проточна частина була розрахована на параметри: $Q = 125 \text{ м}^3/\text{г}$, $H = 28 \text{ м}$, $n = 3000 \text{ об/хв}$, $D_2 = 0,175 \text{ м}$ і відповідала коефіцієнту швидкохідності $n_s = 168$.

Випробування показали, що ККД насоса із кільцевим відвідним пристроєм становить $\eta = 43,5 \%$. Оптимальний режим роботи насоса був зміщений до подачі $Q = 100 \text{ м}^3/\text{г}$ і не відповідав розрахунковим значенням (рис. 16).

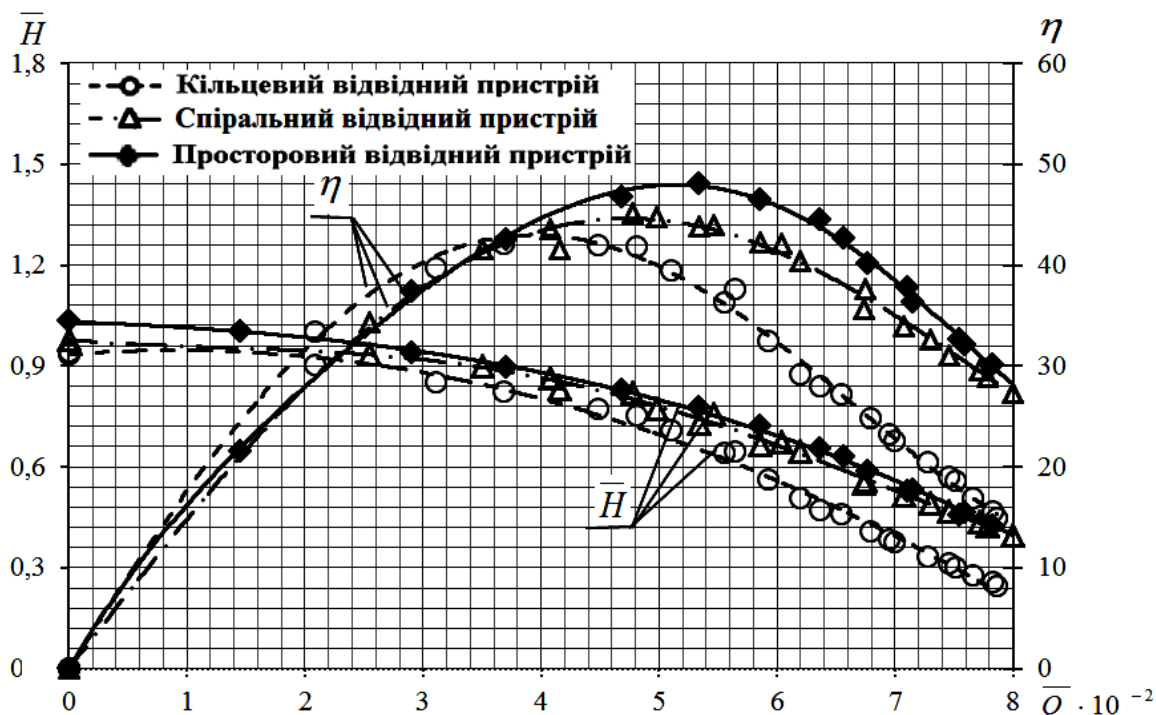


Рисунок 16 - Напірні та енергетичні характеристики ВВН експериментальних корпусів із різними варіантами відвідних пристроїв ($\bar{Q} = \frac{240}{\pi^2} \frac{Q}{nD_2^3}$)

Що стосується ВВН зі спіральним відвідним пристроєм, то величина його ККД на оптимальному режимі роботи $Q = 120 \text{ м}^3/\text{г}$ становить $\eta = 45 \%$.

Незбіг режимів пояснюється тим, що зі зміною геометрії відвідного пристрою відбувається зміна структури потоку в ньому, що зумовлює збільшення гідравлічних втрат і зниження ККД насоса.

При випробуваннях ВВН із просторовим спіральним корпусом рівень ККД підвищився до 48 %. Приріст ККД порівняно з корпусом, що має спіральний відвідний пристрій, становить 3 %, а кільцевий – 4,5 %. Оптимальний режим насоса відповідав області розрахункового значення коефіцієнта швидкохідності $n_s = 168$.

Аналізуючи експериментальні характеристики ВВН із просторовим відвідним пристроєм і порівнюючи їх із результатами чисельного дослідження (рис. 17), можна стверджувати, що розбіжність результатів щодо напору становить не більше

3 %, щодо ККД – 2 %. Можна зробити висновок, що отримані в результаті проведення чисельного експерименту дані мають достатню точність в області робочих режимів ВВН.

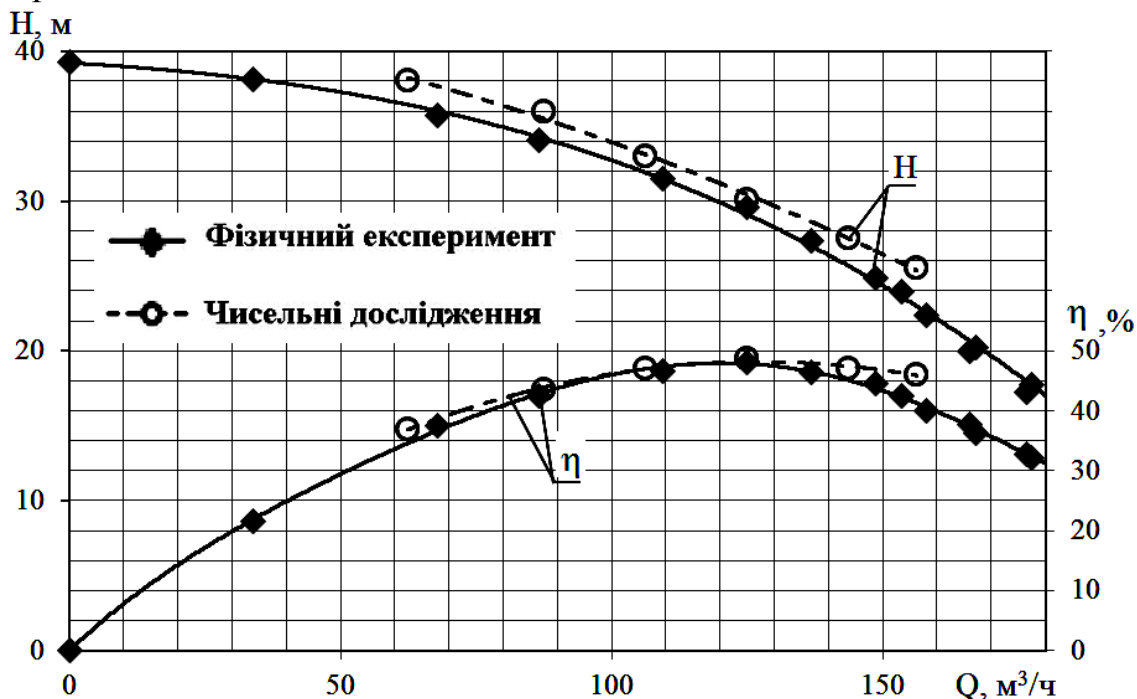


Рисунок 17 - Порівняння напірних та енергетичних характеристик ВВН із просторовим відвідним пристроєм, отриманих шляхом чисельного моделювання та фізичного експерименту

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача підвищення енергетичної ефективності вільновихрового насоса високої швидкохідності за рахунок удосконалення конструкції відвідного пристрою та обґрунтування раціональних геометричних параметрів його проточної частини, що забезпечило підвищення на 3 – 4,5 % ККД порівняно з існуючими конструкціями насоса. Основні наукові та практичні результати роботи полягають у наступному:

1. Доведено можливість застосування конструкції вільновихрового насоса при високих коефіцієнтах швидкохідності $n_s > 140$, що забезпечує перекачування великих об'ємів забруднених рідин у різних галузях промисловості та комунальному господарстві.

2. Розроблено математичну модель течії в'язкої рідини у відвідному пристрої вільновихрового насоса, побудовану з урахуванням у ньому гідравлічних втрат, зумовлених тертям в'язкої рідини, й уточнено закон розподілу моменту швидкості в насосі. Це дозволило проектувати відвідний пристрій із геометрією, що забезпечує відповідність оптимального режиму за подачею розрахунковому.

3. Обґрунтовано доцільність використання просторового спірального відвідного пристрою для підвищення енергетичної ефективності вільновихрового насоса високої швидкохідності. Розроблено конструкцію корпусу, який має відвідний канал у формі несиметричної просторової спіралі. Цей відвідний пристрій

забезпечує мінімальні гідравлічні втрати на розрахунковому режимі насоса і відповідно збільшує ККД ВВН при високих значеннях швидкохідності. На розроблену конструкцію насоса із просторовим спіральним відвідним пристроєм одержано патент на корисну модель.

4. Із порівняння результатів фізичного експерименту та чисельного розрахунку встановлено, що проведення чисельного моделювання із використанням програмного продукту ANSYS CFX є обґрунтованим способом дослідження робочого процесу та впливу геометричних параметрів проточної частини на характеристики вільновихрового насоса, що вимагає значно менших матеріальних витрат і дозволяє одержати адекватні результати. Отримано рекомендації щодо застосування чисельного розрахунку для ВВН. При цьому чисельний розрахунок необхідно виконувати в нестационарній постановці задачі та з'єднанням рухомої і нерухомої областей далі від рухомих частин робочих органів.

5. За результатами чисельного дослідження отримано розподіл швидкостей і тисків для різних варіантів відвідних пристроїв ВВН, які дозволяють оцінити ефективність різних конструкцій відвідних пристроїв із кільцевим, спіральним, просторовим спіральним, безкамерним та зворотним просторовим спіральним каналами і зробити висновок про доцільність застосування корпусу із просторовим спіральним відвідним пристроєм, в якому отримані найменші гідравлічні втрати.

6. Визначено раціональний діапазон основних проектних параметрів корпусу із просторовим спіральним відвідним пристроєм, за якого відбувається підвищення ККД вільновихрового насоса. При цьому відносне значення ширини вільної камери знаходиться в діапазоні $\bar{B} = 0,3 - 0,4$; значення кута нахилу стінки відвідного каналу $\beta_{cm} = 45$ град; відносне значення діаметра входу в насос $\bar{D}_0 = 0,4 - 0,55$. Рекомендований діапазон застосування ВВН із просторовим спіральним відвідним пристроєм знаходиться в області коефіцієнта швидкохідності $n_s = 60 - 180$, при цьому значення ККД насоса становить 48 – 55 %. Також встановлено, що подальше збільшення коефіцієнта швидкохідності ВВН є недоцільним через значне зниження його економічності.

7. Проведено експериментальні дослідження роботи вільновихрових насосів високої швидкохідності ($n_s = 168$) із кільцевим, спіральним та просторовим спіральним відвідними пристроями, результати яких показали, що ВВН із просторовим спіральним відвідним пристроєм є енергоефективним, оскільки на 3 % перевищує ККД насоса зі спіральним і на 4,5 % із кільцевим відвідними пристроями. Розбіжності між експериментально отриманими та розрахунковими характеристиками насосів на оптимальних за подачею режимах не перевищують 3%. За результатами виконаних досліджень розроблені методичні рекомендації щодо розрахунку і проектування корпусу ВВН з просторовим спіральним відвідним пристроєм.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ АВТОРОМ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Krishtop I. Numerical Approach for Simulation of Fluid Flow in Torque Flow Pumps / I. Krishtop, V. German, O. Gusak [and others]. // Trans Tech Publications. – 2014. – Vol. 630 (2044). – P. 43–51 (входить до наукометричної бази Scopus).
2. Криштоп И. В. Использование численных исследований при обработке проточной части СВН типа «TURO» высокой быстроходности / И. В. Криштоп // Проблемы теории и практики центробежных машин: монография / под ред. И. Б. Твердохлеба, А. В. Загоруйко, С. Н. Гудкова. – Сумы : ООО «Печатный дом «Папирус», 2014. – С. 74–81.
3. Криштоп И. В. Оценка влияния поперечных вихрей на процесс передачи энергии в свободновихревом насосе / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман, А. Г. Гусак // Вісник Національного технічного університету «ХП». – 2015. – № 6(1115). – С. 49-56.
4. Криштоп И. В. Планування багатofакторного віртуального експерименту для дослідження вихрового ступеня / І. В. Криштоп, Л. М. Салтанова, С. О. Лугова // Компресорне та енергетичне машинобудування. – 2015. – № 2(40). – С. 32-34.
5. Криштоп И. В. Свободновихревые насосы типа «Туго». Перспективы применения в химических установках / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман, А. Г. Гусак // Хімічна промисловість України. – 2015. - № 2(127). – С. 40-44.
6. Криштоп И. В. Создание проточной части свободновихревого насоса повышенной энергоэффективности / И. В. Криштоп // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – № 2/7(74). – С. 31–37.
7. Пат. 84940 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І. В., Герман В. Ф., Гусак О. Г., Лугова С. О. ; заявник та патентовласник Сумський державний університет. - № u201303946 ; заявл. 01.04.13; опубл. 11.11.13, Бюл. № 21.
8. Пат. № 98924 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І. В., Герман В. Ф., Гусак О. Г. - № u201413065 ; заявл. 05.12.14 ; опубл. 12.05.15, Бюл. № 9.
9. Пат. № 99341 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І. В., Герман В. Ф., Гусак О. Г. - № u201500090 ; заявл. 06.01.15 ; опубл. 25.05.15, Бюл. № 10.
10. Пат. № 99588 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І. В., Герман В. Ф., Гусак О. Г. - № u201500091 ; заявл. 06.01.15 ; опубл. 10.06.15, Бюл. № 11.
11. Криштоп И. В. Свободновихревые насосы типа Д для перекачивания бумажных масс / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18-22 квітня 2011 р. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов : тези доп. – Суми : СумДУ, 2011. – Ч. 3. – С. 125.

12. Криштоп І. В. Оптимизация геометрии отвода свободновихревых насосов типа «TURO» / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали II Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17-20 квітня 2012 р. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2012. – Ч. 3. – С. 29.

13. Криштоп І. В. Перспективи розробки вільновихрового насоса типу «Tuго» високої швидкохідності / І. В. Криштоп // Міжнародна науково-технічна конференція «Гідромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 21-24 травня 2013 р.) : тези доп. – Київ : КПІ, 2013. – С. 139.

14. Криштоп І. В. Повышение экономичности свободновихревого насоса путем конструктивных изменений его проточной части / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман // 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. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2013. - Ч. 2. - С. 68.

15. Криштоп І. В. Вплив немодельних змін робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса типу «Tuго» / І. В. Криштоп // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22-25 квітня 2014 р. / ред. кол. : О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2014. – Ч. 2. – С. 144.

16. Криштоп І. В. Оцінка впливу конструкції корпусу вільновихрового насоса типу «TURO» високої швидкохідності на його ККД / І. В. Криштоп, В. Ф. Герман, О. Г. Гусак // Промислова гідравліка і пневматика : матеріали науково-технічної конференції, м. Мелітополь, 17-19 вересня 2014 р. – Мелітополь : Таврійський державний агротехнологічний університет, 2014. – С. 68.

17. Криштоп І. В. Особливості течії рідини у вільновихрових насосах / І. В. Криштоп // 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. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2015. – Ч. 2. – С. 55.

18. Криштоп І. В. Проектирование энергоэффективного свободновихревого насоса типа «TURO» / И. В. Криштоп, А. Г. Гусак, В. Ф. Герман // Міжнародна науково-технічна конференція «Гідромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 26-29 травня 2015 р.) : тези доп. – Київ : КПІ, 2015. – С. 163.

АНОТАЦІЯ

Криштоп І. В. Удосконалений відвідний пристрій вільновихрового насоса з покращеними гідравлічними показниками. – Рукопис.

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

У дисертаційній роботі подане нове вирішення наукової задачі, що полягає у підвищенні енергетичної ефективності вільновихрового насоса типу «Tuго»

внаслідок використання удосконаленого просторового відвідного пристрою. Вирішення цієї задачі дозволяє зменшити вартість ресурсу роботи насоса. Розроблено конструкцію корпусу вільновихрового насоса із просторовим спіральним відвідним пристроєм, що враховує складний тривимірний потік рідини в ньому. На адекватних математичних моделях отримано картини течії рідини у проточній частині корпусів різних конструкцій, що дало змогу оцінити структуру гідравлічних втрат у них, розподіл моменту швидкості й тиску і в підсумку оцінити переваги використання просторового спірального відвідного пристрою над іншими конструкціями.

Дослідження впливу геометричних параметрів корпусу із просторовим спіральним відвідним пристроєм на енергетичні показники вільновихрового насоса дозволило визначити раціональний діапазон їх значень під час проектування. Розрахунковим шляхом встановлено енергоефективність вільновихрового насоса із просторовим спіральним відвідним пристроєм і визначено раціональний діапазон коефіцієнта швидкохідності цього насоса. Результати були підтверджені на експериментальному стенді.

Розроблено методичні рекомендації щодо проектування корпусу із просторовим спіральним відвідним пристроєм для вільновихрового насоса високої швидкохідності $n_s > 140$ з урахуванням особливостей протікання в ньому в'язкої рідини.

Ключові слова: вільновихровий насос, просторовий спіральний відвідний пристрій, коефіцієнт швидкохідності, нерівномірність потоку, робочий режим.

АННОТАЦИЯ

Криштоп И. В. Усовершенствованное отводящее устройство свободновихревого насоса с улучшенными гидравлическими показателями. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 - гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Сумский государственный университет, Сумы, 2015.

В диссертационной работе представлено новое решение научной задачи, которая заключается в повышении энергетической эффективности свободновихревого насоса типа «Туго» за счет использования усовершенствованного пространственного отводящего устройства. Решение данной задачи позволяет уменьшить стоимость ресурса работы насоса. Разработана конструкция корпуса свободновихревого насоса с пространственным спиральным отводящим устройством, учитывающая в нем сложный трехмерный поток жидкости. На адекватных математических моделях получены картины течения жидкости в проточной части корпусов с кольцевым, спиральным, пространственным, бескамерным и обратным пространственным каналами, которые позволили оценить структуру гидравлических потерь в них, распределение момента скорости и давления. Полученные результаты указывают на преимущество

использования свободновихревого насоса с пространственным спиральным отводящим устройством над другими конструкциями устройств.

Исследовано влияние геометрических параметров корпуса с пространственным спиральным отводящим устройством на энергетические показатели свободновихревого насоса, которое позволило определить рациональный диапазон их значений при проектировании, в частности: относительное значение ширины свободной камеры $\bar{B} = 0,3-0,4$; значение угла наклона стенки канала $\beta_{cm} = 45$ град.; относительное значение диаметра входа в насос $\bar{D}_0 = 0,4-0,55$. Рекомендуемый диапазон применения свободновихревого насоса с пространственным спиральным отводящим устройством находится в области коэффициента быстроходности $n_s = 60-180$. При этом КПД насоса составляет 48 - 55%.

Результаты численных исследований были подтверждены на экспериментальном стенде. Проведены испытания корпусов с кольцевым, спиральным и пространственным спиральным отводящими устройствами насоса высокой быстроходности ($n_s = 168$). Результаты испытаний подтвердили, что свободновихревой насос с пространственным спиральным отводящим устройством является энергоэффективным, поскольку на 3 % превышает КПД насоса со спиральным отводящим устройством и на 4,5 % с кольцевым. Расхождение между расчетными и экспериментально полученными характеристиками насоса на оптимальном по подаче режиме не превышает 3 %.

Разработано методические рекомендации по проектированию корпуса с пространственным спиральным отводящим устройством для свободновихревого насоса высокой быстроходности $n_s > 140$ с учетом особенностей протекания в нем вязкой жидкости.

Ключевые слова: свободновихревой насос, пространственное спиральное отводящее устройство, коэффициент быстроходности, неравномерность потока, рабочий режим.

ABSTRACT

Kryshchok I. V. Advanced design of volute of torque flow pump with improved hydraulic performances - The manuscript.

Ph. D. thesis in Engineering Science in specialty 05.05.17 – Hydraulic Machines and Hydropneumatic Units. – Sumy State University, Sumy, 2015.

This thesis presents new solution of the scientific problem which consists in improving of energy efficiency of a torque flow pump of «Turo» type by using of advanced dimensioned volute. The solution of this problem allows us to reduce the cost of the service life of the pump. The casing of the torque flow pump was designed with dimensioned volute which takes into account complex three-dimensional liquid flow. By means of the adequate mathematical models we obtained the patterns of the liquid flowing through the hydraulic passage of the casings with different designs. It permitted us to determine the structure of the losses occurring in this area, distributions of the velocity

and pressure and as the result to assess the advantages of the dimensioned volute over other designs.

The research of the geometry influence of the casing with dimensioned volute on the power performance of the torque flow pump allowed us to determine efficient range of their values during designing. By means of the calculation we determined the energy efficiency of the torque flow pump with dimensioned volute and efficient range of specific speed of this pump. The results were confirmed in an experimental way on the test rig.

The design procedure of the casing with dimensioned volute for torque flow pump with high specific speed $n_s > 140$ taking into account special properties of the viscous liquid flowing through it is proposed.

Key words: torque flow pump, dimensioned volute, specific speed, flow nonuniformity, operating mode.

Підписано до друку

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

Видавець і виготовлювач

Сумський державний університет,

вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007р.