

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Сумський державний університет

Матвієнко Ольга Анатоліївна

УДК 621.65

**МАЛОГАБАРИТНИЙ ОСЬОВИЙ СТУПІНЬ СВЕРДЛОВИННОГО НАСОСА
З ПІДВИЩЕНОЮ ЕНЕРГЕТИЧНОЮ ЕФЕКТИВНІСТЮ**

05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Суми – 2013

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
ГУСАК Олександр Григорович,
Сумський державний університет,
доцент кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка».

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
КОНОНЕНКО Анатолій Петрович,
Державний вищий навчальний заклад
«Донецький національний технічний університет»,
завідувач кафедри «Енергомеханічні системи»;

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

Захист відбудеться «29» березня 2013 р. о 13.00 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: «28» лютого 2013 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Є. М. Савченко

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. На сьогодні для видобування артезіанської води з підземних джерел в Україні використовуються в основному заглибні свердловинні насоси типу ЕЦВ (Е – електропривідні, Ц – відцентрові (російською – "центробежные"), В – для води). Експлуатація насосів цього типу супроводжується рядом ускладнень: низьке значення середнього експлуатаційного ККД, короткий термін експлуатації до ремонту (9 – 12 міс.), підвищений знос деталей насоса, що, у свою чергу, призводить до значної перевитрати електроенергії та низької ремонтпридатності насоса.

Зазначені вище ускладнення усвідомлюють основні виробники насосів даного типу, і більшість із них активно реалізує програми з розроблення та освоєння модернізованих зразків насосних агрегатів із герметичним привідним двигуном, проточними частинами з покращеним гідравлічним ККД, удосконаленими опорами ковзання тощо. Ці модернізації дозволяють, з одного боку, істотно підвищити якість насосних агрегатів та подовжити термін їх служби, а з іншого – є лише тимчасовим рішенням. Типорозмірний ряд свердловинних насосів типу ЕЦВ базується на ГОСТ 10428-89 і орієнтований на використання передусім низькодебетних свердловин порівняно великого діаметру. У той же час аналіз змін за останні роки у параметрах свердловинних насосних агрегатів світових фірм-лідерів свідчить про стійку тенденцію до збільшення подач насосів при одночасному зменшенні їх умовного діаметрального габариту. Така тенденція вочевидь пов'язана з різким зменшенням вартості будівництва та облаштування свердловини зі зменшенням її діаметра. Крім того, використання насосів із високою подачею дозволяє зменшити експлуатаційні витрати на 10 – 12 % по відношенню до об'єму видобутої води.

В умовах збереження вищезазначеної тенденції значні перспективи матиме використання у свердловинних насосах із високою подачею осьових ступенів низької швидкохідності, перевагами яких є високий гідравлічний ККД, простота конструкції, можливість забезпечення високих значень подач при мінімальних діаметральних габаритах.

Тому наукове завдання визначення особливостей робочого процесу та обґрунтування раціональних геометричних параметрів проточної частини малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності, а також розроблення типорозмірного ряду багатоступічастих заглибних свердловинних насосів на їх основі є актуальним. Його вирішення забезпечить високу ефективність роботи систем свердловинного водопостачання за рахунок відносно великого значення ККД насосних агрегатів пропонованого типу та можливості збільшення водоподачі при мінімізації радіальних габаритів установки.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалася згідно з планом науково-дослідних робіт кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету відповідно до науково-технічної програми Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України. Здобувач була виконавцем держбюджетних науково-дослідних робіт: «Дослідження робочих процесів динамічних машин» (№ 0110U001950) та

«Створення ефективних енергозберігаючих систем опалення та гарячого водопостачання на базі багатofункціональних теплогенеруючих агрегатів» (№ 0111U001386).

Мета та задачі дослідження. Мета дослідження – підвищення енергетичної ефективності малогабаритного осьового ступеня свердловинного насоса за рахунок визначення особливостей робочого процесу та обґрунтування раціональних геометричних параметрів проточної частини.

Задачі дослідження:

- обґрунтувати доцільність використання малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності у свердловинних багатоступінчастих насосах для систем водопостачання;

- уточнити математичну модель робочого процесу малогабаритного осьового ступеня свердловинного насоса з робочим колесом, що має лопаті малого подовження;

- визначити раціональні діапазони основних геометричних параметрів осьового ступеня на основі встановлення характеру їх впливу на напірні та енергетичні характеристики;

- провести експериментальні дослідження роботи малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності з метою підтвердження адекватності уточненої математичної моделі робочого процесу;

- розробити методiku проектування малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності;

- створити типорозмірний ряд малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності для свердловинних насосів.

Об'єктом дослідження є робочий процес малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності.

Предметом дослідження є вплив геометричних параметрів малогабаритного осьового ступеня на його напірні та енергетичні характеристики.

Методи дослідження. Під час вирішення поставлених задач використовувались аналіз та наукове узагальнення відомих літературних джерел, що дозволило обґрунтувати актуальність теми дослідження, сформулювати його мету та задачі. Аналітичне дослідження структури втрат напору в проточній частині малогабаритного осьового ступеня дозволило уточнити існуючу модель робочого процесу. Чисельне дослідження, виконане на основі законів збереження енергії та матерії в диференціальній формі, які є фундаментальними в технічній гідродинаміці, дозволило визначити раціональні діапазони основних геометричних параметрів ступеня та їх вплив на напірні та енергетичні характеристики. Фізичний експеримент, що містив дослідження роботи малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності та насоса на його основі, був виконаний з метою підтвердження адекватності математичної моделі робочого процесу.

Наукова новизна отриманих результатів:

– уперше обґрунтовано доцільність використання малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності ($n_s = 250...400$) у заглибних свердловинних багатоступінчастих насосах для систем водопостачання, а також встановлено, що

подальше зниження коефіцієнта швидкохідності ступенів зазначеного типу є недоцільним через значне зниження його економічності;

- визначено особливості робочого процесу ступеня, зумовлені стисненням основного потоку пограничним шаром, наявністю масивного тривимірного сліду, що сходиться із лопаті, а також вихором, що виникає внаслідок перетікання рідини через радіальний зазор робочого колеса; уточнено структуру втрат напору в міжлопатевих каналах ступеня;

- встановлено зв'язок між густиною решітки, зазорами між лопатевими системами робочого колеса та статорного апарата, типом профілю малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності та його напірними й енергетичними характеристиками;

- визначено залежності взаємозв'язку основних параметрів ступеня від коефіцієнта швидкохідності.

Практичне значення:

- визначено раціональні діапазони варіювання основних геометричних параметрів малогабаритного осьового ступеня свердловинного насоса;

- запропоновано методику інженерного розрахунку малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності з урахуванням особливостей їх робочого процесу;

- спроектовано типорозмірний ряд проточних частин свердловинних насосів для систем водопостачання;

- спроектовано та виготовлено свердловинний насос на основі малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності.

Основні результати дослідження були впроваджені в навчальний процес Сумського державного університету в дисциплінах «Гідродинамічні машини та передачі», «Теорія турбомашин» та «Розрахунки та проектування насосів» (для студентів спеціальності 7,8.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»). Крім того, результати роботи впроваджені на підприємствах НВП «Насостехкомплект» (м. Суми) та ТОВ «Гідроелектросистеми» (м. Суми). Ці впровадження підтвержені відповідними актами.

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно.

У роботі [1] здобувач виконала аналіз конструкцій для перекачування газорідних сумішей, підготувала роботи для проведення чисельного дослідження, аналіз отриманих результатів. У роботі [2] самостійно провела аналіз сучасного стану проблем експлуатації свердловинних насосів для систем водопостачання, аналіз вартості їх життєвого циклу та визначила основні переваги осьових ступенів низької швидкохідності. У роботах [3; 7] виконала аналіз існуючих методик проектування осьових проточних частин. У роботах [5; 8; 9] здобувач самостійно виконала аналіз конструкцій та експлуатаційних характеристик свердловинних насосів вітчизняних та закордонних виробників, запропонувала заходи щодо підвищення точності вимірювань на експериментальному стенді, провела випробування, виконала обробку отриманих результатів. У роботі [4] здобувач самостійно провела аналіз існуючих рекомендацій щодо вибору осьового зазору

між лопатевими решітками робочого колеса та статорного апарата. У роботі [6] провела аналіз існуючих рекомендацій щодо вибору периферійної густоти решітки профілів лопаті. Крім того, у роботах [3 – 14] здобувач самостійно проводила чисельні дослідження та здійснювала аналіз отриманих результатів.

Апробація результатів роботи. Основні положення дисертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на:

- I Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2010 р.);
- науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів Сумського державного університету (м. Суми, 2011 р.);
- 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems IAHR-WG2011 (м. Белград, Сербія, 2011 р.);
- XVII Міжнародній науково-технічній конференції “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці” (м. Черкаси, 2012 р.);
- II Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2012 р.);
- XIII Міжнародній науково-технічній конференції “Промислова гідравліка та пневматика” (м. Чернігів, 2012 р.).

Публікації. Матеріали дисертаційної роботи відображені в 9 статтях, 6 із яких опубліковані у фахових виданнях, затверджених Міністерством освіти і науки, молоді та спорту України, 3 – у зарубіжних виданнях (зокрема 1 стаття у виданні, що входить до наукометричної бази Scopus). Матеріали дисертаційної роботи використовувались у звітах з НДР.

Структура та обсяг дисертаційної роботи. Робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертаційної роботи становить 148 сторінок. Дисертаційна робота містить 53 рисунки, 5 з яких – на окремих аркушах, 12 таблиць по тексту, 5 додатків на 9 сторінках, список використаних літературних джерел із 123 найменувань на 15 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** наведені кваліфікаційні ознаки дисертації і сформульовано напрямок досліджень, пов'язаний зі створенням малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності, що дозволить підвищити енергетичну ефективність використання свердловинних насосів та зменшити витрати на створення систем артезіанського водопостачання.

У **першому розділі** виконано аналіз стану ринку насосного обладнання для свердловин в Україні, умов використання багатоступінчастих заглибних насосів для систем свердловинного водопостачання, ускладнень, пов'язаних з їх проектуванням, виготовленням та експлуатацією.

У загальному випадку вартість системи свердловинного водопостачання залежить від двох основних складових:

- витрат на будівництво та облаштування свердловини. За даними вітчизняних науковців ці витрати зростають приблизно у кубічній залежності від діаметра свердловини;

- вартості експлуатації насосної установки, що визначається в основному вартістю спожитої електроенергії.

Отже, можна зробити висновок, що доцільно зменшувати діаметр свердловини або підвищувати подачу насоса при заданому діаметрі свердловини за умови збереження рівня ККД насоса, якого було досягнуто для менших подач.

На сьогодні свердловинні насоси, що забезпечують максимально високі подачі, мають діагональну проточну частину. Для насосів такого типу характерні, по-перше, складна просторова форма лопатей робочих коліс та лопаток напрямного апарата, а по-друге, – значні осьові габарити. Усе це негативно позначається на металомісткості насоса, технологічності конструкції, а отже, і на вартості його виробництва.

Подальше підвищення подач діагонального свердловинного насоса при обмежених радіальних габаритах неминує призводити до зниження його ККД унаслідок подальшого збільшення просторовості каналів проточної частини та їх довжини.

Як альтернативу діагональним ступеням при підвищенні подачі свердловинних насосів в обмежених діаметральних габаритах пропонується використовувати розроблені на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету малогабаритні осьові ступені низької швидкохідності з $n_s = 250 - 400$ на відміну від класичних осьових насосів з $n_s = 700 - 1000$.

Використання осьових проточних частин в насосах має досить довгу історію, пов'язану з розвитком аналогічних їм гідротурбін. Перші відомі спроби створення багатоступінчастих насосів осьового типу для свердловин були виконані в 70-х роках минулого століття у працях Папіра А. Н. Однак, недосконалість тогочасного технологічного оснащення не дозволила створити якісний дослідний зразок насоса. Звичайно, це негативно позначилося на його напірних та енергетичних характеристиках. Тому дослідження в цьому напрямку було призупинене, а створена конструкція так і залишилася на рівні дослідного зразка.

Багатоступінчасті осьові насоси використовуються в паливних насосних агрегатах ракетних рідинних двигунів, для перекачування рідин із твердими включеннями та газорідинних сумішей. У працях Єліна О. В., Каплуна І. П. та Шепеленка О. О. була розроблена теорія розрахунку та проектування осьових шнекових насосних ступенів свердловинних насосів для нафтовидобувної галузі.

Аналіз показав, що за наявності на водозаборі свердловин із високим дебітом можливо збільшити об'єм води, що видобувається, з мінімальними капітальними витратами – без будівництва нових свердловин в 1,5 – 2 рази. Такого результату можна досягти використанням малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності (рис. 1).

Використання малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності у складі заглиблених свердловинних насосів для видобування води дозволить істотно покращити ефективність роботи зазначених насосів за рахунок таких переваг:

- збереження рівня ККД ступеня (80 – 90 %) при зниженні коефіцієнта швидкохідності до $n_s = 250$;
- забезпечення при заданих параметрах найбільш простої та компактної конструкції, що особливо актуально в обмежених габаритах свердловини;

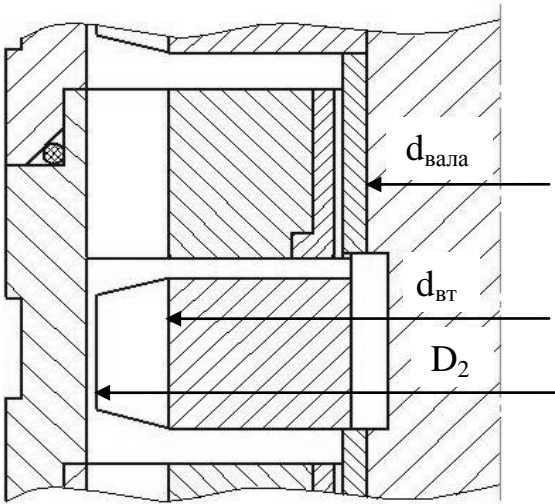


Рисунок 1 – Конструкція малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності ($d_{\text{вала}}$ – діаметр вала, $d_{\text{вт}}$ – діаметр втулки, D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса)

($K_Q = \frac{Q}{nD_2^3}$, де Q – подача насоса; n – частота обертання; D_2 – зовнішній діаметр

робочого колеса) та коефіцієнта напору $K_H = 0,12 - 0,15$ ($K_H = \frac{H}{n^2 D_2^2}$, де H – напір

насоса). Для того щоб малогабаритні осьові ступені низької швидкохідності могли забезпечити необхідне поле характеристик Q - H , що відповідає потребам артезіанських систем водопостачання, значення їх коефіцієнтів подачі та напору повинні знаходитися в діапазонах $K_Q = 0,185 - 0,385$ та $K_H = 0,22 - 0,28$ відповідно. Ці значення не характерні для існуючих осьових проточних частин, тому класичні методи проектування не забезпечать результатів необхідної точності.

Таким чином, виконаний літературний огляд дозволив сформулювати мету роботи, задачі, які необхідно вирішити для її досягнення, обрати об'єкт, предмет та методи дослідження.

У другому розділі наведені результати дослідження структури втрат напору (Δh) у каналах проточної частини, а також результати чисельного моделювання течії рідини з метою вивчення особливостей структури потоку в ній.

Для визначення напору, що створюється ступенем, використовується залежність:

$$H_{\text{ст}}(Q) = H_{\text{трк}}(Q) - kQ^2, \quad (1)$$

де $H_{\text{трк}}$ – теоретичний напір робочого колеса; $k=f(\zeta_{\Sigma})$ – коефіцієнт, що враховує втрати напору; $\zeta_{\Sigma} = f(\bar{d}, \frac{b}{t}, h', \delta, S, \beta)$ – сумарний коефіцієнт втрат напору (\bar{d} – втулкове відношення, b/t – густина решітки, h' – величина подовження лопаті, β – кути потоку, δ – довжина радіального зазору між робочим колесом та корпусом, S – довжина зазору між лопатевими системами робочого колеса та статорного апарата).

- підвищення ресурсу опорного вузла та насоса в цілому за рахунок зниження осьового зусилля при зносі осьових робочих коліс у процесі експлуатації.

Отже, використання осьових ступенів для свердловинних насосів надає ряд переваг як стосовно конструкції насоса, так і стосовно системи свердловина – насос – трубна мережа – споживач.

Проте основною перепорою на шляху використання таких насосних ступенів є відсутність методики їх проектування. Виконаний аналіз методик проектування осьових проточних частин показав, що існуючі методики створені в основному для значень коефіцієнта швидкохідності $n_s \geq 700$. Для таких проточних частин оптимальними є значення коефіцієнта подачі $K_Q = 0,4 - 0,6$

Для розрахунку втрат напору в проточній частині необхідно спочатку визначити коефіцієнти втрат. Для цього використовують такі формули:

$$\zeta_{np} = c_{xnp} \frac{b \cos^2 \beta_1}{t \cos^2 \beta_m}, \quad \zeta_m = m_m \frac{1 \cos^2 \beta_1}{h' \cos^2 \beta_m}, \quad \zeta_{ш} = m_{ш} \bar{\delta} c_y^2 \frac{b \cos^2 \beta_1}{t \cos^2 \beta_m}, \quad \zeta_{\epsilon} = m_{\epsilon} c_y^2 \frac{b \cos^2 \beta_1}{t \cos^2 \beta_m}, \quad (2)$$

$$\zeta_{\Sigma} = \zeta_{np} + \zeta_m + \zeta_{ш} + \zeta_{\epsilon},$$

де ζ_{np} – коефіцієнт профільних втрат; ζ_m – коефіцієнт торцевих втрат; $\zeta_{ш}$ – коефіцієнт втрат у шпарині; ζ_{ϵ} – коефіцієнт вторинних втрат; ζ_{Σ} – сумарний коефіцієнт втрат; c_{xnp} – коефіцієнт лобового опору профілю; b/t – густина решітки; β – кути потоку; $\bar{\delta}$ – відносний радіальний зазор; c_y – коефіцієнт підйомної сили; $m_m \approx 0,016$, $m_{ш} \approx 0,5$, $m_{\epsilon} \approx 0,016$ – коефіцієнти; $h' = \frac{h}{b}$ – подовження лопаті (h – висота лопаті, b – довжина хорди лопаті на середньому перетині).

Проте на практиці ця модель структури втрат напору не дає точних результатів у випадку міжлопатевого каналу, утвореного лопатями з малими значеннями подовження, що є характерним для досліджуваних ступенів. Для опису втрат напору в міжлопатево́му каналі було використано метод, аналогічний розрахунку втрат у криволінійному дифузори. Розрахунок проводився за припущенням, що в лопатево́му каналі загальну величину втрат напору можна умовно вважати такою, що дорівнює сумі втрат, пов'язаних із розширенням каналу (ζ_p), з тертям рідини об стінки ($\zeta_{тер}$) та з поворотом потоку ($\zeta_{п}$). Крім того, враховано втрати в радіальному зазорі ($\zeta_{ш}$).

Коефіцієнти втрат визначено за значеннями місцевих кутів розкриття еквівалентного дифузора вздовж осьової лінії міжлопатевого каналу. При цьому параметри решіток та потоку прийняті, як на середньому радіусі. На рисунку 2 представлено залежність коефіцієнтів втрат від відносного подовження лопатей малогабаритних осьових робочих коліс із втулковим відношенням 0,8.

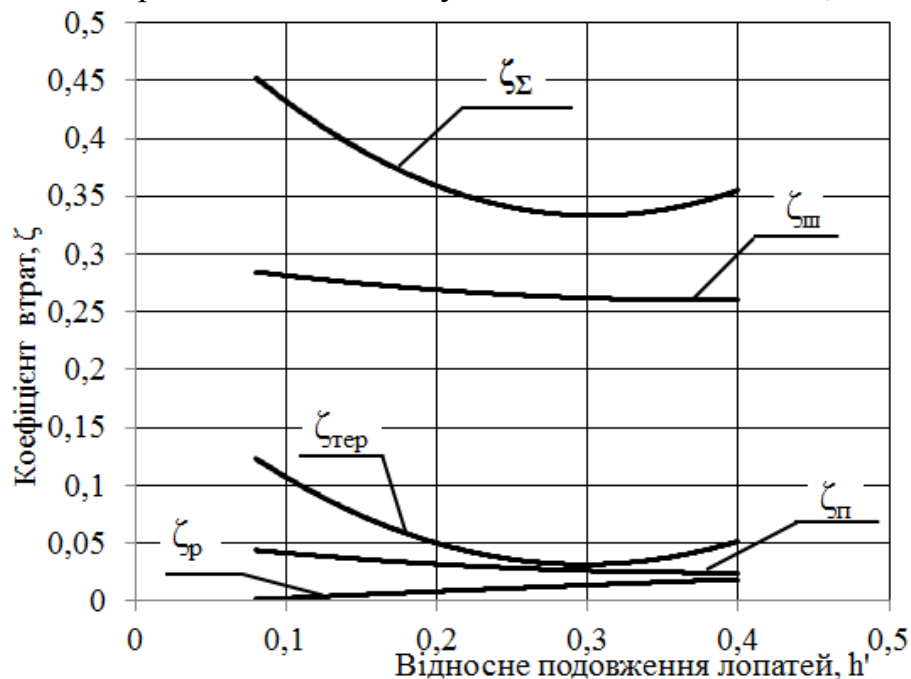


Рисунок 2 – Залежність коефіцієнтів втрат у міжлопатево́му каналі малогабаритного осьового колеса низької швидкохідності від відносного подовження лопаті

Для зручності практичного застосування графічні залежності (рис. 2) подані у вигляді формул, отриманих апроксимацією з похибкою менше 1 %.

$$\begin{cases} \zeta_{мер} = 2(h')^2 - 1,15h' + 0,2; \\ \zeta_{ш} = 0,27(h')^2 - 0,2h' + 0,3; \\ \zeta_n = 0,2(h')^2 - 0,15h' + 0,06; \\ \zeta_p = -0,02(h')^2 - 0,06h'; \\ \zeta_{\Sigma} = 2,45(h')^2 - 1,56h' + 0,56. \end{cases} \quad (3)$$

Таким чином, отримана уточнена модель структури втрат напору в міжлопатевих каналах малогабаритних осьових ступенів із лопатями малого подовження.

Попередню перевірку та підтвердження потрібної точності співвідношень (3) було виконано на основі результатів чисельного розв'язання (за допомогою програмного продукту ANSYS CFX) математичної моделі робочого процесу насоса, адекватність якої доведена результатами експериментальних досліджень (рис. 10).

Моделлю потоку рідини прийнято представлення чисельного розв'язання турбулентних течій рівняннями Рейнольдса. Для їх замикання використана модель турбулентності k - ε , що враховує особливості течії біля твердих стінок і у зовнішньому потоці та забезпечує задовільні результати для розрахунків обмежених стінками потоків.

Під час проведення чисельних досліджень використовувалися такі константи k - ε моделі: $C_{\mu} = 0,09$, $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_{\varepsilon} = 1,3$.

Як чисельний метод застосовується метод скінченних об'ємів, основна ідея якого полягає у заміні простору проточної частини множиною контрольних об'ємів, що не перетинаються і повністю заповнюють увесь простір. Фундаментальні диференціальні рівняння гідродинаміки інтегрують по кожному контрольному об'єму. Для обчислення інтегралів застосовують кусочно-неперервні функції для опису зміни залежної величини між сітковими вузлами. Однією з важливих властивостей використовуваного методу є закладене точне інтегральне збереження таких величин, як кількість руху, маса та енергія на кожному з контрольних об'ємів, а останнє означає, що й на всій розрахунковій області.

Були прийняті такі припущення:

- потік на вході в розрахункову область – вісесиметричний;
- вплив витоків через шпарину під статорним апаратом на течію рідини в проточній частині ступеня відсутній.

Як гранична умова на вході в розрахункову область задавалася масова витрата G :

$$G = \rho \cdot Q,$$

де ρ – густина рідини, що перекачується, кг/м^3 ;
 Q – подача ступеня, $\text{м}^3/\text{с}$.

Для всіх досліджуваних проточних частин розрахунок виконувався для 7 режимів роботи: $0,75Q_{ном}$, $0,85Q_{ном}$, $0,95Q_{ном}$, $Q_{ном}$, $1,05Q_{ном}$, $1,1Q_{ном}$, $1,15Q_{ном}$.

На рисунку 3 зображено типовий результат порівняння розрахункових величин втрат напору в малогабаритному робочому колесі низької швидкохідності та відповідних величин, отриманих шляхом чисельного експерименту.

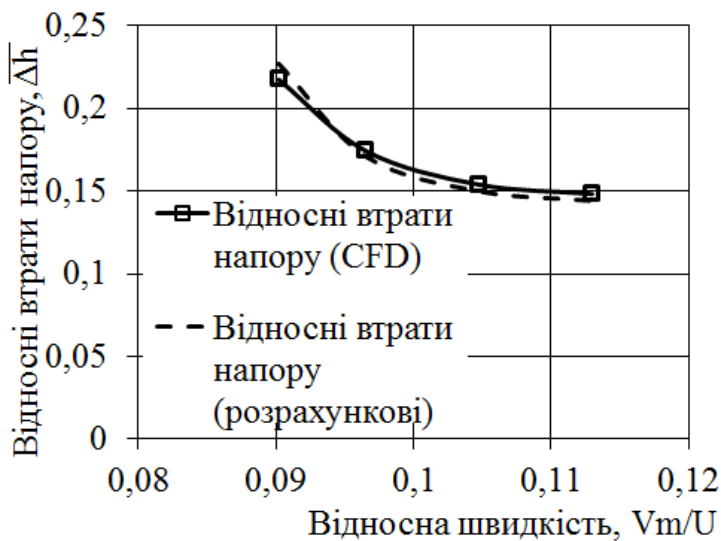


Рисунок 3 – Типовий результат порівняння величин відносних втрат напору ($\overline{\Delta h} = \frac{\Delta h}{H_{ном}}$, де Δh – значення втрат напору, $H_{ном}$ – номінальне значення напору ступеня), розрахованих за формулами та отриманих шляхом чисельного моделювання

Таким чином, було визначено, що доцільно проектувати малогабаритні осьові ступені низької швидкохідності з відносним подовженням лопатей у діапазоні 0,2 – 0,4, оскільки гідравлічні втрати у цьому діапазоні будуть мінімальними. Крім того, визначено структуру та уточнено методику розрахунку втрат у міжлопатевих каналах малогабаритного осьового робочого колеса.

Аналіз отриманих результатів математичного моделювання течії не лише підтвердив перспективність використання малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності у свердловинних насосах, а й дозволив виявити істотні фактори, вплив яких необхідно враховувати, а саме: стиснення основного потоку пограничним шаром, наявність масивного тривимірного сліду, що сходить із лопаті, а також вихору, що виникає внаслідок перетікання рідини через радіальний зазор робочого колеса. Як істотні геометричні параметри, що визначають напірні та енергетичні характеристики ступеня, прийняті: периферійна густина решітки профілів лопаті, зазор між лопатевими решітками робочого колеса та статорного апарата, міжступеневий зазор та тип профілю лопаті. Результати дослідження, що дозволили встановити ступінь впливу кожного з перелічених вище параметрів, представлено на рисунках 4-8.

На рисунку 4 наведено залежність напірних та енергетичних характеристик від значення густоти периферійної решітки профілів лопаті ($\tau_{пер} = \frac{b}{t}$, де b – довжина хорди лопаті на периферійному перетині; $t = \frac{\pi D_2}{z}$ – крок лопатей решітки, де z – кількість лопатей). Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновок про те, що діапазон раціональних значень даного параметра знаходиться у межах від 0,9 до 1,35.

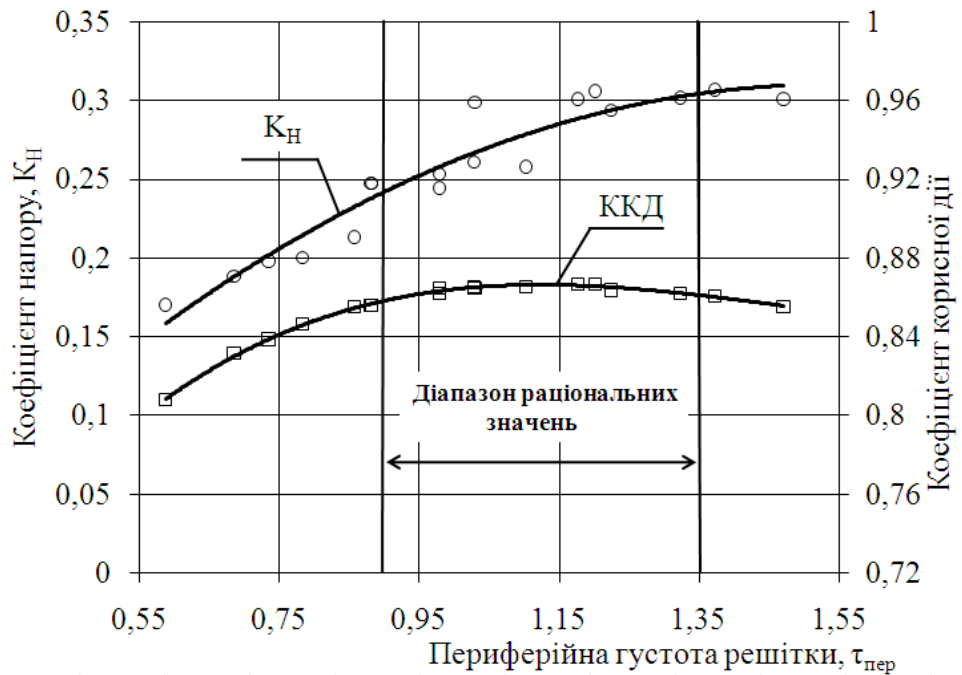


Рисунок 4 – Залежність напірних та енергетичних характеристик малогабаритного осьового ступеня від периферійної густоти решітки профілів лопаті

На рисунках 5-6 наведено напірні та енергетичні характеристики ступеня залежно від довжини осьового зазору між лопатевими решітками робочого колеса та статорного апарата та від міжступеневого зазору.

Дослідженнями встановлено, що спостерігаються зони оптимальних значень, при яких коефіцієнт корисної дії набуває максимальних величин. При цьому значення коефіцієнта напору від довжин зазорів залежить неістотно.

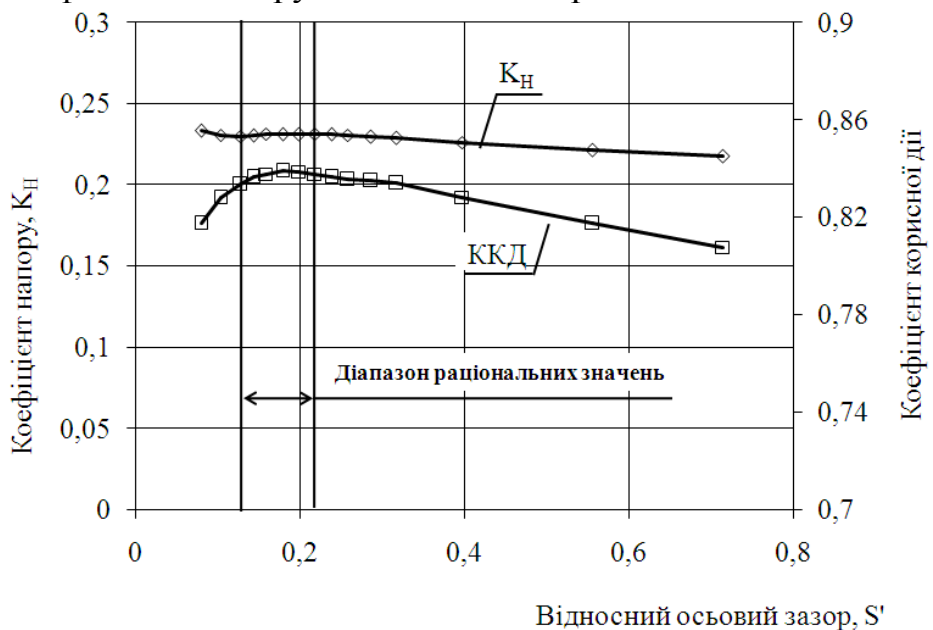


Рисунок 5 – Залежність напірних та енергетичних характеристик ступеня від довжини осьового зазору між робочим колесом та статорним апаратом (відносний зазор $S' = \frac{S}{b}$, де S – довжина зазору, b – довжина хорди на середньому перетині лопаті)

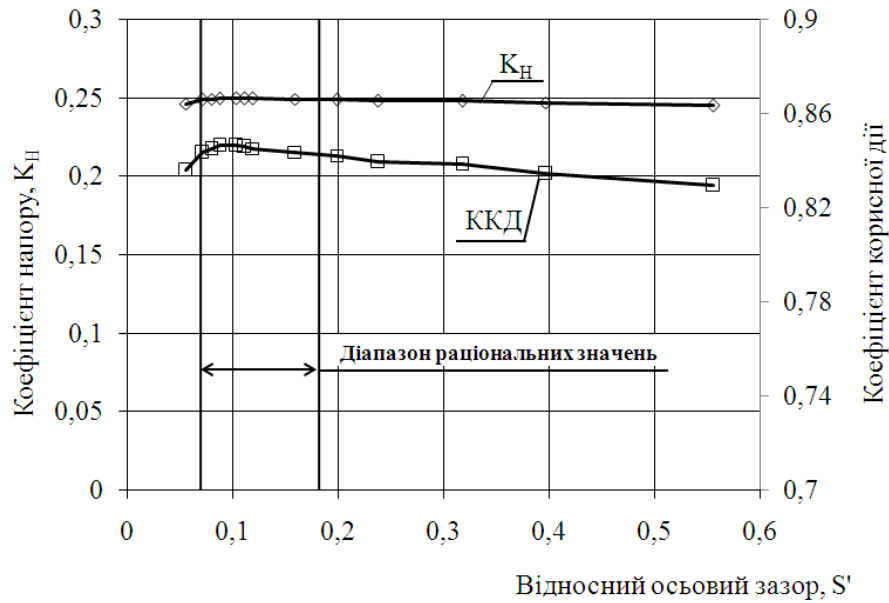


Рисунок 6 – Залежність напірних та енергетичних характеристик ступеня від довжини міжступеневого осьового зазору

На рисунку 7 наведено напірні та енергетичні характеристики ступенів, що мають різні типи профілів лопатей робочих коліс.

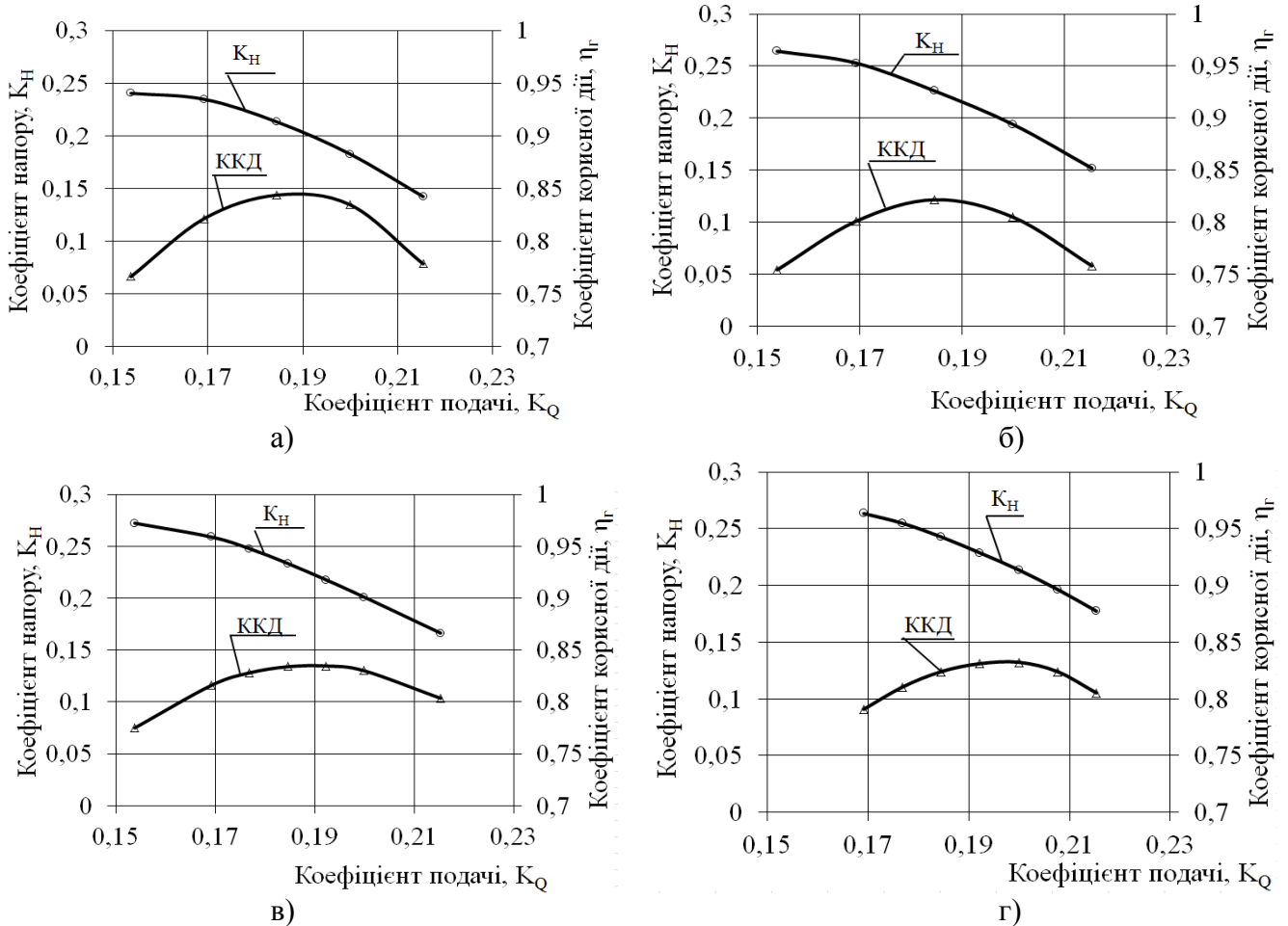


Рисунок 7 – Напірні та енергетичні характеристики ступеня: а) робоче колесо, що має профіль типу ВІГМ; б) робоче колесо, що має профіль типу Мунк; в) робоче колесо, що має профіль типу НАСА; г) робоче колесо, що має профіль типу НАСА з потоншеними лопатями та бандажним кільцем

Аналізуючи ці залежності, можна зробити висновок: незважаючи на те, що профіль типу NASA дещо поступається профілю ВІГМ енергетичними характеристиками, проте значно переважає за напірними. Крім того, профіль типу NASA може використовуватися в ширшому діапазоні подач зі збереженням високого значення ККД.

На рисунку 8 наведено один із варіантів розподілу тиску навколо лопаті з різними формами профілю. Аналіз даних графіків показує, що профілі типу NASA забезпечують більші значення коефіцієнта підйомної сили при менших значеннях коефіцієнта лобового опору.

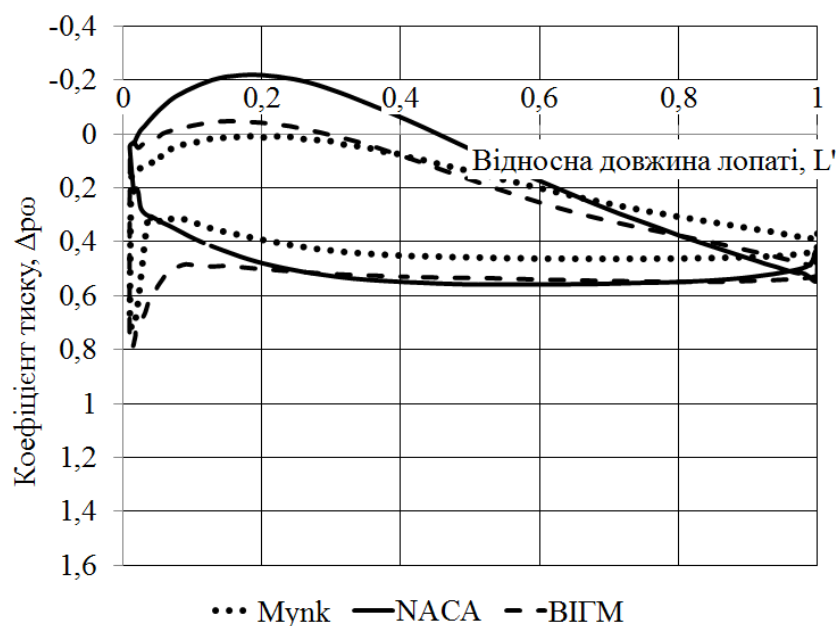


Рисунок 8 – Приклад розподілу тиску навколо лопаті з різними формами профілю на одному із розрахункових перетинів

У **третьому розділі** викладено методику проведення фізичного експерименту на випробувальному стенді та аналіз його результатів. Дослідження виконувалося в два етапи: спочатку проводилися випробування малогабаритного осьового ступеня, а після отримання позитивного результату було створено насосний агрегат на його основі.

На рисунку 9 представлено схеми відповідних випробувальних стендів.

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 процесі проведення експериментального дослідження було отримано напірні та енергетичні характеристики ступеня. Порівняння результатів чисельного моделювання та фізичного експерименту наведено на рисунку 10.

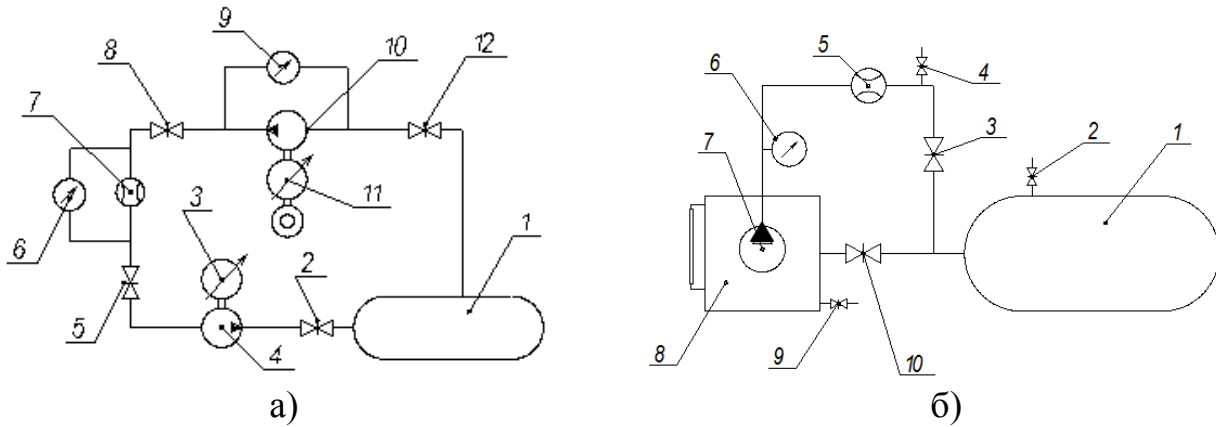


Рисунок 9 – Схема експериментальних установок: а) для дослідження ступеня: 1 – бак, 2 – засувка, 3 – електродвигун, 4 – допоміжний насос, 5 – засувка, 6 – дифманометр, 7 – витратомірний пристрій, 8 – засувка, 9 – дифманометр, 10 – експериментальний прилад, 11 – балансна машина, 12 – засувка; б) для дослідження насоса: 1 – бак, 2 – кран заливання, 3 – засувка, 4 – кран випускання повітря, 5 – витратомірний пристрій, 6 – манометр, 7 – досліджуваний насосний агрегат, 8 – резервуар, 9 – кран зливу, 10 – засувка

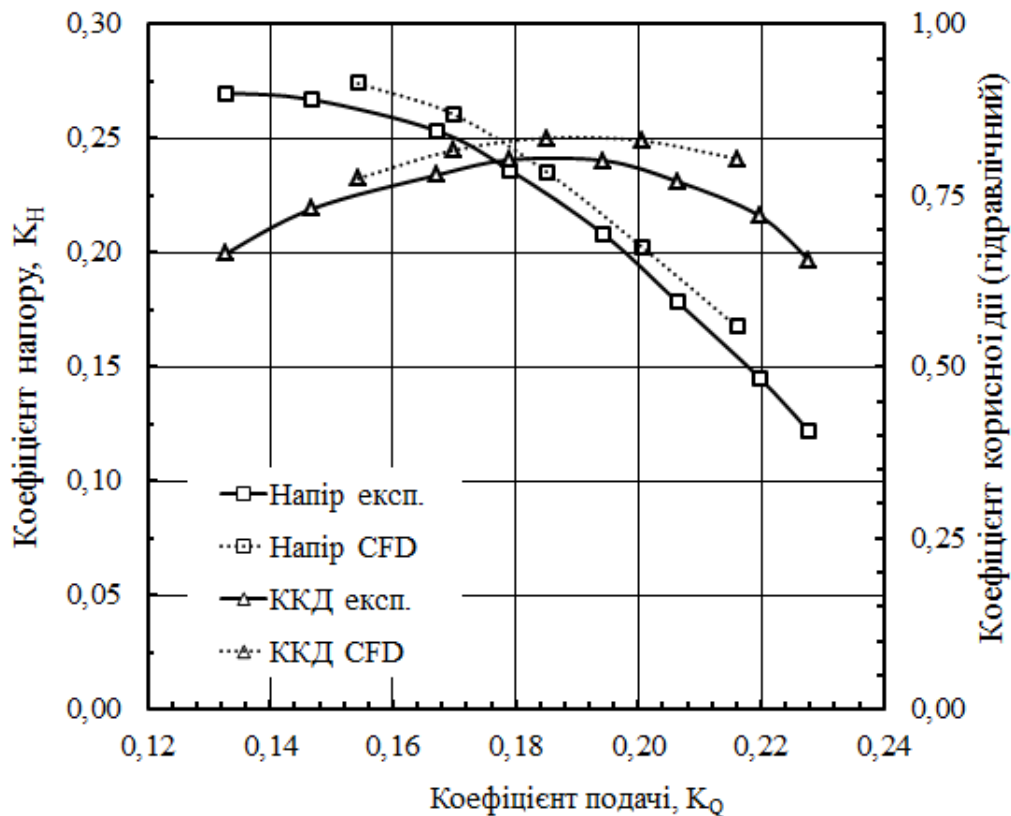


Рисунок 10 – Напірні та енергетичні характеристики ступеня, отримані шляхом чисельного моделювання та фізичного експерименту

Аналізуючи характеристики, приведені на рисунку 10, можна зазначити, що розбіжності результатів, отриманих шляхом чисельного моделювання та фізичного експерименту, не перевищують 3 %, тому можна зробити висновок про адекватність обраної моделі розрахунку та достовірність результатів, отриманих

шляхом чисельного моделювання течії рідини в каналах малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності.

Ураховуючи отримані дані, було спроектовано та виготовлено свердловинний насосний агрегат на основі досліджуваних ступенів, характеристики якого наведені на рисунку 11.

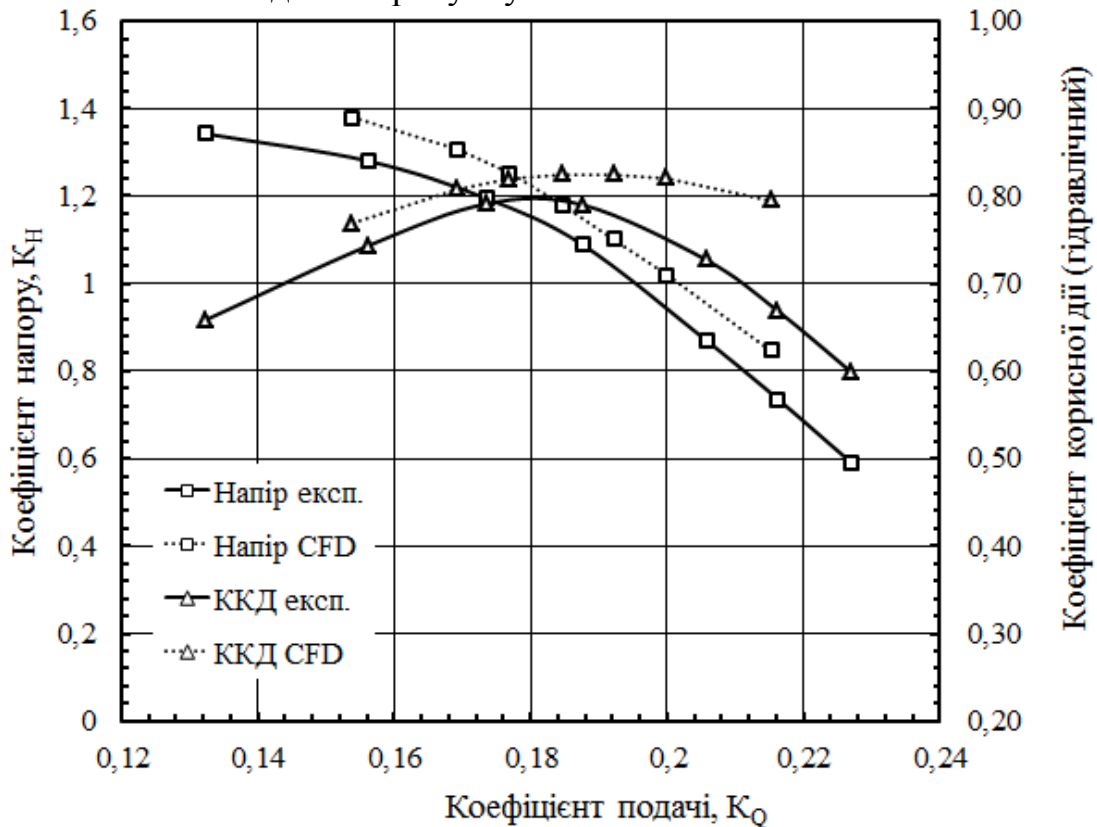


Рисунок 11 – Напірні та енергетичні характеристики свердловинного насоса з осьовою проточною частиною

Для кожної характеристики було виконано по 6 вимірювань контрольованих параметрів на одному їх рівні з метою отримання відносної похибки результатів 5 – 10% при довірчій імовірності 0,9 – 0,95.

Експериментальні дані оброблені методом найменших квадратів, отримані рівняння регресії описують експериментальні точки із середньоквадратичною похибкою, що не перевищує 1 %.

У **четвертому розділі** представлено методику проектування малогабаритних осьових ступенів та результати її застосування.

Особливості запропонованої методики (порівняно із класичними) полягають у врахуванні нерівномірності розподілу меридіональної складової абсолютної швидкості на виході з робочого колеса вздовж висоти лопаті, введенні критерію плавності поверхні лопаті, встановленні сталого значення втулкового відношення ($\overline{d_{em}} = 0,8$) та зовнішнього діаметра робочого колеса ($D_2 = 155$ мм) для усіх типорозмірів проточних частин даного типу. Для досягнення максимальної енергетичної ефективності ступенів пропонується використовувати профілі типу NASA та діапазони основних геометричних параметрів ступеня: густота периферійної решітки профілів лопаті $\tau_{nep} = 0,9 - 1,35$; відносна довжина осьового

зазору між робочим колесом та статорним апаратом $S_1' = 0,14 - 0,21$; відносна довжина міжступеневого зазору $S_2' = 0,08 - 0,2$; кут установки лопаті $75 - 80$ градусів, кількість лопатей робочого колеса повинна бути у діапазоні $7 - 9$. Порядок визначення інших величин не відрізняється від класичних методів.

Наведено опис конструкції свердловинного насоса з осьюою проточною частиною та визначено сферу його застосування.

На основі аналізу сучасного ринку свердловинних насосів, рекомендацій ГОСТ 27854-88 та існуючого типорозмірного ряду насосів типу ЕЦВ запропоновано чотири основні типорозміри малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності. Основні параметри даних типорозмірів подано у таблиці 1.

Шляхом чисельного моделювання були отримані інтегральні характеристики даних типорозмірів. На основі отриманих даних було побудовано поле Q-H характеристик малогабаритних осьових ступенів для свердловинних насосів 8 – дюймового умовного габариту, яке наведене на рисунку 12. Це поле охоплює діапазон подач від 100 до 300 м³/год, напори при цьому регулюються кількістю ступенів насоса.

Таблиця 1 – Основні параметри типорозмірного ряду малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності

n_s	D_2 , мм	$d_{\text{вн}}$, мм	$Q_{\text{ном}}$, м ³ /год, (K_Q)	H , м, (K_H)	n , об/хв
265	155	124	125 (0,192)	14 (0,25)	3000
300	155	124	160 (0,246)	14 (0,25)	3000
340	155	124	200 (0,308)	14 (0,25)	3000
385	155	124	250 (0,385)	14 (0,25)	3000

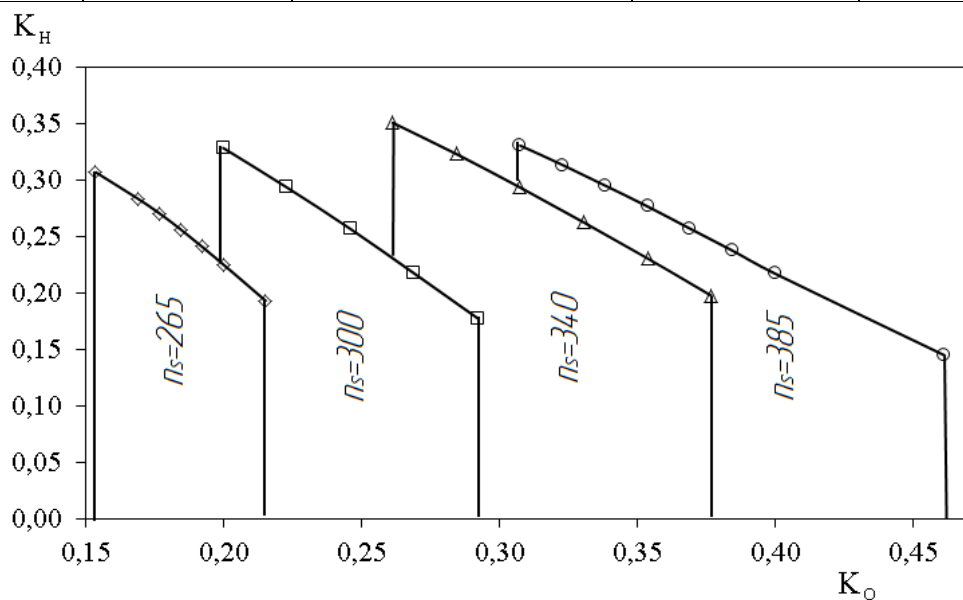


Рисунок 12 - Поле Q-H характеристик малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності для свердловинних насосів

На рисунку 13 представлені енергетичні характеристики свердловинних насосів провідних закордонних виробників з однаковими умовними габаритами та відповідні характеристики досліджуваних насосів.

Аналізуючи рисунок 13, можна зробити висновок про те, що енергетичні характеристики свердловинних насосів, спроектованих на основі малогабаритних осьових ступенів, не поступаються характеристикам свердловинних насосів провідних фірм-виробників. Зважаючи на існуючу тенденцію до збільшення подач свердловинних насосів, яку також можна спостерігати і на рисунку 13, під час створення досліджуваних ступенів із більшими подачами, а відповідно і більшими значеннями коефіцієнта швидкохідності, їх енергетична ефективність буде тільки збільшуватися.

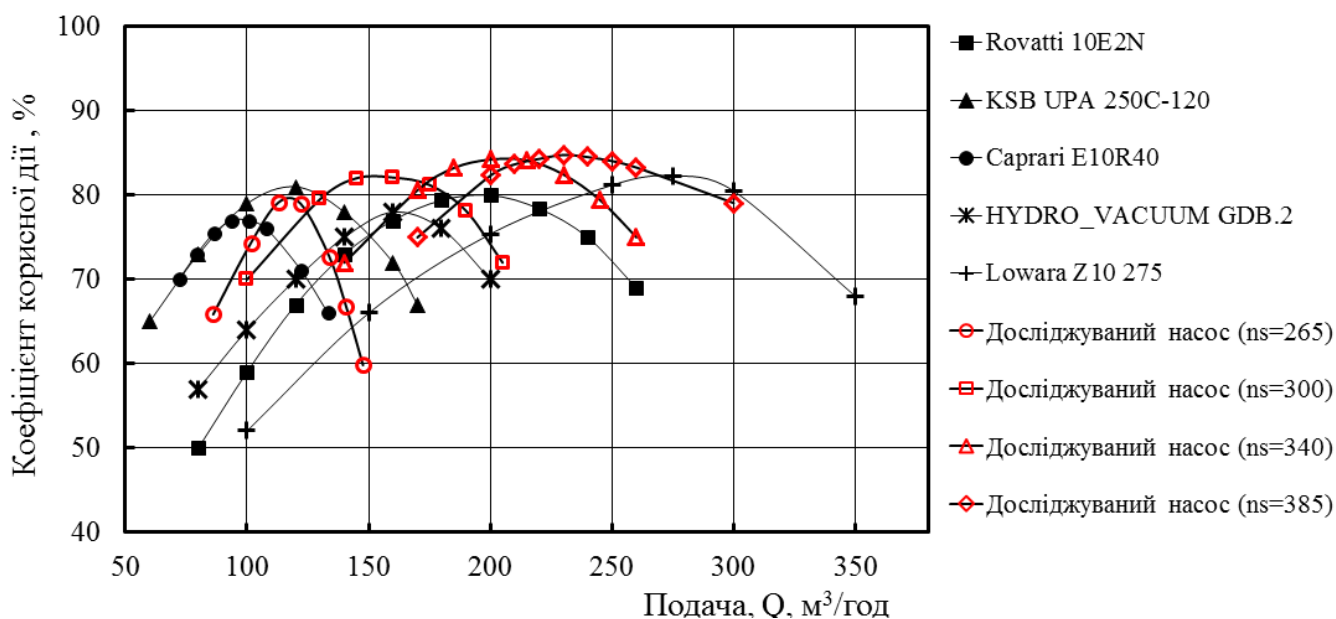


Рисунок 13 – Енергетичні характеристики закордонних насосів для свердловин з однаковим умовним габаритом та запропонованих насосів

Під час виконання дослідження на основі отриманих даних було оцінено зниження енергоспоживання під час використання свердловинного насоса з малогабаритними осьовими ступенями низької швидкохідності порівнянно з насосами типу ЕЦВ. Для різних типорозмірів це значення становить від 6,6 до 10,7 % на рік.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена науково-практична задача підвищення енергетичної ефективності свердловинних насосів із малогабаритними осьовими ступенями низької швидкохідності за рахунок визначення особливостей робочого процесу та обґрунтування раціональних геометричних параметрів його проточної частини, що забезпечило зменшення енергоспоживання на 6,6 – 10,7 % порівнянно з існуючими діагональними ступенями. Основні наукові та практичні результати роботи полягають у наступному:

1. Уперше обґрунтовано доцільність використання малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності ($n_s = 250 - 400$) в заглибних свердловинних багатоступінчастих насосах для водопостачання. Також

встановлено, що подальше зниження коефіцієнта швидкохідності ступенів даного типу є недоцільним через значне зниження економічності ступеня.

2. Уточнено математичну модель робочого процесу, що дозволяє визначати складові балансу енергії та вплив на них основних геометричних параметрів ступеня. За результатами аналітичного дослідження та чисельного моделювання визначено структуру втрат напору в каналах малогабаритного осьового ступеня. Отримано аналітичні залежності для розрахунків коефіцієнтів втрат у проточній частині.

3. Визначено раціональні діапазони основних геометричних параметрів осьового ступеня, що забезпечують затребувані значення гідродинамічних параметрів напірної та енергетичної характеристики ступеня: відносне подовження лопаті становить $h' = 0,2 - 0,4$; значення густоти периферійної решітки профілів лопаті знаходиться у межах $\tau_{пер} = 0,9 - 1,35$; значення відносної довжини зазору між лопатевими решітками робочого колеса та статорного апарата $S_1' = 0,14 - 0,21$; значення відносної довжини міжступеневого зазору $S_2' = 0,08 - 0,2$. При цьому тип профілю лопаті, що забезпечить максимальну енергетичну ефективність – НАСА.

4. Проведено експериментальні дослідження роботи малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності, результати яких підтверджують адекватність уточненої математичної моделі. Розбіжності між розрахунковими та експериментально отриманими характеристиками не перевищують 3 % на оптимальних за подачею режимах. Для отримання результатів необхідної точності було виконано по 6 вимірювань на одному рівні факторів, що контролювалися. Отримано рівняння регресії експериментальних напірних характеристик методом найменших квадратів.

5. Аналіз результатів дослідження дозволив створити методику проектування малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності для свердловинних насосів. На основі цієї методики спроектовано та виготовлено свердловинний насос з параметрами $K_Q = 0,185$, $K_H = 1,25$, працездатність та експлуатаційні характеристики якого підтверджено стендовими випробуваннями.

6. Спроектовано типорозмірний ряд проточних частин для свердловинних насосів, що охоплює діапазон подач від 100 до 300 м³/год та складається з 4 типорозмірів. Межі напірних характеристик свердловинних насосів з осьовою проточною частиною регулюються кількістю ступенів.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ АВТОРОМ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Демченко О. А. Чисельне моделювання течії газорідинної суміші у малогабаритній шнековій ступені свердловинного насоса / І. П. Каплун, О. А. Демченко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2009. – №4. – С. 36-44.

2. Демченко О. А. Перспективи використання осьових насосів для артезіанського водопостачання / О. Г. Гусак, О. А. Демченко, І. П. Каплун // Промислова гідравліка та пневматика. – 2010. – №4 (30). – С. 8-11.

3. Демченко О. А. Порівняльний аналіз методик проектування проточних частин осьових насосів/ О. Г. Гусак, О. А. Демченко, І. П. Каплун// Наукові праці ДонНТУ. Серія «Гірничо-електромеханічна». – 2011. – № 21 (189). – С. 44-58.
4. Матвієнко О. А. Вплив осьового зазору на параметри малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності свердловинного насоса / О.Г. Гусак, О. А. Матвієнко, І. П. Каплун// Наукові праці ДонНТУ. Серія «Гірничо-електромеханічна». – 2011. – № 22 (195). – С. 73-85.
5. Матвієнко О. А. Дослідження міцності лопасті осьового робочого колеса заглибного свердловинного насоса // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія «Нові рішення в сучасних технологіях». – 2012. – № 34. – С. 29-34.
6. Матвієнко О. А. Вибір геометричних параметрів лопатевої ґратки як визначальний фактор економічності осьового робочого колеса/ О. Г. Гусак, І. П. Каплун, О. А. Матвієнко // Вісник НТУУ «КПІ». Машинобудування. – 2012. – № 65. – С. 192-199.
7. Olga Demchenko Energy-efficient Borehole Pumps Based on Axial Stages of Low Specific Speed / O. Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun// MOTROL. – 2010. – № 12d. – P. 48-57.
8. Olga Demchenko Application of small-sized low speed axial stages in well pumps for water supply/ A. Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun //Procedia Engineering. – 2012. – Vol.39. – P. 35-42
9. Olga Demchenko Investigation of Small-Sized Axial-Flow Stage of a Borehole Pump for Water Supply / O. Gusak, O. Demchenko, I. Kaplun, A. Kochevsky // Proceedings of the 4th International Meeting on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems. – 2011. – P. 143-150.
10. Демченко О. А. Перспективи використання осьових насосів для артезіанського водопостачання/ О. Г. Гусак, І. П. Каплун, О. А. Демченко // Сучасні технології в промисловому виробництві: I Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція: тези доп., квітень 2010 р. – Суми, 2010. – Ч. III. – С. 18.
11. Демченко О. А. Дослідження проточної частини осьового насосу низької швидкохідності / О. Г. Гусак, І. П. Каплун, О. А. Демченко // Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій: тези доп., квітень 2011 р. – Суми, 2011. – Ч. III. – С. 104.
12. Матвієнко О. А. Дослідження впливу геометричних параметрів лопатевої ґратки осьового робочого колеса з низькою швидкохідністю на його напірні та енергетичні характеристики / О. Г. Гусак, І. П. Каплун, О. А. Матвієнко, М. Б. Оприско // Сучасні технології в промисловому виробництві: II Всеукраїнська міжвузівська науково-технічна конференція: тези доп., квітень 2012р. – Суми, 2012. – Ч. III. – С. 39.
13. Матвієнко О. А. Вибір геометричних параметрів лопатевої ґратки як визначальний фактор економічності осьового робочого колеса / О. Г. Гусак, І. П. Каплун, О. А. Матвієнко // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: XVII

Міжнародна науково-технічна конференція: тези доп., 17-20 квітня, 2012р. – Черкаси, 2012. – С. 154.

14. Матвієнко О. А. Вивчення впливу параметрів лопатевої гратки на його енергетичні та напірні характеристики/ О. Г. Гусак, І. П. Каплун, О. А. Матвієнко// Промислова гідраліка та пневматика: XIII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП: тези доп., 19-20 вересня 2012р. – Чернігів, 2012. – С. 50.

АНОТАЦІЯ

Матвієнко О. А. Малогабаритний осьовий ступінь свердловинного насоса з підвищеною енергетичною ефективністю. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – гідралічні машини та гідропневмоагрегати. – Сумський державний університет, Суми, 2013 р.

У дисертаційній роботі подане нове вирішення наукової задачі, що полягає у підвищенні енергетичної ефективності малогабаритного осьового ступеня свердловинного насоса. Вирішення цієї задачі дозволяє зменшити вартість життєвого циклу не лише насосного агрегату, а й системи артезіанського водопостачання. На адекватних математичних моделях отримано картини течії у проточній частині малогабаритного осьового ступеня низької швидкохідності, які дають можливість оцінки структури втрат у проточній частині, що досліджується. Експериментально встановлено раціональні діапазони основних геометричних параметрів, що найбільш істотно впливають на напірні та енергетичні характеристики ступеня.

Запропоновано методику проектування малогабаритних осьових ступенів низької швидкохідності ($n_s = 250 - 400$) з урахуванням особливостей їх робочого процесу. На основі зазначеної методики створено типорозмірний ряд протічних частин для свердловинних насосів.

Ключові слова: багатоступінчастий насос, малогабаритний осьовий ступінь, коефіцієнт швидкохідності, типорозмірний ряд, діапазон подач.

АННОТАЦИЯ

Матвиенко О. А. Малогабаритная осевая ступень скважинного насоса с повышенной энергетической эффективностью. – Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Сумский государственный университет, Сумы, 2013.

В диссертационной работе решена важная научно-практическая задача повышения энергетической эффективности скважинных насосов, предназначенных для систем водоснабжения. В связи с обострившейся проблемой обеспечения населения качественной питьевой водой обоснована необходимость использования малогабаритных осевых ступеней низкой быстроходности ($n_s = 250...400$). На основании обзора научно-технической информации была обоснована актуальность темы исследования; сформулированы его цель и задачи.

На основе аналитического исследования и анализа результатов численного моделирования была предложена структура потерь в проточной части. Уточнена существующая модель рабочего процесса и предложены формулы для расчета коэффициента потерь, а также установлены основные факторы, влияющие на энергетические показатели ступени.

Путем численного исследования были установлены рациональные диапазоны геометрических параметров ступени предложенного типа: значение густоты периферийной решетки лопастей $\tau_{пер} = 0,9 - 1,35$, значения относительной длины зазора между лопастными решетками рабочего колеса и статорного аппарата $S_1' = 0,14 - 0,21$, значения относительной длины межступенчатого зазора $S_2' = 0,08 - 0,2$. При этом тип профиля лопасти, который обеспечивает максимальную энергетическую эффективность – профиль типа НАСА.

Анализ результатов исследования позволил создать методику проектирования малогабаритных осевых ступеней низкой быстроходности для скважинных насосов. На основе данной методики спроектирован и изготовлен опытный образец такого насоса. Проведены испытания ступени и насоса на стенде, которые подтвердили адекватность результатов численного исследования.

Спроектирован типоразмерный ряд проточных частей скважинных насосов на основе малогабаритных осевых ступеней низкой быстроходности, который охватывает диапазон подач от 100 до 300 м³/ч и состоит из 4 типоразмеров. Границы напорных характеристик скважинных насосов с осевой проточной частью можно регулировать количеством ступеней.

Ключевые слова: многоступенчатый насос, малогабаритная осевая ступень, коэффициент быстроходности, типоразмерный ряд, диапазон подач.

ABSTRACT

Matvienko O. A. Small-sized axial-flow stage of the borehole pump with increased energy efficiency. – Manuscript.

Dissertation for the candidate degree in specialty 05.05.17 – Hydraulic Machines and Hydropneumatic units. – Sumy State University, Sumy, 2013.

The dissertation presents a new solving of the scientific problem, that is to increase the efficiency of small-sized axial-flow stage of the borehole pump. Solving of this problem can reduce the life cycle cost not only of the pump unit, but also of artesian water-supply system. At adequate mathematical models the pictures of the flow in the flow part of low speed small-sized axial-flow stage are obtained, that gives the possibility of qualitative evaluation of losses structure in the flow part that is under investigation. Experimentally rational ranges of basic geometric parameters that most significantly affect the energy characteristics of the stage are established.

The method of designing low speed small-sized axial-flow stages ($n_s = 250 \dots 400$) accounting the peculiarities of their workflow is created. Based on this method the standard series of small-sized axial-flow stages was created.

Keywords: multistage pump, small-sized axial-flow stage, speed coefficient, standard series, feed range.

Підписано до друку 25.02.2013 р.
Формат 60x90/16. Ум. друк. арк. . Обл.-вид. арк. . Тираж 120 пр. Зам. № .

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