

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Антоненко Сергій Сергійович

УДК 621.65

**ЗМІНА НАПРНОЇ ТА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИК ВИСОКООБЕРТОВОГО
ДИНАМІЧНОГО НАСОСА ПІД ВПЛИВОМ В'ЯЗКОСТІ СЕРЕДОВИЩА, ЩО
ПЕРЕКАЧУЄТЬСЯ**

05.05.17 - Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Суми - 2004

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Сумському державному університеті
Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник - кандидат технічних наук, доцент
Євтушенко Анатолій Олександрович,
Сумський державний університет,
завідувач кафедри
прикладної гідроаеромеханіки.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, с.н.с,
Паламарчук Микола Володимирович,
Донецький інститут залізничного транспорту,
доцент кафедри теоретичної та прикладної механіки.

кандидат технічних наук,
Дранковський Віктор Едуардович,
Національний технічний університет
"Харківський політехнічний інститут",
доцент кафедри гідравлічних машин.

Провідна установа - Інститут проблем машинобудування ім.А.М.Підгорного НАН України,
м.Харків.

Захист відбудеться 15 квітня 2004 р. о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради
К 55.051.03 у Сумському державному університеті за адресою: 40007, м. Суми, вул.
Римського-Корсакова, 2.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Сумського державного університету (м.Суми,
вул. Римського-Корсакова, 2).

Автореферат розісланий "12" березня 2004 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Савченко Є.М.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Насоси гідродинамічного принципу дії відносяться до широко розповсюдженого технологічного устаткування міжгалузевого призначення. Їх перевагою є здатність перекачувати різнні за складом і властивостями текучі середовища з достатньо високим рівнем надійності в роботі. Досягається це завдяки їх більш простій механічній конструкції в порівнянні з насосами об'ємного принципу дії.

Склад і властивості середовищ, що перекачуються, істотно впливають на робочу характеристику розглянутих насосів. Задача її визначення на стадії проектування насоса є складною. Загальноприйнятою практикою насособудування у цьому питанні є ведення розрахунку для випадку перекачування технічно чистої води з наступним введенням поправок, які враховують склад і властивості середовища, що реально перекачується. Одним з видів таких поправок є поправка, яка враховує в'язкість середовища, що перекачується. Іншим видом поправок враховується вплив на характеристику насоса значної зміни частоти обертання його ротора. Обидва види поправок в існуючому вигляді вводяться як самостійні, незалежно одна від іншої.

Існують емпіричні поправки для врахування впливу в'язкості середовища, яке перекачується. Вони дають відносно точні результати стосовно характеристик насосів з середньорозмірними робочими колесами ($D_2=150\dots450$ мм) і приводом від асинхронних електродвигунів ($n=1000\dots3000$ об/хв). Результати розрахунків за існуючими поправками, які враховують зміну частоти обертання ротора насоса, мало узгоджуються як між собою, так і з реальними характеристиками насосів.

Потреба в насосному устаткуванні з $D_2 < 150$ мм та $n > 3000$ об/хв зробила знову актуальним питання врахування впливу в'язкості середовища, яке перекачується, на робочу характеристику насоса. При зазначених умовах використання наявних рекомендацій з даного питання дає значні похибки при проведенні розрахунків. Це веде до великих втрат (зниження надійності в роботі, продуктивності і середньоексплуатаційного ККД) при експлуатації даного виду насосного устаткування.

Сфера використання розглянутих насосних агрегатів постійно поширюється, в першу чергу під впливом потреб нафтогазового комплексу. Заглибні свердловинні насоси відцентрового типу для видобутку нафти (ЕЦН) у складі існуючих насосних установок (УЕЦН) використовуються більш широко. Так, на початку 80-х років минулого сторіччя з їхньою допомогою в СРСР добувалося більш 35% усієї нафти країни. Наприкінці 90-х років по СНД розглянуті насоси експлуатувалися в більш ніж 47000 нафтових свердловинах та підіймали на поверхню 50% всієї нафти. На 2003р. ця цифра становила вже 70%. Аналогічні тенденції характерні і для нафтогазового комплексу України.

Окремо слід відзначити зростаючу тенденцію використання насосів з усе більш високими частотами обертання їх ротора. Це стосується як мобільних насосних установок, так і стаціонарних. Останні отримують розповсюдження в енергетиці та інших галузях промисловості.

Викладене дозволяє стверджувати, що тема даної роботи є актуальною і практично значимою.

Зв'язок роботи з науковими програмами. Дисертаційна робота виконувалась у відповідності з планом науково-дослідних робіт (НДР) кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету (СумДУ). Основні наукові розробки реалізовані при виконанні держбюджетних НДР за темами: 80.13.0.97-99 д/б "Дослідження робочого процесу свердловинних турбонасосних агрегатів на газонасичених і високов'язких нафтах" (замовник – Міністерство освіти України, номер державної реєстрації 0197 U016595), особистий внесок здобувача у проміжному звіті пункт "Робота динамічного насоса на високов'язкій рідині"; 80.01.04.00-02 д/б "Дослідження нетрадиційних турбомашин і систем для вирішення енергетичних і екологічних проблем" (замовник – Міністерство освіти і науки України, номер державної реєстрації 0100 U003214), особистий внесок здобувача у проміжному звіті пункт "Удосконалення методики перерахування робочої характеристики динамічного насоса з води на високов'язку рідину", і в заключному звіті пункт "Експериментальне дослідження впливу в'язкості середовища, що перекачується, на робочу характеристику ступені з малорозмірними робочими колесами".

Мета і задачі дослідження. Мета роботи - вивчення впливу в'язкості середовища, що перекачується, на напірну та енергетичну характеристики насосів гідродинамічного принципу дії з малорозмірними робочими колесами і високою частотою обертання їх ротора та створення на задані умови методики перерахунку їх робочих характеристик.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі:

- визначити особливості течії високов'язкої рідини в елементах проточних частин малогабаритних насосних ступенів відцентрового типу;
- вивчити питання особливостей застосування формул теорії подібності для перерахунку робочих характеристик насосів з малорозмірними робочими колесами у випадку переходу їх з роботи на воді до перекачування середовищ з високою в'язкістю;
- оцінити вплив високої частоти обертання ротора на робочі характеристики насоса з малорозмірними відцентровими колесами при його роботі на високов'язкій рідині;
- розробити уточнену методику перерахунку робочих характеристик відцентрових насосних ступенів з малорозмірними робочими органами при високій частоті обертання їх ротора з води на рідину з високою в'язкістю.

Об'єкт дослідження - робочий процес насосів гідродинамічного принципу дії.

Предмет дослідження - робота насоса гідродинамічного принципу дії в зонах не автотельного режиму течії робочої рідини в його проточній частині. Особливості роботи відцентрових насосів з

малорозмірними робочими колесами і підвищеними частотами обертання ротора у випадку перекачування ними високов'язких рідин.

Методи дослідження. Розв'язання поставлених задач велося з використанням розрахунково-аналітичного методу та методу фізичного моделювання робочого процесу промислових зразків проточних частин заглибного насосного устаткування на експериментальному стенді.

Розрахунково-аналітична частина роботи ґрунтувалася на фундаментальних положеннях механіки рідини і газу, базових положеннях теорії подібності та теорії турбомашин. Зважаючи на складність питання, яке розглядалось, використовувались напівемпіричні залежності з подальшою їх перевіркою шляхом проведення фізичного експерименту.

Фізичний експеримент, як складова частина проведеного дослідження, включав у себе моделювання процесу перекачування високов'язких середовищ заглибними насосами. Визначались робочі характеристики насосних ступенів при різних частотах обертання ротора експериментального насоса та змінній в'язкості середовища, яке перекачувалось.

Достовірність отриманих експериментальних результатів обґрунтована використанням загальноновизнаної в практиці насособудування методики проведення відповідних випробувань, а також задовільною похибкою виміру фізичних параметрів при виконанні експериментальної частини дослідження.

Наукова новизна отриманих результатів:

- визначено механізм впливу частоти обертання ротора та в'язкості середовища, яке перекачується, на робочі характеристики насосів гідродинамічного принципу дії.
- виявлено особливості впливу масштабного ефекту на характер течії в'язкої рідини, яка перекачується, у проточній частині відцентрового насоса;
- встановлено особливості застосування теорії подібності для модельного перерахунку робочої характеристики відцентрового насоса, який працює на високов'язкому середовищі, в залежності від частоти обертання його ротора;
- запропоновано узагальнену функціональну залежність між основними видами втрат енергії у відцентровому насосі, яка враховує в'язкість середовища, що перекачується, та величину частоти обертання ротора насоса;

Практичне значення отриманих результатів:

- розроблено напівемпіричну методику перерахунку напірної та енергетичної характеристик відцентрових насосів з води на високов'язку рідину з урахуванням факторів впливу високої частоти обертання їх ротора та розмірів робочих органів;
- встановлені енергетично ефективні діапазони значень в'язкості робочої рідини, яка підлягає перекачуванню, у випадку застосування заглибних насосних агрегатів типорозмірного ряду ЕЦН;

- розроблено рекомендації стосовно вибору прийнятних типорозмірів насосних агрегатів для максимально ефективного їх використання в попередньо визначених умовах;

- створено новий експериментальний стенд, який дозволяє проводити випробування відцентрових насосних ступенів (як в одно-, так і в багатоступеневому виконанні) типорозмірного ряду насосних агрегатів ЭЦН5-30...ЭЦН5-200 на різній (регульованій) в'язкості робочої рідини і з можливістю регулювання частоти обертання ротора до 10000 об/хв.

Результати дисертаційної роботи впроваджені на промислових підприємствах України (ВАТ "ВНДІАЕН" (м.Суми), Охтирське НГВУ ВАТ "Укрнафта", ЗАТ "НВО "Гідромаш") та в навчальному процесі СумДУ, що підтверджується наведеними в дисертації актами впровадження.

Особистий внесок здобувача. У наукових публікаціях, що розкривають результати, отримані при виконанні дисертації та написані в співавторстві, здобувачу належить: [1] - розробка і створення експериментального стенду для дослідження робочого процесу нафтових турбонасосних агрегатів, а також, складання плану експериментальних досліджень; [2] - проведення розрахункового порівняльного аналізу існуючих методик перерахунку робочих характеристик насосів, які досліджувались; [3] - обґрунтування можливості використання гідротурбін для приводу насосів при різних умовах експлуатації; [4] - порівняльний аналіз існуючих методик з розробленою методикою; [5] - розгляд питання про доцільність поділу втрат енергії на види з наступним визначенням взаємозв'язку між коефіцієнтами перерахунку; [6] - отримання залежності числа Рейнольдса від геометричних параметрів робочого колеса. Окрім вказаних робіт всі інші напрацювання, що викладені в дисертації, належать автору.

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

- 3-й... 7-й Українських науково-технічних конференціях "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці" (м.Київ, 1998, 2000, 2002; м.Суми, 1999; м.Харків 2001);

- Міжнародній ювілейній науково-технічній конференції АСС ПГП (м.Кіровоград, 2000);

- Міжнародних науково-технічних конференціях "Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання" (м.Харків, 2000, 2003);

- Науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів і студентів СумДУ (щорічно з 1998 по 2003 р. включно).

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковано 8 наукових праць, з них 7 у спеціалізованих виданнях, затверджених переліком ВАК України, та теза доповіді на науково-технічній конференції (м.Київ, 1998). Матеріали дисертації використовувалися також у звітах по НДР.

Структура й обсяг дисертаційної роботи. Робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації 167 сторінок, у тому

числі 20 рисунків, з яких 8 на окремих сторінках, 4 таблиці, бібліографія з 95 використаних джерел на 8 сторінках, 4 додатки на 4 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність проведення дослідження процесу перекачування в'язких середовищ та розробки методики перерахунку напірної та енергетичної характеристик відцентрових насосів, які мають малорозмірні робочі органи та працюють на високов'язких рідинах при високих частотах обертання їх ротора. Сформульовані мета та задачі дослідження, надається загальна характеристика роботи.

У **першому розділі** викладені результати інформаційно-аналітичного огляду сучасного стану проблеми, пов'язаної з роботою відцентрових насосів на високов'язких середовищах.

Цим питанням у різний час займалися Айзенштейн М.Д., Суханов Д.Я., Степанов О.І., Ляпков П.Д., Балакіров Ю.А., Максимов В.П. та ін. Опубліковані результати досліджень з цього питання фірм “KSB”, “Sulzer” та інші. Їх досвід показав, що питання складне і єдиної відповіді на нього для всіх без винятку відцентрових насосів на сьогоднішній час не існує. Виявлено ряд невирішених питань відносно опису процесу перекачування зазначеної рідини та точності розрахункового визначення енергетичних параметрів відцентрових насосів з малорозмірними робочими колесами, які працюють на рідинах зі змінною в'язкістю та високою частотою обертання їх ротора.

Розвиток нафтовидобувного комплексу, в першу чергу, вимагає створення високоефективного, у вказаному відношенні, насосного устаткування. Це потребує, зокрема, вирішення задачі врахування впливу високої в'язкості робочої рідини на продуктивність свердловинних насосних агрегатів типу ЭЦН. Існує невизначеність в узгодженні їх робочих характеристик з гідравлічними характеристиками свердловин. Причиною є недостатня вивченість процесу течії в'язкої рідини в проточних частинах насосів. В умовах експлуатації цей факт створює труднощі при встановленні способів розробки нафтових родовищ. Відповідно актуальною є задача визначення нових напрямів підвищення ефективності роботи свердловинних насосів гідродинамічного принципу дії за рахунок оптимізації процесів їх проектування та експлуатації.

Розмаїття умов, які впливають на продуктивність свердловинних ЭЦН, що використовуються для видобутку нафти, не дозволяє одержати їх реальні енергетичні параметри, адекватні розрахунковим. Дана проблема ставить задачу визначення діапазонів застосування розроблених методик перерахунку робочих характеристик цих насосів та їх вдосконалення. Невизначеність у виборі необхідної методики перерахунку енергетичних параметрів насосів, які розглядаються, з води на високов'язку рідину приводить до експлуатації існуючого насосного устаткування на

неоптимальних режимах. Як наслідок, робота даних насосів стає економічно невиправданою. Відсутність достовірної методики перерахунку призвела до спроб поліпшення продуктивності насосів типу ЭЦН за рахунок вдосконалення конструкції їх окремих вузлів. На жаль, вагомих результатів в цьому напрямку не отримано.

В умовах, коли здійснюється перекачування високов'язких середовищ насосами гідродинамічного принципу дії, внаслідок неточності розрахунку їх енергетичних параметрів, привод, який забезпечує постійну частоту обертання ротора насоса, не може одночасно забезпечити економічно вигідний режим їх експлуатації. Можливе використання турбоприводу, якому притаманна властивість саморегулювання по частоті обертання, дозволяє виводити насоси, які розглядаються, на розрахунковий режим. Але в такому випадку ми маємо справу, в тому числі, з високими частотами обертання ротора насоса ($n > 3000$ об/хв). Суттєва зміна частоти обертання ротора змінює режим течії в проточній частині насоса, що означає і суттєву зміну його робочої характеристики. Достовірних методик врахування даної обставини на сьогодні немає. Є не велике число чисто емпіричних залежностей для насосів з середньорозмірними робочими колесами. Прямий перенос цих рекомендацій на технічний об'єкт даного дослідження дає похибки, які не задовольняють сьогоднішню практику.

За станом на цей час кожна з існуючих методик враховує лише окремі умови, характерні для роботи вузько спеціалізованого типу насосних агрегатів. Всі відповідні дані отримано для середньорозмірного виконання робочих коліс насосів. Пряме їх використання, стосовно насосів з малорозмірними робочими колесами, дає похибки у розрахунках (в середньому 30%), що неприйнятні для сьогоднішньої практики експлуатації насосного обладнання, яке розглядається. Питання ускладнюється тим, що підвищення частоти обертання ротора насоса діє в протилежному напрямку відносно впливу на його робочу характеристику, в порівнянні зі зменшенням діаметру робочих коліс та зростанням в'язкості середовища, яке перекачується.

Таким чином, вивчення однофакторного впливу на робочу характеристику насоса (частота обертання ротора, діаметр робочого колеса, в'язкість робочої рідини), не забезпечує потрібної якості його проектування, а, відповідно, і якісних показників економічної його експлуатації чи мінімізації капітальних затрат при виборі насоса для заданих умов його роботи.

Вказана проблема є актуальною не тільки для нафтогазового комплексу. В цілому, вона стосується якості роботи насосного обладнання даного типу в визначених умовах для різних галузей промисловості.

У другому розділі формулюються мета проведення дослідження та задачі, які вирішувались для її досягнення. Описані методи та засоби проведення дослідження.

Прийнятий метод дослідження – розрахунково-аналітичний з наступною перевіркою отриманих результатів експериментальним шляхом на стенді.

За технічний об'єкт дослідження обрані натурні робочі органи типорозмірного ряду насосних агрегатів ЭЦН5-50, ЭЦН5-80, ЭЦН5-125 та ЭЦН5-200. Даний номенклатурний ряд насосів є найбільш розповсюдженим у практиці експлуатації в нафтовидобувному комплексі України та країн СНД.

Загальне конструктивне виконання насосних ступенів, характеристики яких визначались на стенді, представлено на рис.1. В цих ступенях використовуються робочі колеса плаваючого типу в двох прийнятих в практиці насособудування конструктивних виконаннях.

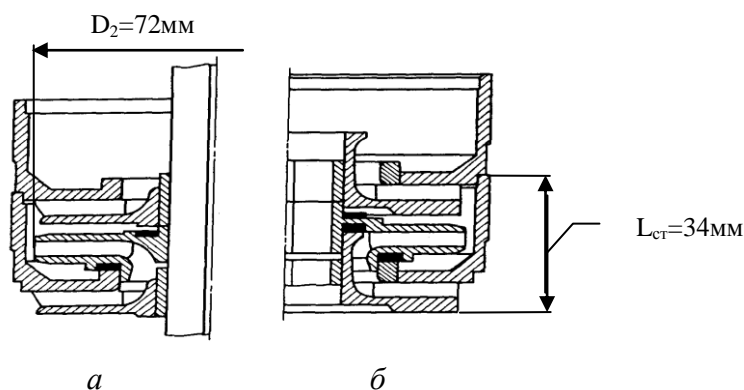


Рис. 1 Ступені насосу ЭЦН5-80: *а* – однопорна; *б* – двохпорна

Для проведення експериментальної частини дослідження був створений спеціальний експериментальний стенд, який дозволяв проводити енергетичні випробування обраного технічного об'єкту дослідження, змінювати в'язкість середовища, яке перекачувалось, та частоту обертання ротора експериментального насоса.

Стенд працює по замкнутій схемі циркуляції робочої рідини, за яку було обрано олію індустріальну И-20А. Стенд дозволяє проводити параметричні випробування проточних частин насосів у діапазоні подач $0 \dots 200 \text{ м}^3/\text{доб}$ і напорів до 50 м зі зміною кінематичного коефіцієнта в'язкості робочої рідини в межах $\nu=10 \dots 200 \text{ сСт}$ та частоти обертання ротора експериментального насоса в межах $n=50 \dots 10000 \text{ об/хв}$.

Методика проведення випробувань насосних ступенів обраного ряду за способами зняття їх енергетичних характеристик відповідала вимогам ГОСТ 6134-87 "Насосы динамические, методы испытаний". Виконані обчислення похибок визначення робочих параметрів експериментального насоса показують, що вони знаходяться в межах, визначених діючим стандартом.

У **третьому розділі** викладені результати розрахунково-аналітичної частини дослідження. Наводяться результати визначення фізичної моделі течії високов'язкої рідини в міжлопатевому каналі робочого колеса відцентрового насоса. Обґрунтовується необхідність врахування взаємопов'язаного впливу масштабного фактора, частоти обертання ротора та в'язкості середовища, яке перекачується, на робочу характеристику насоса шляхом використання єдиного критерія – числа Рейнольдса. Пропонується спосіб визначення числа Рейнольдса для оцінки режиму течії в

межлопатевиx каналax робочого колеса насоса. Наводяться результати аналізу впливу факторів, які розглядаються, на окремі складові втрат енергії в проточній частині насоса. Пропонується структура системи рівнянь для визначення коефіцієнтів перерахунку основних параметрів відцентрового насоса з води на високов'язку рідину з урахуванням геометричних параметрів його робочих органів та частоти обертання ротора.

В результаті розгляду фізичної природи течії високов'язкої рідини в міжлопатевому каналі робочого колеса відцентрового насоса констатується – в заданих умовах вплив сил інерції та в'язкості на величину основних параметрів насоса є приблизно однаковим. Зменшення розмірів його робочих органів, з одного боку, обумовлюється збільшенням частоти обертання ротора насоса, а з іншого боку - зовнішніми обставинами (обмеження по діаметру свердловини та інше). При спільному впливі в'язкості рідини, яка перекачується, та вказаних вище факторів на режим течії в міжлопатевому каналі робочого колеса відцентрового насоса сили в'язкості стають домінуючими. Розрахунки показують, що режим течії, який досліджується, можна вважати ламінарним – ширина пристінного шару в'язкої рідини досягає ширини каналу робочого колеса насоса. Критерієм, який одночасно враховує вплив розмірів робочих органів насоса, частоти обертання його ротора та в'язкості середовища, що ним перекачується, є число Рейнольдса. При проведенні вищевказаних розрахунків використовувалась форма його визначення, що найбільш розповсюджена в вітчизняній практиці насособудування:

$$Re_0 = \frac{\omega \cdot R_2^2}{\nu},$$

де $\omega = (\pi \cdot n)/30$, c^{-1} – характерна швидкість, за яку прийнята кутова швидкість обертання робочого колеса насоса, при цьому n – лінійна частота обертання колеса, об/хв; $R_2 = D_2/2$ – характерний геометричний розмір, що, в даному випадку, є вихідним радіусом колеса (D_2 – зовнішній діаметр колеса, м); ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, яка перекачується, m^2/c .

Разом з тим, визначення числа Рейнольдса для течії в проточній частині відцентрового насоса по існуючим літературним даним не є однозначним.

Враховуючи можливість виникнення великих похибок в результатах проведених розрахунків, в межах вказаних обставин, було проведено окремо розгляд питання про найбільш прийнятний спосіб визначення числа Рейнольдса. На підставі існуючих виразів для визначення числа Рейнольдса отримано залежність, яка додатково враховує вплив геометричних параметрів робочого колеса насоса на характер режиму течії рідини в його проточній частині:

$$Re = k_g \cdot \frac{\omega \cdot R_2^2}{\nu} = k_g \cdot Re_0, \quad (1)$$

де $k_g = \frac{k_1 \times k_2}{D_{екв}} = \frac{(\sin \beta_2 \cdot \sin \alpha_2 / \sin(180 - (\alpha_2 + \beta_2))) \times (2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot \psi_2)}{\sqrt{4 \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \psi_2}}$ - геометричний коефіцієнт, що

враховує основні геометричні параметри виходу робочого колеса (α_2 – кут виходу потоку рідини із колеса в абсолютній системі координат, град.; β_2 – кут виходу потоку рідини із колеса у відносній системі, град.; ψ_2 – коефіцієнт стиснення потоку рідини лопатями колеса на його виході; b_2 – ширина колеса на виході, м).

Повторні розрахунки з використанням результатів визначення числа Рейнольдса за формулою (1) підтвердили можливість вважати режим течії в проточних частинах насосів, які розглядались, ламінарним.

З урахуванням вищенаведеного, виконано аналіз впливу розглянутих факторів на окремі складові втрат енергії в проточній частині відцентрового насоса при здійсненні його робочого процесу.

На основі результатів розгляду зміни гідравлічних втрат енергії зроблено висновок про можливість використання степеневого закону пропорційності зміни напору насоса під впливом зміни в'язкості середовища, яке ним перекачується, частоти обертання ротора та геометричних параметрів робочих органів. Для цих умов визнано справедливим використання наступного математичного виразу стосовно напору насоса:

$$\frac{H_{v1}}{H_{v2}} = \left(\frac{n_1}{n_2} \times \frac{v_2}{v_1} \right)^x \times \lambda^2, \quad (2)$$

де H_{v1}, H_{v2} - напори насоса при різній в'язкості (v_1 та v_2) середовища, що перекачується, відповідно;

n_1 та n_2 – частоти обертання ротора насоса;

λ - масштаб геометричної подібності проточних частин насосів, характеристики яких порівнюються між собою.

Наведене співвідношення є справедливим у випадку $\frac{\eta_{e1}}{\eta_{e2}} = \frac{H_{v1}}{H_{v2}} \cong \frac{Re_{v1}}{Re_{v2}}$, де η_e – гідравлічний ККД проточної частини насоса, а рівняння $\frac{\eta_{e1}}{\eta_{e2}} = \frac{H_{v1}}{H_{v2}}$ відповідає прийнятій в роботі умові $H_{T v1} = H_{T v2}$ (H_T – теоретичний напір робочого колеса насоса, який він розвивав би за умови відсутності гідравлічних втрат енергії в його проточній частині).

При розгляді об'ємних втрат енергії в проточній частині насоса враховувався тільки витік робочої рідини через переднє ущільнення робочого колеса насоса. Для визначення кількісної зміни величини вказаного витіку (q) отримана залежність:

$$\frac{q_{v1}}{q_{v2}} = k_\mu \cdot \lambda^3 \cdot \left(\frac{n_1 \cdot v_2}{n_2 \cdot v_1} \right)^{0,5x},$$

де k_μ - співвідношення коефіцієнтів витoku рідини через щілину із заданими геометричними параметрами при різній величині її в'язкості.

Зважаючи на співвідношення геометричних параметрів міжлопатевих каналів робочого колеса відцентрового насоса, для останніх прийнято $k_\mu=1$, звідки:

$$\frac{Q_{v1}}{Q_{v2}} = \lambda^3 \cdot \left(\frac{n_1 \cdot v_2}{n_2 \cdot v_1} \right)^{0,5x}, \quad (3)$$

де Q_{v1} та Q_{v2} - відповідно, подачі насоса, який розглядається, при його роботі на середовищах з різною в'язкістю (v_1 та v_2).

Враховуючи результати розгляду зміни механічних втрат енергії в проточній частині насоса, робочий процес якого розглядався, та маючи на увазі формули (2) і (3), отримано математичну залежність для визначення потужності, яка споживається насосом:

$$\frac{N_{v1}}{N_{v2}} = k_\rho \cdot \lambda^5 \cdot \left(\frac{n_1 \cdot v_2}{n_2 \cdot v_1} \right)^{1,5x}, \quad (4)$$

де k_ρ - співвідношення густин води і середовища, яке передбачається перекачувати насосом.

Отримані залежності (2), (3) і (4) засвідчують наявність між ними взаємозв'язку. Спираючись на цей висновок, а також на висновок про можливість вважати режим течії в міжлопатевих каналах робочих коліс насосів, які розглядались, ламінарним, отримано систему рівнянь для визначення коефіцієнтів перерахунку основних параметрів відцентрового насоса (k_Q – коефіцієнт перерахунку подачі насоса; k_H – напору; k_N – потужності та k_η – ККД насоса) для випадку зміни габаритів його робочих органів та в'язкості середовища, яке перекачується. Вказана система має вигляд:

$$\begin{cases} k_Q = \alpha^{-1} \\ k_H = \alpha^{-2/3} \\ k_N = k_\rho \cdot \alpha \\ k_\eta = \alpha^{-8/3} \end{cases}, \quad (5)$$

де $\alpha = b + a/Re$ - параметр, який включає в себе емпіричні коефіцієнти a і b .

Маючи на увазі останнє, слід зазначити, що отримана система рівнянь має напівемпіричний характер. Відповідно, її практичне використання потребує додаткових експериментальних даних, а також врахування частоти обертання ротора насоса.

У четвертому розділі наведені результати експериментальної частини дослідження та результати його практичної реалізації. Приводяться дані по визначенню емпіричних поправок до перерахункових коефіцієнтів основних параметрів відцентрових насосів з води на високов'язку рідину при зміні частоти обертання їх ротора та типорозміру насосних ступенів, які досліджувались. Викладені основні положення методики перерахунку робочих характеристик вказаних насосів та результати її використання на практиці.

За результатами аналізу отриманих експериментальних даних встановлені прийнятні інтервали значень за в'язкістю середовища, яке перекачувалось експериментальним насосом при постійній частоті обертання його ротора. Визначено три основні інтервали з відповідними величинами емпіричних коефіцієнтів a і b (табл.1).

Таблиця.1

Визначення величин емпіричних коефіцієнтів a і b (5)

Інтервали за в'язкістю, сСт	a	b
(10 - 40]	1,1	150
(40 - 70]	1,1	170
(70 - 110]	1,1	400

Маючи на увазі емпіричні значення коефіцієнтів a і b (табл.1), з врахуванням можливості зміни частоти обертання ротора насоса, отримано систему залежностей (6):

$$\begin{cases} k_Q = \alpha^{-1} \times \left(\frac{n_1}{n_2}\right) \\ k_H = K_H \times \alpha^{-2/3} \times \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \\ k_N = \alpha \times k_\rho \times \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^m \\ k_\eta = \alpha^{-8/3} \end{cases} \quad (6)$$

В даній системі залишаються не визначеними коефіцієнт K_H (в формулі для визначення k_H) та показник степені m (в формулі для визначення k_N).

Величиною K_H компенсуються похибки від припущень, зроблених у ході отримання системи рівнянь (5) для визначення перерахункових коефіцієнтів за умови $n=\text{const}$. В даній роботі рекомендується приймати $K_H=0,85$, але потрібно мати на увазі, що вказане значення K_H отримано експериментальним шляхом при випробуванні насосних ступенів агрегатів типу ЕЦН. Очевидно, таке визначення величини K_H не може дати його точної величини, яку б можна було вважати універсальною. Для різних груп відцентрових насосів вона може мати різне значення, яке може бути визначено шляхом проведення відповідних експериментів.

Окремого обговорення вимагає питання про величину параметра m . Згідно теорії подібності – $m=3$. Разом з тим, експериментальні дані свідчать, що достовірні результати перерахунку мають місце при $m=2,7$. З нашої точки зору вказаний відступ від висновків теорії подібності зумовлений зміною величини внутрішніх механічних втрат енергії в проточній частині насоса (втрат енергії на дискове тертя) в залежності від часу безперервної його роботи – відбувається зміна в'язкості рідини в пазухах робочого колеса насоса під впливом зміни її температури. Останнє є наслідком дисипації в пазухах робочого колеса механічної енергії, підведеної до ротора насоса.

Подача, Q	9 %	11 %	8 %	9 %	7 %	19 %	11 %	12 %
Напір, H	4 %	4 %	5 %	4 %	9 %	6 %	13 %	9 %
ККД, η	3 %	4 %	5 %	4 %	4 %	30 %	22 %	19 %

Встановлена область застосування, в якій розроблена методика дає розрахункові результати адекватні, з обумовленою точністю, фактичним:

- стосовно конструктивних особливостей насосних ступенів - охоплює типорозмірний ряд заглибних електровідцентрових насосів з плаваючим типом виконання робочих коліс ЭЦН5-30...ЭЦН5-200. Для інших конструктивних виконань насосних ступенів доцільним є проведення додаткової експериментальної перевірки на предмет визначення рівня точності отриманих розрахункових результатів;

- інтервал частот обертання приводного ротора насоса, в якому запропонована методика перевірена і дає прийнятні результати розрахунків, знаходиться в межах від 2000 об/хв до 8000 об/хв;

- діапазон зміни в'язкості рідини, яка перекачується насосом, з урахуванням енерговитрат, доцільно обмежити значенням $\nu = 10 \dots 110 \text{ cSt}$.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена актуальна науково-технічна задача створення концептуально нової методики прогнозування робочих характеристик відцентрових насосів, які перекачують високов'язкі рідини, мають малорозмірні робочі органи та працюють з підвищеними частотами обертання їх ротора. Базова структура перерахункових формул енергетичних параметрів за даною методикою прийнятна для всіх відцентрових насосів, які працюють в вищезазначених умовах. Отримані науково-методичні результати, спрямовані на підвищення енергоефективності промислових гідравлічних мереж (в першу чергу нафтогазового комплексу), дозволяють досягти ефекту в техніко-економічних показниках.

За результатами виконаної роботи зроблено наступні висновки:

- проведено інформаційно-аналітичний огляд джерел за темою дисертації та встановлено, що існуючі методики перерахунку робочих характеристик насосів гідродинамічного принципу дії з води на високов'язку рідину ($\nu = 10 \dots 200 \text{ cSt}$) мають суто емпіричний характер і дають достатньо прийнятну точність розрахунків тільки у випадку використання середньорозмірних ($150 \leq D_2 \leq 450, \text{ мм}$) робочих коліс при стандартній ($1000 \leq n \leq 3000, \text{ об/хв}$) частоті обертання ротора насоса. У випадках $D_2 < 150 \text{ мм}$ та $n > 3000 \text{ об/хв}$ похибки розрахунків за існуючими методиками суттєво перевищують допустимі межі;

- запропонована фізична модель течії високов'язкої рідини в проточних каналах малорозмірної насосної ступені. Встановлено, що при перекачуванні зазначеної рідини домінують сили в'язкого тертя, що не дозволяє нехтувати критерієм Рейнольдса при використанні формул теорії подібності для розрахунку робочої характеристики насоса. Визначено найбільш прийнятну форму обчислення числа Рейнольдса стосовно проточної частини відцентрового насоса, який перекачує високов'язку рідину;

- з'ясовано, що масштабний ефект, який кількісно характеризується співвідношенням зовнішніх діаметрів робочих коліс натурального та модельного насосів, у випадку зменшення натурального робочого колеса по відношенню до модельного проявляється у зміні режиму течії середовища, яке перекачується, від турбулентного до ламінарного. Зроблено висновок – структура коефіцієнтів перерахунку характеристик насоса з води на високов'язку рідину повинна базуватись на залежностях, які описують ламінарний режим течії рідини;

- встановлено, що суттєва зміна частоти обертання ротора насоса є вагомим, але не домінуючим фактором відносно її впливу на робочу характеристику насоса. Збільшення частоти обертання веде до зменшення розмірів робочого колеса при фіксованих параметрах насоса. В цих умовах зростання в'язкості рідини, яка перекачується, веде до зменшення числа Рейнольдса і відповідних змін робочої характеристики насоса;

- виявлено, що збільшення в'язкості середовища, яке перекачується, веде до немодельних змін величини внутрішніх механічних втрат енергії в проточній частині насоса. Як наслідок, при зміні частоти обертання ротора насоса потужність, яка споживається насосом, що працює на високов'язкій рідині, змінюється по степеневому закону, як і у випадку перекачування технічно чистої води, але з показником степені менше трьох;

- виведено структурні вирази перерахункових коефіцієнтів подачі, напору, потужності та ККД на підставі диференційного розгляду змін основних видів втрат енергії у відцентровій насосній ступені при її переході з води на високов'язку робочу рідину. Встановлено їх взаємозв'язок за допомогою однорідних емпіричних коефіцієнтів;

- створено експериментальний стенд, який дозволяє отримувати робочі характеристики насосних ступенів, що працюють на рідині зі змінною в'язкістю та в діапазоні частот обертання їх ротора до 10000 об/хв. З його допомогою отримано нові експериментальні дані, які розкривають особливості змін енергетичних параметрів розглянутого насосного устаткування під впливом факторів високої в'язкості, високої частоти обертання та малорозмірного виконання відцентрових насосних ступенів;

- розроблено напівемпіричну методику перерахунку напірної та енергетичної характеристик відцентрових насосів з води на високов'язку рідину з урахуванням фактора впливу високої частоти обертання їх ротора. Проведено її експериментальну перевірку на насосних ступенях заглибних

насосних агрегатів типорозмірного ряду ЕЦН. Надані рекомендації стосовно вибору прийнятих типорозмірів насосних агрегатів для максимально ефективного їх використання в попередньо встановлених умовах;

- результати дослідження впроваджені на промислових підприємствах України (ВАТ "ВНДІАЕН" (м.Суми), Охтирське НГВУ ВАТ "Укрнафта", ЗАТ "НВО "Гідромаш") та в навчальному процесі СумДУ.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗДОБУВАЧА

1. Антоненко С.С., Твердохлеб И.Б. Экспериментальный стенд для исследования рабочего процесса нефтяных турбонасосных агрегатов // Программа и тезисы докладов юбилейной научн.-технич. конф. "Гидроаэромеханика в инженерной практике". - Киев: НТУУ "КПИ". - 1998. - С.46- 47.

2. Антоненко С.С., Твердохлеб И.Б. Влияние вязкости жидкости на параметры турбонасосного агрегата // Вестник НТУУ "КПИ": Машиностроение, 1999. - Вып.35. - С. 84-88.

3. Боровский Б.И., Твердохлеб И.Б., Антоненко С.С. Влияние параметров турбинной ступени на выбор привода турбонасосного агрегата // Вестник НТУУ "КПИ", Машиностроение. - К., 2000. – Вып.38, Т.2. - С. 41 - 43.

4. Антоненко С.С., Евтушенко А.А., Ткачук Ю.Я. Усовершенствование методики пересчета рабочей характеристики динамического насоса с воды на высоковязкую жидкость // Збірник наукових праць. "Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання". - Харків: ПМаш ім.А.М.Підгорного НАН України, 2000. – С. 453-457.

5. Антоненко С.С., Евтушенко А.А., Ткачук Ю.Я. Полуэмпирическая методика пересчета рабочей характеристики малогабаритного динамического насоса с воды на высоковязкую жидкость // Збірник наукових праць КДТУ "Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація". - Кіровоград: КДТУ, 2000. – Вип. 7. - С. 70-74.

6. Антоненко С.С., Евтушенко А.А., Ткачук Ю.Я. Определение числа Рейнольдса при пересчете характеристик центробежных насосов с воды на высоковязкую жидкость // Вестник Национального технического университета "Харьковский политехнический институт". - Харьков: НТУ "ХПИ", 2001.- Выпуск 129. Ч.1. - С.380-385.

7. Антоненко С.С. Экспериментальное исследование влияния вязкости перекачиваемой среды на рабочую характеристику насосной ступени с малоразмерным рабочим колесом // Вестник НТУУ "КПИ". - Киев: ММІ НТУУ "КПИ", 2002. - Том 2. - С. 123 - 126.

8. Антоненко С.С. Прогнозирование рабочих характеристик нефтяных насосов ряда ЭЦН на основе анализа трехфакторного влияния условий их эксплуатации // Збірник наукових праць.

"Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання". - Харків: ПМаш ім.А.М.Підгорного НАН України, 2003. – С. 552 - 557.

АНОТАЦІЯ

Антоненко С.С. Зміна напірної та енергетичної характеристик високообертового динамічного насосу під впливом в'язкості середовища, що перекачується. - Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук зі спеціальності 05.05.17 - гідравлічні машини та гідропнеumoагрегати. - Сумський державний університет, Суми, 2003 р.

У дисертаційній роботі наведені результати дослідження трьохфакторного впливу конструктивного виконання та умов експлуатації на енергетичні характеристики відцентрових насосних агрегатів на прикладі типорозмірного ряду ЕЦН: високої в'язкості рідини, що перекачується; малорозмірного виконання насосних ступенів; частоти обертання, яка перевищує 3000 об/хв. Основним змістом роботи є: констатація факту відсутності прийнятної методики розрахунку робочих характеристик відцентрових насосів для вищенаведених умов; розробка фізичної моделі течії рідини з високою в'язкістю в малорозмірних каналах насосних ступенів; отримання аналітичних виразів перерахункових коефіцієнтів основних енергетичних параметрів насоса; перевірка отриманих результатів шляхом проведення експериментальної частини дослідження; розробка напівемпіричної методики розрахунку енергетичних характеристик малорозмірних відцентрових насосних ступенів, які працюють на високов'язкій рідині при високих частотах обертання їх ротора.

Ключові слова: високов'язка рідина, малорозмірна відцентрова ступінь, високообертовий насос, методика перерахунку, число Рейнольдса, емпіричні коефіцієнти.

SUMMARY

Antonenko S.S. Change of the head and performance curves of a high-speed dynamic pump under influence of viscosity of the medium pumped. – The manuscript.

Thesis on competition of a scientific degree of the candidate of engineering science in speciality 05.05.17 – hydraulic machines and hydraulic and pneumatic units. Sumy State University, Sumy, 2003.

The thesis presents the results of three-factor influence of design and operating conditions upon the performance curves of the centrifugal pump units of the ECP (Electric driven Centrifugal Pumps) dimension-type series. Those factors were high viscosity of the fluid pumped, low-sized design of pump stages and rotational speed above 3000 rpm. The main aspects of research are as follows. It was clearly shown the absence of the acceptable technique for prediction of performance curves for centrifugal pumps operating at these conditions. The physical model of high-viscous fluid flow inside low-sized channels of pump stages was developed. Analytical expressions for recalculation factors of main performance

parameters of the pump were obtained. The obtained results were justified by performing the experimental research. The semi-empirical technique for prediction of performance curves of low-sized centrifugal pump stages treating high-viscous fluid with high rotational speed was created.

Key words: high-viscous medium, low-sized centrifugal stage, high-speed pump, recalculation technique, Reynolds number, empirical factors.

АННОТАЦИЯ

Антоненко С.С. Изменение напорной и энергетической характеристик высокооборотного динамического насоса под влиянием вязкости перекачиваемой среды. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 - гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. - Сумский государственный университет, Сумы, 2003 г.

Проведение исследования, направленного на изучение влияния вязкости перекачиваемой среды на рабочие характеристики центробежных насосов, имеющих малоразмерные рабочие органы и повышенную частоту вращения их ротора, обусловлено, с одной стороны, потребностями нефтегазового комплекса, и, с другой стороны, усилиями насосостроителей минимизировать массогабаритные показатели центробежных насосов за счет повышения частоты вращения их ротора. Фактическое состояние эффективности эксплуатации скважинных ЭЦН, используемых при добыче нефти, определяет актуальность поставленной задачи - отсутствует приемлемая для инженерных работ методика расчетного определения энергетических характеристик насосных установок указанного типоразмера и назначения. Имеющиеся методики разработаны под конкретно оговоренные условия и носят чисто эмпирический характер. Каждая из них дает относительно достоверные результаты только для своего узкоограниченного круга насосного оборудования. Можно констатировать – ни по одной из имеющихся методик пересчета характеристик насосов с малоразмерными рабочими органами, перекачивающих высоковязкие среды при высокой частоте вращения их ротора, требуемой точности расчетов не обеспечивается. Только по насосам типа ЭЦН с $n=3000$ об/мин разброс в результатах расчетов по имеющимся методикам достигает 30%. Вопрос создания указанной методики решался путем рассмотрения физической модели течения высоковязкой жидкости в проточных каналах малогабаритных насосных ступеней. Проводилась оценка количественного влияния вязкости на характер структуры потока перекачиваемой жидкости в элементах проточной части указанных насосных ступеней. Оценивалось воздействие изменяющихся свойств перекачиваемой среды на основные виды потерь энергии при осуществлении рабочего процесса в центробежных насосах. Выявлены доминирующие в процессе течения вязкой среды по проточным каналам исследуемых ступеней виды потерь энергии, изменение которых приводит к существенному падению энергетических параметров центробежных

насосов. Описана природа влияния масштабного эффекта, связанного с конструктивными особенностями рабочих ступеней насосов ряда ЭЦН, во взаимосвязи с наложением фактора высоких частот вращения ротора насоса при перекачивании им высоковязких сред. Поэтапное раскрытие исследуемого вопроса позволило получить систему зависимостей для определения коэффициентов пересчета характеристики насоса, базирующихся на законах механики жидкостей и газов и теории турбомашин. При решении поставленной задачи принимались некоторые допущения в описании исследуемого рабочего процесса. Следствием их принятия стала необходимость для решения указанной системы расчетных зависимостей частичного использования эмпирических данных. В результате разработанная на их базе методика пересчета характеристик насосов носит полуэмпирический характер. Экспериментальной частью исследования стало получение энергетических характеристик исследуемых насосных ступеней, работающих на средах с различной вязкостью, при этом каждому значению вязкости соответствовал установленный диапазон частот вращения ротора экспериментального насоса, включающий в себя значения $n > 3000$ об/мин. Результатами экспериментальной части работы стало: получение нового объема информации о рабочем процессе центробежных насосов на перекачиваемых средах с переменной вязкостью и высокими частотами вращения их ротора; определение количественных значений эмпирических коэффициентов, компенсирующих влияние принятых допущений при выводе системы уравнений для определения коэффициентов пересчета параметров насоса. Разработана методика пересчета, имеющая полуэмпирический вид. Определены приемлемые по точности результатов расчетов диапазоны применения разработанной методики в зависимости от значений вязкости перекачиваемой среды, конструктивного исполнения насосных агрегатов и частот вращения их ротора. Осуществлена экспериментальная проверка приводимых в работе рекомендаций по практическому использованию разработанной методики. Результаты работы внедрены на промышленных предприятиях Украины и в учебном процессе при подготовке специалистов в области насосостроения.

Ключевые слова: высоковязкая жидкость, малоразмерная центробежная ступень, высокооборотный насос, методика пересчета, число Рейнольдса, эмпирические коэффициенты.

Підп. до друку 11.03.2004 р.

Замовлення №122

Наклад 100 прим.

Формат 60×84/16

Обл.-вид. арк. 1,5.

Умовн. друк. арк. 1,28.