

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Сапожніков Сергій Вячеславович

УДК 621.65

**ВРАХУВАННЯ ГАЗОВОЇ СКЛАДОВОЇ СЕРЕДОВИЩА, ЩО ПЕРЕКАЧУЄТЬСЯ, ПРИ
ВИЗНАЧЕННІ КОНСТРУКЦІЇ ТА РОБОЧОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИНАМІЧНОГО
НАСОСА**

05.05.17 - Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Суми - 2002

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, професор,
Лур'є Зіновій Якович,
Національний технічний університет "ХПІ",
професор кафедри гідравлічних машин

кандидат технічних наук,
Швіндін Олександр Іванович,
Науково-дослідний інститут атомного та енергетичного насособудування, за-
ступник директора з наукової роботи.

Провідна установа - Інститут проблем машинобудування імені А.М.Підгорного НАН Укра-
їни, м. Харків.

Захист відбудеться "20" червня 2002 р. о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К
55.051.03 у Сумському державному університеті за адресою: 40007, м. Суми, вул. Римсько-
го-Корсакова, 2.

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

Автореферат розісланий "18" травня 2002 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Савченко Є.М.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Перекачування газорідних сумішей (ГРС) динамічними насосними агрегатами є однією з основних технологій в сучасному виробництві – нафтогазовий і гірничозбагачувальний комплекси, хімічна та мікробіологічна промисловості, в цілому всі базові галузі промислового виробництва.

Проблема якості роботи динамічних насосів у складі гідравлічних систем, навіть безвідносно до складу і властивостей їх робочих середовищ, сьогодні в економічному плані є значимою. Результати досліджень показують, що із-за невідповідності характеристик гідравлічних мереж і насосного обладнання одне одному втрачається до двадцяти відсотків енергії, яка використовується на привод даного технологічного обладнання. В свою чергу вказані витрати складають приблизно п'яту частину енергії, що використовується в країні. Особливою проблемою є зрив параметрів насосів при їх роботі на ГРС. Дане явище приводить до зупинки технологічних процесів і збитки від цього можуть значно перевищувати вартість власне насосного обладнання. Як наслідок, використовується насосне обладнання спеціального виконання, що збільшує собівартість гідравлічних систем та зменшує їх надійність в роботі.

Існуючі дані з питання, яке розглядається, суперечать одне одному, не дозволяють говорити про наявність ефективного вирішення даної задачі. З одного боку, зовнішня однотипність негативних проявів у роботі динамічних насосів на ГРС і при кавітації приводить до спроб вказані два явища ідентифікувати між собою. З іншого боку, експериментальні дані свідчать, що така ідентифікація далеко не завжди правомірна. Особливою стороною є те, що реально практика випередила теорію в своєму розвитку. На практиці набуло широкого використання нове технологічне обладнання – насоси вихрового принципу дії. Разом з цим дані про якість їх роботи на ГРС є ще більш суперечливими, ніж по традиційним лопатевим насосам. Відносно нової групи машин задача ускладнюється ще і тим, що теорія їх робочого процесу не тільки на гідросумішах, а і на однорідному середовищі є малорозвинутою.

Таким чином, задача науково-методичного забезпечення розробки або (та) вибору динамічних насосних агрегатів, призначених для роботи на ГРС, є актуальною, а її вирішення доцільним і своєчасним.

Зв'язок роботи з науковими програмами. Дисертаційна робота виконувалась згідно з планом науково-дослідних робіт (НДР) Сумського державного університету (СумДУ). Основні дослідження виконані в рамках держбюджетних НДР по темах (замовник – Міносвіти і науки України): 80.13.03.94-96 д/б "Дослідження системних ефектів у гідродинамічних насосних установках" (номер державної реєстрації 0195U000361), 80.13.06.97-99 д/б "Дослідження робочого процесу

свердловинних турбонасосних агрегатів на газонасичених та високов'язких нафтах” (0197U016595), 80.01.04.00-02 д/б "Дослідження нетрадиційних турбомашин та систем для вирішення енергетичних та екологічних проблем" (0100U03214). Роль автора в цих НДР полягала у проведенні експериментальних та теоретичних досліджень, пов'язаних з особливостями перекачування ГРС динамічними насосними агрегатами. По темі 80.13.06.97-99 д/б автор являвся відповідальним виконавцем.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є розробка науково-методичного забезпечення визначення конструктивного виконання і робочої характеристики насосного обладнання динамічного типу при перекачуванні середовищ з газовою складовою у випадках його вибору із числа існуючого або проектування заново, що дозволяє вдосконалювати промислові гідравлічні мережі шляхом зниження їх собівартості при проектуванні та підвищення працездатності і енергетичної ефективності при експлуатації.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі:

- співставлення явищ зриву параметрів у динамічних насосах різних конструктивних схем та принципів дії при кавітації і досягненню критичного вмісту газової складової у середовищі, яке перекачується;

- оцінка впливу на якість роботи з ГРС конструктивних особливостей динамічних насосних агрегатів, не пов'язаних з геометрією проточної частини власне насосів;

- вдосконалення існуючої теорії робочого процесу насосів вихрового принципу дії на однорідному середовищі;

- розробка фізичної моделі течії ГРС у проточній частині вільновихрового насоса (ВВН) типу “Туро”;

- визначення механізмів впливу газової складової у середовищі, яке перекачується, на робочі характеристики відцентрових та вільновихрових насосів;

- розробка методик перерахунку робочих характеристик відцентрових та вільновихрових насосів з води на ГРС;

- визначення шляхів створення уніфікованих динамічних насосних агрегатів на різні параметри, працездатних при різних по складу і властивостях середовищах.

Об'єкт дослідження – робочий процес динамічних насосних агрегатів.

Предмет дослідження – спільне і відмінне робочого процесу відцентрових та вільновихрових насосів на однорідному середовищі та ГРС.

Методи дослідження. Задачі дослідження вирішувались шляхом використання розрахунково-аналітичного методу та методу фізичного моделювання на стенді, промислових випробувань дослідно-промислових зразків насосного обладнання.

Розрахунково-аналітична частина дослідження базувалась на даних сучасних теорій: турбулентних струменів, гідравліки ГРС, теорії турбомашин. В силу складності та багатоплановості предмета дослідження, в основному, використовувались емпіричні залежності і наближені формули.

Фізичний експеримент включав в себе візуалізацію течії в проточній частині та енергетичні випробування ВВН при їх роботі з ГРС на стенді, а також проведення в промислових умовах порівняльних випробувань на ГРС: відцентрового насоса (ВЦН) з електроприводом та гідротурбінним приводом, відцентрового і вільновихрового насосів, ВВН вертикального та горизонтального виконань.

Наукова новизна одержаних результатів:

- встановлено спільне та відмінне у явищах зриву параметрів відцентрових і вільновихрових насосів в процесі кавітації та при перекачуванні ГРС;

- виявлено новий тип гідродинамічної решітки профілів та запропоновані фізична і математична моделі її робочого процесу. Зроблено висновок, що даний тип решітки профілів є базовим у здійсненні робочого процесу основних видів існуючих вихрових гідромашин;

- розроблено фізичну модель течії ГРС у проточній частині ВВН типу “Turo”, показано її особливості у порівнянні з відповідними моделями насосів інших конструктивних схем;

- визначено механізми впливу газової складової середовища, яке перекачується, на робочі характеристики ВЦН та ВВН і показано, що вони принципово різні;

- встановлено наявність властивості саморегулювання по частоті обертання гідроприводних турбонасосних агрегатів при зміні величини газової складової в середовищі, яке перекачується.

Практичне значення одержаних результатів:

- розроблена методика перерахунку робочої характеристики ВВН типу “Turo” з води на ГРС;

- визначено спільні положення методики перерахунку напірної характеристики ВЦН різних конструктивних схем з води на ГРС;

- показана можливість і шлях її практичної реалізації в частині створення динамічних насосних агрегатів блочно-модульного виконання нового покоління, багатофункціональних по складу і властивостях середовищ, які перекачуються.

Результати дисертаційної роботи впроваджені на промислових підприємствах України (Охтирське НГВУ АТ “Укрнафта”, ВАТ “Сумський завод “Насосенергомаш”, ВАТ “Сумське МНВО ім. М.В.Фрунзе”), на Надежденському металургійному заводі (м. Норильськ, Росія), у навчальному процесі (СумДУ).

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. У публікаціях, які відбивають основні результати дисертації і написані у співавторстві, автору належить: [1] (див. список основних публікацій) - обґрунтування існування властивості са-

морегулювання гідротурбінного приводу по частоті обертання при попаданні вільного газу в проточну насосну частину агрегату; [2] - визначення коефіцієнтів теоретичного і дійсного напору ВЦН, який перекачує ГРС; [4] - врахування властивостей ГРС в ході побудови полів Q-H при створенні багатофункціональних консольних насосних агрегатів блочно-модульного виконання; [5] – врахування гідравлічних втрат при роботі ВВН на ГРС; [6] - оцінка величини падіння гідравлічного ККД вільновихрового насоса при відхиленні його коефіцієнта швидкохідності від оптимальної величини; [9] - розробка фізичної моделі зриву параметрів ВВН при перекачуванні ГРС; [11] – розробка експериментального стенда для вивчення роботи динамічних насосів на ГРС різного складу; [12] - експериментальні дані по граничному газовмісту середовищ, які перекачуються ВВН; [13] - результати експериментальних досліджень течії ГРС у проточній частині ВВН. Крім зазначених робіт, всі інші ідеї і розробки, викладені в дисертації, належать автору.

Апробація роботи. Основні положення дисертації доповідались та обговорювались на: Республіканській науково-технічній конференції "Научно-технические проблемы энергомашиностроения и пути их решения" (м. С.-Петербург, 1992); 8-й Міжнародній науково-технічній конференції "Насоси-96" (м. Суми, 1996); Міжнародній науково-технічній конференції "Гідромеханіка, гідромашини, гідропривод і гідропневмоавтоматика" (м. Москва, 1996); Міжнародній науково-технічній конференції "Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання" (м. Харків, 1997); Міжнародній ювілейній науково-технічній конференції АС ПГП (м. Кіровоград, 2000); I-V Українських науково-технічних конференціях "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці" (м. Київ, 1996, 1998, 2000; м. Черкаси, 1997; м. Суми, 1999); на науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів та студентів СумДУ (щорічно з 1991 по 2001 рр.).

Публікації. За матеріалами роботи опубліковано 10 статей, з них 6 у фахових виданнях ВАК України, а також тези 14 доповідей на науково-технічних конференціях.

Структура та обсяг дисертаційної роботи. Робота складається з вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних літературних джерел та додатків. Ілюстрації включають 48 рисунків на 31 окремих сторінках. Всього - 3 таблиці, із яких 2 розміщені на 2 окремих сторінках. У бібліографії надано 152 джерел на 14 сторінках. П'ять додатків складають 11 сторінок. Загальний обсяг дисертації - 206 сторінок.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована доцільність вивчення питання перекачування ГРС гідродинамічними насосними агрегатами. Наведена загальна характеристика дисертації.

У **першому розділі** викладені результати огляду літератури, присвяченому проблемі перекачування ГРС різними типами динамічних насосів. Зроблено висновок, що дана проблема має велике значення в енергетиці, мікробіологічній, хімічній, нафтодобувній і нафтопереробній промисловостях, у комунальному господарстві та інших галузях народного господарства України. Виявлені шляхи додаткового попадання вільного газу в проточну частину динамічного насоса.

Констатується, що існує практична необхідність перекачування ГРС в широкому діапазоні параметрів (значень коефіцієнта швидкохідності динамічних насосів n_s). Для $n_s < 40$ – використовуються, насамперед, лабіринтно-гвинтові і вихрові насоси, для $n_s > 300$ - осьові насоси. По параметрах найбільш необхідними є динамічні насоси середньої швидкохідності. Дані параметри на однорідних середовищах перекриваються: з групи лопатевих – ВЦН, з групи насосів вихрового принципу дії – ВВН типу "Туго". Констатується, що гарні антикавітаційні якості і здатність стійко працювати на середовищах з великим газовмістом спостерігаються у лопатевих насосів високої швидкохідності. Зі зменшенням швидкохідності насосів взаємозв'язок зазначених якостей зникає.

Виявлено, що проблемою вивчення впливу ГРС на роботу ВЦН і створення їхніх спеціальних конструкцій займалися: М. Мураками, К.Мінемуро (Японія), В.К.Караханьян, В.І.Петров, В.Ф.Чебаєвський, В.В.Давидов, А.Н.Дроздов, І.Т.Міщенко (Росія), І.Космовські (США), Г.Грабов (Німеччина) та інші. Незважаючи на велику кількість робіт, присвячених даній проблемі, не існує узагальненої методики перерахунку робочої характеристики насоса для перекачування ГРС у порівнянні з його роботою на однорідному середовищі. Необхідні поправки вводяться в кожному конкретному випадку, стосовно кожної конкретної конструктивної схеми насоса, за результатами проведених експериментальних досліджень.

Аналізуються існуючі способи підвищення здатності ВЦН перекачувати ГРС. Звичайний ВЦН перекачує ГРС без зриву параметрів до величини об'ємного газовмісту 0,10-0,15. Стосовно нього спостерігається характерна особливість – залежність величини критичного газовмісту в середовищі, яке перекачується, від частоти обертання ротора. Останнє не спостерігається по відношенню до його критичного кавітаційного запасу.

Приділяється увага роботі динамічних насосів вихрового принципу дії на ГРС (О.В.Байбаков, Г.Т.Березюк, А.І.Голубев). Докладно розглянуті результати досліджень, що стосуються класичних вихрових, черпакових, струминних і лабіринтно-вихрових насосів. Відзначено, що окремим рядком у цьому списку стоять ВВН, які мають параметри ВЦН при вихровому принципі дії. Іншими словами, прийнято до уваги існуючу практику, що насоси вихрового принципу дії більш пристосовані, ніж лопатеві, для перекачування ГРС. Відзначається, що наявні дані по останньому питанню відрізняються особливою суперечливістю. Проведення їхнього аналізу і узагальнення ускладнюється, практично, відсутністю загальної теорії робочого процесу вихрових гідромашин на однорідному

середовищі.

Робиться висновок, що наявні відомості по питанню врахування газової складової в середовищі, яке перекачується динамічним насосом, у випадку визначення його конструкції і робочої характеристики, є сукупністю розрізнених і суперечливих фактів. Відсутні роботи, спрямовані на їхнє узагальнення і систематизацію, що знижує в цілому якість роботи промислових гідравлічних мереж, оснащених динамічними насосними агрегатами.

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

Прийнятий метод проведення дослідження – розрахунково-аналітичний з наступною перевіркою отриманих результатів експериментальним шляхом на стенді та в промислових умовах.

Створений для вирішення задач даного дослідження експериментальний стенд герметичний, працює по замкнутій схемі циркуляції води. В якості робочого середовища використовувалась суміш води при температурі 15-25 °С і повітря, яке подавалось компресором. В основне устаткування експериментального стенда входять два герметичних баки, експериментальний насос, балансирна машина постійного струму, два витратомірні звужувальні пристрої (діафрагми) з дифманометром і мікроманометром, система трубопроводів. До складу стенда входять також пульт управління, система контрольно-виміральної апаратури, допоміжні трубопроводи і запірні арматури. Однорідна повітряноводяна суміш утворюється за допомогою змішувача. Змішувач являє собою перфоровану трубку для підведення і розпорошення повітря. Для спостереження за процесом сумішоутворення і контролю загазованості води на вході в насос змішувач поміщений у прозору трубу, зроблену з органічного скла.

Методика проведення експериментальних досліджень і визначення робочих характеристик експериментального насоса відрізнялась від типової методики експериментальних випробувань динамічного насоса на чистій воді. Для отримання робочої характеристики насоса, який працює на ГРС, введений показник - газовміст суміші на вході в насос, величина якого визначалась по формулі

$$\beta = \frac{q}{q+Q}, \quad (1)$$

де q , Q - об'ємна витрата газу і рідини. Відповідно в ході експериментальних досліджень отримувались залежності $H = f(Q, \beta)$, $N = f(Q, \beta)$, $\eta = f(Q, \beta)$. Результати випробувань приводилися до умов входу в експериментальний насос.

У **третьому розділі** наведені, власне, результати розрахунково-аналітичного та експериментального досліджень впливу газової складової середовища, яке перекачується, на характеристики динамічних насосних агрегатів. На підставі отриманих результатів проведені

систематизація і узагальнення даних про робочий процес динамічних насосів в умовах кавітації та при роботі на ГРС.

Визначено, що зміна параметрів динамічних насосів і, в остаточному підсумку, їх зрив при збільшенні газовмісту в середовищі, яке перекачується, і при кавітації є наслідком різних фізичних процесів – сепарації газу в полі змінного тиску і кипіння рідини при зниженні тиску нижче тиску її насичених парів. Явища кавітації і сепарації газу можуть відбуватися в різних місцях проточної частини насоса, що визначається її конструкцією. Але істотно впливають на працездатність і характеристики насоса тільки ті кавітаційні явища, які виникають в його робочому колесі, тоді як вказаний вплив може бути істотним зі сторони сепараційних явищ, що виникають в різних місцях проточної частини насоса. Якщо основний процес сепарації газу відбувається тільки в робочому колесі, що характерно для насосів осьового типу, то дані по антикавітаційним якостям і здатності працювати на ГРС насоса корелюються, у протилежному випадку - ні. Останнє характерно для лопатевих насосів і насосів вихрового принципу дії середньої і малої швидкохідності. У ВЦН визначальну роль відіграє явище сепарації газу в задній пазусі робочого колеса, що у сполученні з сепарацією газу в його міжлопатевих каналах (останнє є причиною зміни напору насоса, але не зриву його параметрів) приводить до розриву суцільності потоку на виході робочого колеса і, як наслідок, зриву параметрів насоса. Відмічається, що прийняття спеціальних конструктивних заходів по видаленню газу з задньої пазухи насоса дозволяє підняти для ВЦН величину критичного газовмісту до значень $\beta_{кр} \leq 0,40$, тоді як без цього вона дорівнює $\beta_{кр} \leq 0,10-0,15$.

Встановлена наявність властивості саморегулювання по частоті обертання ротора насосного агрегату з гідротурбінним приводом при зміні в середовищі, яке перекачується, величини газової складової. При цьому режим роботи змінюється оптимальним (по $\beta_{кр}$) шляхом – по параболі подібності. Зі збільшенням частоти обертання динамічного насоса величина критичного газовмісту для нього росте внаслідок диспергації газу в середовищі. Експериментально підтверджено, що для ВЦН з гідротурбінним приводом наявність обмежень по величині газової складової в робочому середовищі, можна вважати відсутньою.

Виділено загальну особливість робочого процесу вихрових гідромашин – в їх основі лежить робочий процес нового типу решіток профілів – гідродинамічної вихрової. Тим самим запропоновано розширити існуючу гідродинамічну теорію решіток новим їх типом і розповсюдити її дію також на групу вихрових гідромашин.

Аналітичним шляхом доведено, що гранично досяжний ККД всіх гідродинамічно подібних решіток нового типу дорівнює 58 %. Вказано на можливість, в залежності від конструкції тієї чи іншої вихрової гідромашини, здійснення в ній комбінованого робочого процесу, завдяки чому гранично досяжний ККД таких машин може знаходитися в межах від 58 % (робочий процес чисто

вихровий) до 100 % (робочий процес чисто лопатевий). Показано шлях застосування сучасної теорії турбулентних струменів для фізичного і математичного опису робочого процесу гідродинамічної вихрової решітки.

Розроблена фізична модель течії ГРС в проточній частині ВВН. Виявлено п'ять зон накопичення газових порожнин. Встановлено, що у ВВН типу "Туго" отсепаровані газові порожнини утворюються у відводі і зрив параметрів насоса відбувається через розрив суцільності потоку на вході в його напірний патрубок, тоді як тільки зміни характеристик (до зриву параметрів) насоса відбуваються із-за впливу газового фактора на роботу власне робочого колеса. Для даного виду насосів $\beta_{кр} \leq 0,40-0,45$. При цьому ВВН мають погані антикавітаційні якості. Насоси даного типу вертикального виконання на ГРС експлуатувати не рекомендується. У цьому випадку отсепарований газ займає міжлопатеві канали робочого колеса і, аналогічно як при кавітації, настає розрив суцільності потоку в колесі. Величина критичного газомісту, в такому випадку, може впасти до значень $\beta_{кр} \leq 0,10-0,15$.

Результати експериментальних досліджень були оброблені у вигляді співвідношень безрозмірних коефіцієнтів напору ψ , подачі φ і потужності μ до безрозмірних коефіцієнтів цих параметрів (ψ_0 , φ_0 , μ_0) у точці максимального ККД при перекачуванні насосом води. Зазначені коефіцієнти визначалися як

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

де H - напір насоса; u_2 - колова швидкість робочого колеса; Q - подача насоса; D_2 - зовнішній діаметр робочого колеса; N - потужність насоса; η - ККД насоса; ρ - густина середовища, яке перекачується. За результатами дослідження отримані безрозмірні коефіцієнти в оптимальній точці: $\varphi_0 = 0,039$; $\psi_0 = 1,155$; $\mu_0 = 0,078$. Коефіцієнт корисної дії в оптимальній точці склав $\eta = 0,578$.

Характеристики ВВН при різному вхідному газомісту β були отримані в результаті зняття окремих характеристик в робочому інтервалі при подачах $0,56Q_0$; $0,75Q_0$; Q_0 ; $1,13Q_0$. Кількість впущеного повітря збільшувалася до припинення подачі насоса (досягнення величини критичного газомісту). Лінії постійного газомісту є характеристиками насоса. Результати випробувань показані на рис. 1-4.

У режимах "недовантаження" (при $\varphi < \varphi_0$) падіння напору більше, ніж в оптимальній точці. При $\beta = 0,40$ різниця складає 25 % (рис. 1). Така ж картина спостерігається і на характеристиці ККД (рис. 2).

На характеристиці потужності (рис. 3) не спостерігається значних змін. У зоні, близькій до оптимуму, параметри при різному газомісту практично лягають на криву потужності при $\beta = 0$.

На рис. 4 показана зміна параметрів насоса в оптимальній точці при збільшенні газомісту від нуля до 0,47.

До величини $\beta = 0,06 - 0,07$ спостерігається деякий ріст (2 – 4 %) параметрів випробуваного насоса. При цьому повітряні пухирі надходять у вільну камеру рівномірно перемішані з водою (пухирева структура потоку).

При $\beta > 0,06$ пухирець повітря, проходячи відстань від місця впуску повітря до вільної камери, починає підніматися до верха всмоктувальної труби, де дійсний об'ємний газовміст починає збільшуватися. Напір і ККД насоса починають різко знижуватися, при цьому зниження подачі насоса не таке різке і при $\beta = 0,20$ складає 0,92 від φ_0 . Крива потужності змінюється від $0,96\mu_0$ до $1,04\mu_0$.

При $\beta = 0,15 - 0,20$ відбувається частковий поділ фаз і тільки окремі пухирці надходять у вільну камеру разом з водою. У всмоктувальному патрубку спостерігається хвиляста і снарядна структури течії. Частина повітря з верхньої частини всмоктувальної труби, минаючи робоче колесо, відразу надходить у напірний патрубок.

До $\beta = 0,32 - 0,34$ напір і ККД не змінюються, а потужність і подача починають зростати. При подальшому збільшенні об'ємного вмісту повітря в подачі всі параметри насоса падають.

Отримана залежність для визначення напору ВВН типу “Туго”, який працює на ГРС

$$\bar{\psi}^2 \left(1 - k_0 \frac{Q_0^2}{H_0} \right) - \bar{\psi} + \bar{k} \cdot k_0 \frac{Q_0^2}{H_0} \bar{\varphi}^2 = 0, \quad (3)$$

де k – коефіцієнт, що враховує як коефіцієнти втрат енергії на місцевих опорах, так і коефіцієнт втрати енергії на тертя, при роботі насоса на ГРС; k_0 – аналогічний коефіцієнт при роботі насоса на воді; $\bar{k} = k/k_0$.

У **четвертому розділі** викладена методика перерахунку робочої характеристики ВВН типу “Туго” та спільні положення методики перерахунку напірної характеристики ВЦН, які не залежать від їх конструктивного виконання, з води на ГРС.

Враховуючи, що крім власне величини газовмісту, значення мають режими течії ГРС, характеристика середовища, яке перекачується (в'язкість, густина, здатність до утворення піни, коефіцієнт поверхневого натягу), та інше, вказані методики створити аналітичним чи тільки розрахунковим методами нам вважається, на сьогодні, неможливим. Вони будувались на основі зв'язків, виявлених емпіричним та напівемпіричним шляхами.

Апроксимація експериментальних залежностей для оптимального режиму роботи ВВН типу “Туго” дала результат

$$\begin{aligned} \bar{\varphi} &= 1 + 3,1\beta - 6,1\beta^2 + 365,1\beta^3 - 873,1\beta^4 + 719,1\beta^5; \\ \bar{\psi} &= 1 + 4\beta - 88,2\beta^2 + 479,8\beta^3 - 1033,6\beta^4 + 755,3\beta^5; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\bar{\varphi} = \varphi/\varphi_0; \quad \bar{\psi} = \psi/\psi_0.$$

Коефіцієнт k_0 у формулі (3) апроксимується залежністю

$$k_0 = 10^3 \cdot e^{273,73/n_s - 27,18310^{-3} \cdot n_s} \quad (5)$$

Отримані залежності (3-5) дозволяють зробити перерахунок параметрів $\bar{\psi}$ і $\bar{\varphi}$ ВВН типу “Turo” в його оптимальному режимі роботи по ККД з урахуванням зробленого нами допущення

$$\bar{\mu}/\bar{\varphi} = \text{tg} \alpha_0 = \text{const} \quad (6)$$

де $\bar{\mu} = \mu/\mu_0$, при цьому коефіцієнт потужності μ визначається по (2).

Згідно експериментальним даним (рис. 3) для діапазону $\beta \leq 0,3$ $\alpha_0 = 38^\circ$ і, відповідно з залежностями (4) і (6), маємо зв'язок $\bar{\mu} = f(\beta)$. Знаючи залежності $\bar{\varphi} = f(\beta)$, $\bar{\psi} = f(\beta)$ і $\bar{\mu} = f(\beta)$, як похідну, можна знайти залежність $\bar{\eta} = f(\beta)$.

На основі отриманих результатів визначено, що теоретичний напір ВВН типу “Turo” при зміні об'єму газової складової у середовищі, яке перекачується, не змінюється до $\beta \leq 0,3$. Зміна дійсного напору при цьому обумовлена тільки зміною гідравлічних втрат енергії в проточній частині насоса. При $0,3 < \beta \leq 0,45-0,47$ поряд зі зміною гідравлічного ККД насоса відбуваються зміни його теоретичного напору. Вказані зміни пропорційні величині зміни зовнішнього діаметру робочого колеса насоса в квадраті.

Для ВЦН отримана залежність для коефіцієнта теоретичного напору при його роботі на ГРС

$$\psi_{TCM} = 1 - \phi_{CM2} \text{ctg} \beta_2 - (D_1 / D_2)^2 (1 - \phi_{CM1} \text{ctg} \beta_1).$$

Коефіцієнт дійсного напору пропонується розраховувати по залежності

$$\psi = \psi_T - h_{\Gamma} g / u_2^2 \quad \text{чи} \quad \psi_{CM} = \psi_{TCM} - h_{TCM} g / u_2^2,$$

де h_{Γ} , h_{TCM} - гідравлічні втрати в проточній частині насоса, які складаються з втрат у підводі, робочому колесі і відводі.

З використанням досвіду розрахунку втрат енергії в гідравлічних трубопровідних системах стосовно проточної частини насоса отримана залежність

$$\psi_{CM} = k_{HT} \psi_T - k_h h_{\Gamma} g / u_2^2,$$

де k_{HT} і k_h зміни теоретичного і дійсного напорів, ψ_T и h_{Γ} є відомими з характеристики насоса на однорідній рідині.

При перерахунку інших залежностей ($N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$) ВЦН необхідно враховувати його конструктивне виконання.

Реалізація блочно-модульного принципу конструювання динамічних насосних агрегатів дозволяє підвищити серійність їх виробництва та забезпечити взаємозамінність насосів різних виконань і конструктивних типів в умовах експлуатації. Використовуючи отримані залежності між подачею, напором і величиною об'ємного газомісту побудовано поле параметрів консольних ВВН для перекачування ГРС. Вказані результати узгоджені з параметрами насосів, що містять у своєму

складі закриті та напіввідкриті відцентрові робочі колеса.

Зроблено висновок, що за рахунок перекомпоновки робочих органів, власне, насосної частини агрегатів можливо забезпечити їх працездатність при $\beta_{кр} \leq 0,45$. При більшому газовмісті в середовищі, яке потрібно перекачувати, стає необхідним внесення змін у конструкцію насосного агрегату в цілому. Одним із можливих шляхів може бути заміна електроприводу на гідротурбінний привід.

ВИСНОВКИ

В дисертації наведені обґрунтування та результати розробки науково-методичного забезпечення визначення конструктивного виконання і робочої характеристики насосного обладнання динамічного типу для перекачування середовищ з газовою складовою у випадках його вибору із числа існуючого або проектування заново. Вирішення даної задачі спрямоване на вдосконалення промислових гідравлічних мереж і дозволяє досягти ефекту в технічному та економічному відношеннях.

За результатами дослідження зроблені наступні висновки:

1. Встановлено, що вплив на працездатність і характеристики динамічних насосів у випадках кавітації та підвищеного газовмісту у середовищі, яке перекачується, зумовлений різними фізичними явищами. Коли вони одночасно мають місце у робочому колесі насоса, то кількісні показники їх проявів корелюються між собою, в протилежному випадку – ні. Той чи інший результат визначається конструкцією проточної частини насоса.

2. Визначено, що зміна напірної характеристики ВЦН, при перекачуванні ним ГРС, виникає в наслідок сепарації газу в міжлопатевих каналах робочого колеса, а до зриву параметрів насоса приводить сполучення наслідків вказаного вище явища з наслідками явища сепарації газу в задній пазусі робочого колеса. Збільшення газового кільця в останній приводить до розриву суцільності потоку на виході робочого колеса. Величина критичного газовмісту для типових ВЦН складає $\beta_{кр} \leq 0,10-0,15$.

3. Виявлена наявність властивості саморегулювання по частоті обертання насосного агрегату з гідротурбінним приводом при зміні величини газової складової в середовищі, яке ним перекачується. Експериментально встановлено, що для ВЦН з гідротурбінним приводом обмеження по величині газової складової в середовищі, яке перекачується, відсутні.

4. Обґрунтовано положення, що основою робочого процесу вихрових гідромашин є робочий процес особливого типу решітки профілів – гідродинамічної вихрової. Доведено, що гранично можливий ККД робочого процесу гідродинамічної вихрової решітки дорівнює 58 %. Показана можливість використання сучасної теорії турбулентних струменів для фізичного та математичного моделювання робочого процесу нового типу решіток.

5. Експериментально досліджено вплив газової складової в середовищі, яке перекачується, на робочу характеристику ВВН типу “Turo”. Встановлено, що для цього типу насосів величина критичного газомісту дорівнює $\beta_{кр} > 0,40-0,45$. Отримані узагальнені залежності, які встановлюють зв'язок основних параметрів ВВН типу “Turo” з величиною газової складової у середовищах, які ними перекачуються.

6. Експериментально визначено механізм зриву параметрів ВВН типу “Turo” при досягненні критичного газомісту у середовищі, яке ним перекачується. Встановлено, що фізичною причиною вказаного явища є розрив суцільності потоку в області входу у напірний патрубок насоса. Визначено, що виявлений механізм зриву параметрів даного насоса принципово різний з механізмом кавітаційного зриву його параметрів.

7. Розроблені методика перерахунку робочої характеристики ВВН типу “Turo” та спільні положення методики перерахунку напірної характеристики ВЦН різних конструктивних схем з води на ГРС. Визначено шлях створення динамічних насосів блочно-модульного виконання нового покоління, багатофункціональних по складу і властивостях середовищ, які перекачуються.

8. Результати виконаного дослідження впроваджені на промислових підприємствах України (Охтирське НГВУ АТ “Укрнафта”, ВАТ “Сумський завод “Насосенергомаш”, ВАТ “Сумське МНВО ім. М.В.Фрунзе”), на Надежденському металургійному заводі (м. Норильськ, Росія) та в навчальному процесі (СумДУ).

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗДОБУВАЧА

1. Евтушенко А.А., Сапожников С.В. Использование гидротурбинного привода в насосах для перекачивания газожидкостных смесей // Труды Междун. научн.-техн. конф. “Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования”. – Харьков: ИПМАШ НАН Украины, 1997. - С. 481-483.

2. Евтушенко А.А., Сапожников С.В. Основные положения методики пересчета характеристики динамического насоса с воды на газожидкостную смесь // Вісник СумДУ, № 2 (10), 1998. - С. 71-75.

3. Сапожников С.В. Общее и отличное в явлении срыва параметров при критическом газосодержании в центробежном и свободновихревом насосах // Вестник НТУУ “КПИ”: Машиностроение. – К., 1999. – Вып. 34. – С. 355-361.

4. Сапожников С.В., Яхненко С.М. Научно-методическое обеспечение проекта создания многофункциональных консольных насосов блочно-модульного исполнения // Вестник НТУУ “КПИ”: Машиностроение. –К., 1999. – Вып. 35. – С. 246-256.

5. Евтушенко А.А, Сапожников С.В., Соляник В.А. Коэффициент полезного действия свободновихревого насоса типа “Туго” при работе на чистой жидкости и газожидкостной среде // Вестник НТУУ “КПИ”: Машиностроение. – К., 1999. – Вып. 36. Т. 1. – С. 249-255.
6. Сапожников С.В., Соляник В.А., Яхненко С.М. Влияние немодельных изменений геометрии проточной части свободновихревого насоса типа “Туго” на его коэффициент полезного действия // Вестник НТУУ “КПИ”: Машиностроение. –К., 2000. – Вып. 38. Т. 1. – С. 279-284.
7. Сапожников С.В. Методика пересчета рабочей характеристики свободновихревого насоса с воды на газожидкостную смесь. // Збірник наукових праць Кіровоградського державного технічного університету / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація / - Вип. 7. – Кіровоград: КДТУ, 2000. – С. 48-51.
8. Сапожников С.В. Исследование влияния газосодержания на характеристики свободновихревого насоса // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование: Тематический сборник научных трудов / Под ред. И.А.Ковалева. К.: ИСДО, 1994. - С. 89-95.
9. Котенко А.И., Сапожников С.В. Сопоставление процесса кавитации с режимами течения газожидкостных смесей в свободновихревом насосе // Труды 8-й Международной научно-технической конференции "Насосы-96". т.1. - Сумы: ИПП "Мрія" ЛТД, 1996. – С. 347-353.
10. Сапожников С.В. Перекачивание газожидкостных смесей динамическими насосами // Праці ІІ Респуб. наук.-техн. конф. "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці". – Черкаси: ЧПІ, 1998. – С. 81-86.
11. Ковалев И.А., Сапожников С.В. О возможности перекачивания газожидкостной смеси свободновихревым насосом // Тез. докл. научн.-техн. конференции “Научные проблемы энергомашиностроения и пути их решения”. - Санкт-Петербург: СПбГТУ, 1992. – С. 37.
12. Сапожников С.В., Соляник В.А., Яхненко С.М. Создание и применение многофункциональных насосов консольного типа // Тезисы Междун. научн.-техн. конф. "Гидромеханика, гидромашины, гидропривод и гидропневмоавтоматика". – М.: МЭИ, 1996. – С.82.
13. Сапожников С.В., Ковалев И.А. Исследование работы свободновихревого насоса на газожидкостной смеси // Тез. докл. научн. - техн. конференции “Гидроаэромеханика в инженерной практике”. - К.: КПИ, 1996. - С. 59-60.

АНОТАЦІЯ

Сапожніков С.В. Врахування газової складової середовища, що перекачується, при визначенні конструкції та робочої характеристики динамічного насоса. - Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук зі спеціальності 05.05.17 - гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. - Сумський державний університет, Суми, 2002.

Дисертація присвячена питанню визначення конструктивного виконання і робочої характеристики динамічних насосів для перекачування середовищ з газовою складовою. Розглянута робота динамічних насосів у випадках кавітації та підвищеного газовмісту у середовищі, яке перекачується. Розроблена фізична модель зриву параметрів вільновихрового насоса типу “Туро” і проведене порівняння з аналогічною моделлю відцентрового насоса. Обґрунтовано положення, що основою робочого процесу вихрових гідромашин є робочий процес особливого типу решітки профілів – гідродинамічної вихрової. Розроблені методики перерахунку робочих характеристик вільновихрового насоса типу “Туро” та відцентрового насоса різних конструктивних схем з води на ГПС. Основні результати роботи знайшли застосування на промислових підприємствах України і Росії.

Ключові слова: динамічний насос, вільновихровий насос, робочий процес, решітка профілів, газорідинна суміш, зрив параметрів, методика.

SUMMARY

Sapozhnikov S. V. Taking into account the gas component of the medium pumped when determining the design and characteristic curves of a dynamic pump. – 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, 2002.

This thesis is dedicated to the problems of determining the design and characteristic curves of dynamic pumps for treating media with gas component. The operation of dynamic pumps in cases of cavitation and increased gas contents in the medium pumped was considered. The physical model of breakdown of parameters of a free-vortex pump of “Turo” type was developed and comparison with a similar model for a centrifugal pump was conducted. The following statement was justified: the base of the working process of vortex hydraulic machines is the working process of the special type of lattice of profiles – the hydrodynamic vortex lattice. The techniques for recalculation of characteristic curves of a free-vortex pump of “Turo” type and a centrifugal pump of various design from water upon gas-liquid mixture were developed. The main results of this work were applied at the industrial enterprises of Ukraine and Russia.

Key words: dynamic pump, free-vortex pump, working process, lattice of profiles, gas-liquid mixture, breakdown of parameters, technique.

АННОТАЦИЯ

Сапожников С. В. Учет газовой составляющей перекачиваемой среды при определении конструкции и рабочей характеристики динамического насоса. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 - гидравлические машины и гидропневмоагрегаты, Сумский государственный университет, Сумы, 2002.

В диссертации на основании анализа литературных данных показано, что потребность в перекачивании газожидкостных смесей является весьма значительной и распространяется на все ведущие отрасли промышленности. При этом область требуемых параметров соответствует области параметров покрываемой, при перекачивании однородных жидкостей, насосами динамического типа. Отсутствие работ, направленных на обобщение и систематизацию данных по рассматриваемому вопросу, снижает, в целом, качество промышленных гидравлических сетей в части завышения их себестоимости при проектировании, а также снижения работоспособности и энергетической эффективности при эксплуатации.

При работе динамических насосов на газожидкостной смеси проявляются особенности внешне идентичные со случаем появления в проточной части указанных насосов кавитационных явлений. С увеличением газосодержания в перекачиваемой среде параметры, развиваемые насосом, падают и при достижении некоторой критической величины газосодержания происходит срыв параметров насоса, аналогичный кавитационному срыву. Сделан вывод, что изменение параметров динамических насосов и, в конечном итоге, их срыв, при увеличении газосодержания в перекачиваемой среде и при кавитации, является следствием разных физических процессов – сепарации газа в поле переменного давления и кипения жидкости при понижении давления до давления ее насыщенных паров. Показано, что у центробежных насосов срыв параметров из-за разрыва сплошности потока происходит на выходе рабочего колеса, а у свободновихревых насосов типа “Туго” - на входе в их напорный патрубок. Установлено наличие свойства саморегулирования по частоте вращения насосных агрегатов с гидротурбинным приводом при изменении в перекачиваемой среде величины газовой составляющей.

Предложено существующую теорию решеток дополнить новым видом решеток – гидродинамической вихревой. Сделан вывод, что данная решетка лежит в основе рабочего процесса основных видов вихревых гидромашин. Применительно к ней показана возможность использования современной теории турбулентных струй. Аналитически доказано, что предельно достижимый КПД вихревой гидродинамической решетки равен 58 %.

Выполнена визуализация течения газожидкостной смеси в проточной части свободновихревого насоса типа “Turo” при разных величинах газовой составляющей в перекачиваемой среде. На основе полученных результатов разработана физическая модель течения газожидкостной смеси в проточной части свободновихревого насоса. Получены обобщенные зависимости, отражающие связь основных параметров свободновихревых насосов типа “Turo” с величиной газовой составляющей в перекачиваемых ими средах.

Разработаны методика пересчета рабочей характеристики свободновихревого насоса типа “Turo” и общие положения методики пересчета напорной характеристики центробежных насосов с воды на газожидкостную смесь.

Выполненные исследования позволили получить практически значимые результаты для сегодняшней практики насосостроения и подготовки специалистов в этой области, для проведения мероприятий по улучшению технико-экономических показателей работы действующих промышленных гидравлических систем.

Ключевые слова: динамический насос, свободновихревой насос, рабочий процесс, решетка профилей, газожидкостная смесь, срыв параметров, методика.

ідп. до друку 17.05.02 р.

Формат 60×90/16.

Наклад 100 прим.

Обл.-вид. арк. 1,1.

Зам. № _____