

Сумський державний університет

Соляник Валерій Олександрович

УДК 621.65

РОБОЧИЙ ПРОЦЕС І ЕНЕРГЕТИЧНІ ЯКОСТІ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ ТИПУ “TURO”

05.05.17 – Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Суми – 1999

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі гідравлічних машин Сумського державного університету Міністерства освіти України.

Науковий керівник – кандидат технічних наук, професор
Ковальов Ігор Олександрович,
Сумський державний університет, ректор

Офіційні опоненти – доктор технічних наук, професор
Фінкельштейн Зельман Лазаревич,
Донбаський гірничо-металургійний інститут,
професор кафедри гірничої енергомеханіки

кандидат технічних наук, доцент
Турик Володимир Миколайович,
Національний технічний університет України “КПІ”,
доцент кафедри гідропневмоавтоматики і гідравліки

Провідна установа – Харківський державний політехнічний університет
Міністерства освіти України, кафедра гідравлічних
машин, м.Харків.

Захист відбудеться “25” листопада 1999 р. о 12 год. на засіданні спеціалізованої вченої ради К 55.051.03 при Сумському державному університеті за адресою: 244007, м.Суми, вул.Римського-Корсакова, 2, корп. ЛА, ауд. 215.

З дисертацією можна ознайомитися в науково-технічній бібліотеці Сумського державного університету (244007, м.Суми, вул.Римського-Корсакова, 2.)

Автореферат розісланий “22” жовтня 1999 р.

Вчений секретар

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Вільновихрові насоси (ВВН) сьогодні одержали значне розповсюдження в технологічних системах, де необхідно перекачувати різного роду гідросуміші. Позитивні якості цього технологічного обладнання: відсутність забивання проточної частини, перекачування без зриву параметрів газорідних сумішей з великим вмістом газу, простота конструкції і технологічність у виготовленні. Основний недолік – більш низький коефіцієнт корисної дії (ККД) у порівнянні з традиційними відцентровими насосами тих же швидкохідностей. Із існуючих різновидностей ВВН по конструктивному виконанню практикою визнано кращим по комплексу показників якості вільновихровий насос типу “Туго”.

Існуюча практика проектування об’єкту дослідження базується на теорії робочого процесу відцентрових насосів, яка шляхом введення різного роду додаткових емпіричних поправок переноситься на робочий процес ВВН. Створені вказаним шляхом методики проектування проточної частини дають суттєві похибки у розрахунках. Недоліком даного підходу є і перенесення на ВВН погляду, як на відцентровий, що дає теоретично можливий стовідсотковий ККД. Це підштовхує практику вкладати все нові ресурси у пошук резервів підвищення ККД вільновихрових насосів, але ефективність використання таких ресурсів залишається низькою.

На даний час в Україні розроблена та прийнята до виконання нова концепція розвитку насособудування. Останньою передбачається зменшення кількості випуску типорозмірів насосів спеціального призначення і перехід до їх блочно-модульного конструювання і виготовлення. Тим самим планується збільшити серійність виробництва при збереженні можливості задовольняти різнобічні потреби замовників шляхом відповідного розмаїття модульних зборок. В рамках цієї проблеми вирішується задача науково-технічного забезпечення проекту створення багатофункціональних консольних насосів блочно-модульного виконання, де проточна частина типу "Туго" є одним із основних виконань. На порядок денний знову стала задача можливо більш точного проектування геометрії даних проточних частин на задані параметри та питання про їх енергетичні якості. Вказаними обставинами обумовлена актуальність та направленість даної роботи.

Зв’язок роботи з науковими програмами. Дисертаційна робота виконувалась згідно з планом науково-дослідних робіт кафедри гідравлічних машин Сумського державного університету, що пов’язані з тематикою “Гідродинамічні насосні установки і приводи” відповідно до науково-технічних програм Міністерства освіти України (номери державної реєстрації 0195U006602 та 0197U016599) та відповідає науковому напрямку “Використання вихрових течій в техніці”.

Мета і задачі дослідження – розробка моделі робочого процесу ВВН типу "Туго" як гідромашини вихрового принципу дії та на її основі методики проектування проточної частини, ви-

значення досягнутого рівня енергетичної досконалості насосів, що розглядаються.

Для досягнення поставленої мети потрібно розв'язати такі задачі:

- розробити фізичну модель робочого процесу ВВН типу "Turo" як гідромашини вихрового принципу дії;
- отримати на основі нової моделі робочого процесу замкнену систему рівнянь, що зв'язує геометричні і гідродинамічні параметри об'єкта дослідження;
- визначити досягнутий рівень енергетичних якостей об'єкта дослідження у порівнянні з теоретично можливим;
- створити на базі нової моделі робочого процесу методику проектування проточної частини ВВН типу "Turo" на задані параметри;
- перевірити отримані науково-методичні результати експериментальним шляхом.

Наукова новизна одержаних результатів. Розроблена фізична модель робочого процесу ВВН типу "Turo" як гідромашини вихрового принципу дії, одержано критеріальне рівняння робочого процесу. Визначено максимально можливе значення ККД робочого процесу об'єкта дослідження. Запропонована і обґрунтована фізична модель течії в міжлопатевому каналі робочого колеса (РК) вільновихорового насосу у вигляді просторової гвинтоподібної вихрової структури. Підтверджена можливість розгляду процесу передачі енергії РК рідині у вільній камері (ВК) насосу як механізму взаємодії турбулентних струменів з навколишнім середовищем. Отримана замкнена система рівнянь, що зв'язує геометричні і гідродинамічні параметри ВВН типу "Turo".

Практичне значення отриманих результатів. На базі нової моделі робочого процесу створена методика проектування проточної частини ВВН типу "Turo". З використанням вказаної методики створений (ВНДІАЕН, м.Суми) та освоєний в серійному виробництві (завод "Південгідромаш", м.Бердянськ) насосний агрегат АФТ 20 – 120 для дренажних систем метрополітену (експлуатується Київським та Харківським метрополітеном). Методика передана Сумському заводу "Насосенергомаш" для використання в проекті багатофункціональних консольних насосів блочно-модульного виконання. Визначено досягнутий рівень енергетичних якостей об'єкту дослідження в порівнянні з теоретично можливим. З використанням отриманих науково-методичних результатів розроблено високоефективні проточні частини, які можуть бути моделями при розробці нових ВВН. Одна з вказаних моделей стала базою для створення ВНДІАЕН насосних агрегатів СМС 65-200/2, СМС 65-200/4 і СМС 65-250/4, освоєних в серійному виробництві Київським заводом "Верікон".

Особистий внесок здобувача полягає в проведенні розрахунково-аналітичного дослідження, а саме в отриманні критеріального рівняння робочого процесу ВВН, визначенні найбільш можливого ККД [2, 6, 8] (див. список основних публікацій), рішенні рівнянь вихрової течії і взає-

модії турбулентних струменів стосовно ВВН [4, 5]; запропонуванні фізичної [3, 4] і математичної [3, 4, 5, 11] моделей течії в проточній частині; розробці методики проектування насосів типу "Turo" [1, 11]; проведенні експериментів, обробці та аналізі їх результатів [7]; виконанні ДКР для впровадження результатів роботи у виробництво [9, 10, 12].

Апробація роботи. Основні положення дисертації доповідались та обговорювались на науково-технічній конференції "Научные проблемы энергомашиностроения и пути их решения" (м.С.-Петербург, 1992), на Міжнародній науково-технічній конференції "Гидравлика, гидромашины, гидропривод и гидропневмоавтоматика" (м.Москва, 1996), на II-IV Українських науково-технічних конференціях "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці" (м.Черкаси, 1997; м.Київ, 1998; м.Суми, 1999), на науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів і студентів Сумського державного університету (1991, 1992, 1995, 1997, 1998, 1999).

Публікації. За матеріалами роботи опубліковано вісім статей, тези десяти доповідей на конференціях та одержано два авторські свідоцтва.

Структура та обсяг дисертаційної роботи. Робота складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Матеріали дисертаційної роботи викладені на 147 сторінках основного тексту. Ілюстрації включають 47 рисунків на 45 сторінках. Всього – 12 таблиць, із яких 5 розміщені на 2 окремих сторінках. У бібліографії надано 135 джерел на 13 сторінках. П'ять додатків складають 10 сторінок. Загальний обсяг дисертації – 217 сторінок.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована доцільність та актуальність вивчення питання про характер робочого процесу та енергетичні якості ВВН типу "Turo", вказані мета роботи, наукова новизна та практична цінність. Наведено основну інформацію про апробацію роботи, публікації та структуру дисертації.

У першому розділі викладено огляд літератури, присвяченої області використання, конструктивним різновидностям та особливостям ВВН. Вказуються виявлені позитивні та негативні якості ВВН, обґрунтовується причина найбільшого розповсюдження конструктивного виконання проточної частини ВВН по схемі "Turo". Проведено аналіз існуючих моделей робочого процесу ВВН типу "Turo". Робиться висновок, що вони тим чи іншим чином базуються на теорії робочого процесу типових відцентрових насосів. Відповідно до існуючих уявлень про робочий процес ВВН створені і методики проектування їх проточних частин насосів. Вказані методики мають у своїй основі значну кількість чисто емпіричних поправок, що призводить до значних похибок як в частині забезпечення заданої величини напору при подачі, що розраховується, так і щодо співпадання останньої з оптимальною по ККД. Другим наслідком існуючих уявлень про фізичну природу ро-

бочого процесу ВВН є збереження до них відношення як до енергетичних машин з теоретично можливою величиною ККД на рівні сто відсотків. Велика різниця між досягнутим і теоретично очікуємим ККД є основою для проведення все нових експериментальних досліджень в надії подолати існуючий бар'єр. В дійсності вагомні результати в даному напрямку відсутні.

Огляд літератури показав наявність гіпотез про вихровий принцип дії ВВН типу "Turo", що обумовлені виявленням експериментальним шляхом циркуляційного або повздовжнього вихору. Разом з тим його роль у робочому процесі насоса існуючими моделями не обгрунтована. Відмічається також, що незалежно один від іншого дослідники Г.Грабов (Німеччина), М.Аокі (Японія), Е.Рокіта (Польща), Л.С.Пресман (Росія), В.Ф.Герман (Україна) та інші на насосах різних параметрів і геометричних розмірів отримали однаковий результат – відношення витратної складової швидкості в РК V_{m2} (вона одночасно колова складова швидкості додаткового обертального руху) до колової швидкості РК U_2 становить 0,15 – 0,25. Виділяється як особливий момент у докторській дисертації Г.Грабова введення поняття втрати енергії вихрового обміну, як складової гідравлічних втрат енергії в цілому, та визначення експериментальним шляхом її величини у розмірі 38 відсотків від загальної величини гідравлічних втрат енергії в проточній частині ВВН типу "Turo".

Детально розглядається робота С.С.Руднева "Основы рабочего процесса вихревых насосов", де, безвідносно до ВВН, теоретично доведено, що корисний ефект вихрового насосу (ВН) – підвищення тиску – обумовлений втратами енергії і у випадку їх відсутності напір насоса також дорівнює нулю. Ним введено поняття ККД робочого процесу вихрової гідромашини η_{pn} , для якого на базі законів збереження моменту кількості руху та енергії отримано вираз

$$\eta_{pn} = \frac{Q}{S\omega}, \quad (1)$$

де $S = \int_f r df$ – статичний момент площі f бокового каналу ВН,

Q – витрата рідини,

ω – колова швидкість обертання РК насоса.

С.С.Руднев у вказаній роботі виділяє окрему групу вихрових гідромашин і відносить до неї, зокрема, гідромуфту. О.І. Голубев, розглядаючи робочий процес лабіринтно-гвинтового насоса, відносить його також до вихрових гідромашин, і отримує вираз

$$\eta_{pn} = \frac{Q}{S\omega} = \frac{V_u F}{Fr\omega} = \frac{V_u}{U} = \eta_T,$$

де η_T названо коефіцієнтом захоплення рідини у вільному просторі робочим органом насоса.

Робиться висновок, що ВВН типу "Turo" також є гідромашиною вихрового принципу дії і для неї потрібна побудова відповідної моделі робочого процесу, на її основі створення нової методики проектування, прийняття умови $\eta_{max} = \eta_{pn} < 1.0$ і визначення величини η_{max} . Враховуючи практичну необхідність створення нових проточних частин ВВН типу "Turo" і результати огляду літератури, робиться висновок про актуальність теми дослідження.

У другому розділі визначаються основні задачі, вирішенню яких присвячена дисертація. Дається обґрунтування вибору об'єкта і способу проведення дослідження.

В ролі об'єкта дослідження взято ВВН з проточною частиною типу "Turo" у так званому класичному виконанні, який працює на технічно чистій воді в діапазоні значень коефіцієнта швидкості $n_s = 60 - 140$ (рис. 1).

Рис. 1 Конструктивна схема проточної частини ВВН типу "Turo"

Головна мета дослідження – розробка моделі робочого процесу ВВН типу "Turo" як гідромашини вихрового принципу дії і визначення досягнутого рівня енергетичної досконалості об'єкта дослідження. Для досягнення поставленої мети в ході дослідження вирішувались наступні взаємозв'язані задачі:

- розробка фізичної моделі робочого процесу ВВН як гідромашини вихрового принципу дії;
- розробка математичної моделі ВВН, що пов'язує його основні геометричні та гідродинамічні параметри;
- визначення досягнутого рівня енергетичних якостей ВВН в порівнянні з теоретично можливим;
- створення вдосконаленої методики проектування проточної частини ВВН.

Прийнятий спосіб дослідження – розрахунково-аналітичний з наступною перевіркою отриманих результатів експериментальним шляхом.

У третьому розділі дається опис результатів розрахунково-аналітичної частини виконаного дослідження.

Розроблена фізична модель робочого процесу ВВН типу "Turo" як гідромашини вихрового

принципу дії, в якій корисний ефект (підвищення тиску) пов'язаний з втратами енергії. Як і у вихровому насосі, у ВВН частинки рідини здійснюють рух по складній спіралеподібній траєкторії, що охоплює область РК і ВК насоса. Схематично цей рух розглядається як результат суперпозиції двох обертальних рухів у вільній камері ВВН. Перший – навколо осі обертання насоса з деякою кутовою швидкістю обертання ω_p , що менша кутової швидкості обертання РК ω . Другий – навколо деякого центру в меридіональному перерізі проточної частини насоса вісьовою площиною – так званий циркуляційний потік, або кільцевий вихор.

Основним корисним ефектом робочого процесу ВВН є наявність обертального руху рідини навколо осі у вільній камері з кутовою швидкістю ω_p . Цей рух формує поле відцентрових сил, які врівноважуються відповідним перепадом тиску.

Обертання рідини в меридіональному перерізі також формує вже своє поле відцентрових сил, тобто створює відповідний перепад тиску. На виході з РК відцентрова сила як від обертання навколо осі насоса, так і відцентрова сила від кільцевого вихору, співпадають за напрямком, і їх спільна дія компенсується відповідним сумарним збільшенням перепаду тиску.

Викладений погляд на робочий процес ВВН дає можливість визначити ККД його робочого процесу

$$\eta_{pn} = \frac{V_2}{U_2} = \frac{\sqrt{V_{u2}^2 + V_{m2}^2}}{U_2}, \quad (2)$$

де V_2 – абсолютна швидкість;

$U_2 = r_2 \cdot \omega$ – колова швидкість робочого колеса;

$V_{u2} = r_2 \cdot \omega_p$ – колова швидкість обертання рідини.

Індекс "2" характеризує швидкості на радіусі r_2 .

В залежності (2) враховано, що корисний перепад тиску у ВВН створюється відцентровою силою, яка зумовлена абсолютною швидкістю V_2 в цілому, а не окремою її складовою, як у ВН. Беручи до уваги відоме з літератури співвідношення $\frac{V_{m2}}{U_2}$, формула для ККД робочого процесу приймає вигляд

$$\eta_{pn} = \sqrt{\eta_6^2 + (0,15...0,25)^2}, \quad (3)$$

де $\eta_6 = \frac{V_{u2}}{U_2}$ – ККД вихрового процесу обміну енергією у ВН.

Базуючись на прийнятій моделі передачі енергії у ВВН, отримано критеріальне рівняння

$$K_{Nzpn} = \frac{\bar{F}}{16} \eta_{\epsilon} (1 - \eta_{\epsilon}^2), \quad (4)$$

де K_{Nzpn} – коефіцієнт гідравлічних втрат енергії внаслідок здійснення робочого процесу;
 \bar{F} – характерна безрозмірна площа вільної камери.

Величини K_{Nzpn} , \bar{F} і η_{ϵ} для всіх гідродинамічно подібних між собою насосів однакові. Рівняння (4) дає можливість визначити максимально можливе абсолютне значення ККД вихрового процесу обміну енергії $\eta_{\epsilon max} = 0,58$. Враховуючи останнє, максимально можливе абсолютне значення ККД робочого процесу ВВН типу "Туго" становить $\eta_{pn max} = 0,6 - 0,63$. Це значення ККД відповідає експериментально складеному балансу енергії для ВВН типу "Туго" Г.Грабовим.

Вихідними даними для побудови математичної моделі стали аргументи подача Q , напір H і частота обертання n при знаходженні функцій: D_2 – зовнішній діаметр РК, d_0 – діаметр вхідного патрубку, z – число лопатей, b_2 – ширина лопатей, B – ширина ВК. Інші геометричні параметри ВВН типу "Туго" можна вважати другорядними по відношенню до вказаних аргументів. В такій постановці задача зводилась до пошуку системи з 5-ти рівнянь, що зв'язують між собою вказані гідродинамічні і геометричні параметри проточної частини насоса.

Вирішення задачі визначення D_2 відбувалось шляхом аналізу експериментальних характеристик ВВН типу "Туго" як вітчизняних, так і зарубіжних. В загальному підсумку було розглянуто 230 експериментальних характеристик. За критерій подібності для обробки характеристик використовувався так званий діаметральний коефіцієнт, що пов'язує між собою коефіцієнти напору і умовної витрати:

$$\delta = \frac{(2\Psi)^{0,25}}{\phi^{0,5}}, \quad (5)$$

$$\text{де} \quad \Psi = \frac{gH}{U_2^2}, \quad \phi = \frac{4Q}{\pi D_2^2 U_2}. \quad (6)$$

Оцінка параметрів ВВН в точках, що відповідають максимальному значенню ККД, дозволила виявити зв'язок між ϕ та δ (див. рис. 2.)

$$\delta = 1,06263\phi^{-0,493}, \quad (7)$$

і отримати залежність для визначення зовнішнього діаметра РК

$$D_2 = 193,03 I n_s^{-0,67476} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \text{ м.} \quad (8)$$

Досвід проектування ВВН типу "Turo" показує, що величина вхідного патрубку d_0 суттєво впливає на робочу характеристику насоса. Разом з тим єдиної точки зору як на форму залежності

$\eta_{max} = f\left(\bar{d}_0 = \frac{d_0}{D_2}\right)$, так і на причини її існування до останнього часу не існувало. З метою по-

шуку відповіді на вказані питання було проведене спеціальне експериментальне дослідження – візуалізація течії в області входу в вільну камеру ВВН. В результаті було встановлено, що в області входу у ВК утворюються вихрові зони, характер і місце розташування яких залежить від величини \bar{d}_0 (рис. 3). Одночасно існує і таке значення \bar{d}_0 , при якому вторинні вихрові течії не виникають.

Як показали наступні енергетичні випробування експериментального насоса, значення \bar{d}_0 , що відповідає умові відсутності вторинних вихорів, є оптимальним і по ККД насоса.

В роботі наведено пояснення процесу утворення вихрових зон і запропонована модель течії, що дозволяє визначити оптимальну величину вхідного патрубка.

а)

б)

Рис. 3 Утворення вихрових зон при звуженому (а) і перерозширеному (б) вході у вільну камеру

1 – вхідний потік; 2 – циркуляційний потік; 3 – зона змішання двох потоків; 4 – вторинний вихор (обернені токи)

Використовується положення, що оптимальна величина d_0 буде відповідати тому значенню кінетичної енергії потоку, який входить в камеру, коли вказані вихрові зони будуть відсутні,

тобто $E_o = E_u$. Останнє співвідношення можна замінити умовою рівності середньої швидкості потоку в вхідному патрубку V_0 і деякої середньої характерної швидкості циркуляційного потоку.

Для точки А, розташованій на циліндричній поверхні $r_0 = \frac{d_0}{2}$ в зоні змішування на відстані $B/2$

від передньої стінки корпуса і РК, ця умова має вигляд

$$\frac{4Q}{\pi d_0^2} = \sqrt{V_{uA}^2 + V_{mA}^2}, \quad (9)$$

де V_{uA} і V_{mA} , відповідно, колова і осьова складові абсолютної швидкості частинки в точці А.

Виходячи з цього отримана залежність, що дозволяє визначити діаметр вхідного патрубка ВВН типу "Turo"

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{240}{\pi^2}} \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{\eta_{pn}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} = \frac{2,897}{\sqrt[3]{\eta_{pn}}} \cdot D_q. \quad (10)$$

Для користування формулою (10) необхідно знати залежність $\eta_{pn} = f(n_s)$, знаходження якої є самостійна і досить складна задача. В даній роботі використовується перше наближення у вигляді умови $\eta_{pn} = const$ в насосах різної швидкохідності ($\eta_{pn} = 0,6 - 0,63$).

Використовуючи рівняння вихрової течії ідеальної нестисливої рідини, отримано закон розподілу відносної радіальної швидкості в каналі РК ВВН

$$W = 2\omega r\varphi + const, \quad (11)$$

де φ – поточний кут міжлопатевого простору.

Це рівняння ідентичне рівнянню радіальної рівноваги для каналів РК і гідромурфти, отриманому Д.Я.Алексапольским, і засвідчує, що, по-перше, розподіл відносної радіальної швидкості в каналі робочого колеса ВВН нерівномірний і, по-друге, зменшення числа лопатей може привести до появи зворотних струменів, які спричиняють додаткові втрати енергії. Таким чином, базуючись на фундаментальних рівняннях гідромеханіки, обгрунтовано відоме по багаточисельним експериментальним даним положення про існування мінімально допустимого числа лопатей робочого колеса ВВН.

Дається також фізичне обгрунтування експериментально встановленому результату – число

лопатею робочого колеса ВВН є константою для всього діапазону коефіцієнта швидкості n_s . Вказана константа дорівнює $z_{min} = 8 - 13$ і може бути прийнята $z_{opt} = 10$ для ВВН типу "Turo".

В роботі запропонована фізична модель течії в міжлопатевих каналах РК типу "Turo" у вигляді просторової гвинтоподібної структури (рис. 4). Обґрунтування моделі базується на ідентичності форми вказаної течії у ВВН і добре вивченої течії за тілами, що погано обтікаються (виступами або виїмками). Такий вид течії супроводжується процесами утворення зворотних струменів і вихорів і в найбільшій мірі визначається відношенням висоти виїмки до її довжини (рис. 5).

Рис. 4 Структура течії в міжлопатево-му каналі робочого колеса

Рис. 5 Фізична картина течії в поперечному перерізі міжлопатевого каналу робочого колеса і ВК

Величина b_2/l визначає якість протікання енергетичного обміну між рідиною в РК і ВК насоса, характер розподілу швидкостей і величину гідравлічних втрат в РК. З енергетичних позицій умова $b_2/l = 1$ буде оптимальною для вихрового процесу, що розглядається.

Вважаючи, що умова $b_2/l = 1$ виконується на радіусі $r = r_u = (D_2 + d_0)/4$, отримана залежність для визначення ширини лопатей

$$\bar{b}_2 = 0,157(1 + \bar{d}_0) - \bar{\delta}. \quad (12)$$

Наявність поперечного вихрового руху можлива і в міжлопатевих каналах РК традиційних лопатевих машин (вторинні течії). Принципово важливо, що для традиційних лопатевих машин вторинні течії зумовлюють тільки втрати енергії. Для ВВН вторинні течії (або поперечні вихори) є одним із основних елементів здійснення робочого процесу. Вони відіграють роль основних виконавців в процесі розкручування рідини у ВК насоса, переносячи енергію до неї від РК. Енергія, що витрачається на підтримку існування поперечних вихорів, відноситься до частини енергії, що неминуче втрачається на здійснення робочого процесу.

Механізм взаємодії потоку, що виходить з каналу РК, з потоком у ВК може бути розглянутий як механізм взаємодії турбулентного струменя з необмеженим навколишнім середовищем.

Переносячи дані з теорії турбулентних струменів на робочий процес ВВН вводиться положення – найбільша ефективність процесу досягається в тому випадку, коли зона максимальної ту-

рбулентності буде знаходитись посередині ВК насоса. Виходячи з цього положення в роботі отримана залежність для визначення ширини вільної камери

$$\bar{B} = (0,658 \dots 1,44) \left(\frac{2\bar{b}_2}{1 + \bar{d}_0} - \bar{\delta} \right). \quad (13)$$

У четвертому розділі наведено результати експериментальної перевірки основних положень розробленої моделі робочого процесу ВВН, проведена оцінка досягнутого рівня енергетичної досконалості проточної частини. В розділі описуються експериментальна установка, засоби вимірювання, методика проведення експериментальних досліджень і наведена оцінка похибок вимірювання експериментальних величин.

Для виконання експериментальної частини дослідження були спроектовані і виготовлені модельні проточні частини з наступними значеннями коефіцієнта швидкохідності $n_s = 60, 80, 100, 120$ і 140 . Для розрахунку геометричних параметрів модельних насосів прийняті частота обертання $n = 1450$ об/хв і величина напору $H = 26$ м. Зведені дані по геометричним параметрам проточних частин, розрахованих у відповідності з положеннями розробленої моделі робочого процесу, наведені у табл. 1.

Результати параметричних випробувань проточних частин підтверджують правомірність розгляду робочого процесу ВВН як гідромашин вихрового принципу дії. Проточні частини забезпечують прийнятне співпадання розрахункових і експериментальних даних по напору і подачі на оптимальному режимі роботи (табл. 2).

Таблиця 1

Геометричні параметри експериментальних модельних проточних частин СВН типу "Туго"

n_s	60	80	100	120	140
$D_2, \text{ м}$	0,275	0,275	0,275	0,275	0,275
$b_2, \text{ м}$	0,050	0,050	0,055	0,055	0,060
$\delta, \text{ м}$	0,006	0,006	0,006	0,006	0,006
$z, \text{ шт.}$	10	10	10	10	10
$d_0, \text{ м}$	0,08	0,097	0,110	0,120	0,130
$B = d_{\text{нагн}}, \text{ м}$	0,05	0,07	0,09	0,11	0,13
$\beta_{l1} = \beta_{l2}, \text{ град}$	90	90	90	90	90

Таблиця 2

Порівняння розрахункових і експериментальних характеристик СВН
на оптимальних режимах

n_s	60	80	100	120	140
$H_{розр}$, м	26	26	26	26	26
$H_{експ}$, м	26,8	26,6	26,3	25,6	24,7
$Q_{розр}$, м ³ /ГОД	61,2	108	170	245	334
$Q_{експ}$, м ³ /ГОД	62	110	170	240	326
$\eta_{опт}$	45	55	57	53	46
ΔH , %	2,9	2,2	1,1	1,5	-5
ΔQ , %	1,3	1,8	0	-2	-2,4

Неспівпадання розрахункових даних з експериментальними не перевищує 5 %. Результати випробувань засвідчують про можливість застосування отриманих методичних рекомендацій для розрахунку проточних частин ВВН типу "Туго" в діапазоні коефіцієнта швидкохідності $n_s = 60 - 140$. В зоні значень n_s , близьких до 100, похибка розрахунку мінімальна.

Експериментальні характеристики показали, що крутизна напірної характеристики ВВН зменшується зі збільшенням коефіцієнта швидкохідності. Порівнюючи з характеристиками відцентрових насосів тієї ж швидкохідності, слід зауважити, що вони більш пологі. Останнє дозволяє розширити робочий діапазон розглядуваних насосів по подачі в порівнянні з відцентровими, а значить, і область робочої зони насосів.

Проведені дослідження підтвердили висновок про істотний вплив величини діаметра вхідного патрубку на енергетичні характеристик ВВН і факт існування його оптимальної величини. На рис. 6 наведена експериментальна залежність $\bar{d}_0 = f(n_s)$, а також розрахункові значення \bar{d}_0 , отримані з використанням формули

$$\bar{d}_0 = \frac{2,897}{\sqrt[3]{\eta_{pn}}} \bar{D}_q. \quad (15)$$

Експериментальна перевірка підтвердила, що суттєвий вплив на характеристику насоса,

який розглядається, має ширина ВК. Отримані дані дозволили конкретизувати вибір коефіцієнта у формулі (14)

$$\bar{B} = (16,4 \cdot 10^{-3} n_s - 0,422) \left(\frac{2\bar{b}_2}{1 + \bar{d}_0} - \bar{\delta} \right). \quad (16)$$

Експериментальним шляхом отриманий графік $\eta_{max} = f(n_s)$, який з достатньою точністю апроксимується виразом:

$$\eta_{max} = \frac{1}{-7,01 \cdot 10^{-3} \ln n_s + \frac{1,97}{n_s} + 302,42 \cdot 10^{-6} n_s}. \quad (17)$$

Ця залежність може бути використана при проектуванні насосів типу "Turo" в діапазоні коефіцієнта швидкохідності $n_s = 60 - 140$.

На основі отриманих експериментальних характеристик визначена величина гідравлічного ККД проточної частини насоса, що розглядається. На рис. 7 наведена залежність $\eta_z = f(n_s)$, що розрахована на основі експериментальних даних. Тут же проведена лінія гранично досяжного рівня ККД робочого процесу ВВН типу "Turo" ($\eta_{pn} = 0.6 \dots 0.63$). При $n_s = 86 - 108$ значення відносного ККД $\bar{\eta} = \eta_z / \eta_{pn}$ досягає 0,926. Таким чином, енергетична досконалість проточних частин ВВН типу "Turo" досить висока і подальші дослідження в цій області будуть все більш трудомісткими і вартісними, а в результаті η в кращому випадку може бути підвищений на 1-2 %.

Рис. 7 Співвідношення оптимального η_{opt} , гідравлічного η_z і гранично досяжного η_{pn} КПД ВВН типу "Turo" в залежності від коефіцієнту швидкохідності n_s

Розроблені для експериментальних досліджень проточні частини мають високий рівень ККД і можуть бути використані в якості модельних при створенні нових ВВН типу "Turo" .

В п'ятому розділі наведена методика проектування проточної частини ВВН типу "Turo". Проектування проточної частини в роботі зводиться до виконання гідравлічного розрахунку, який

дозволяє:

- забезпечити необхідну величину напору насоса при заданій подачі;
- забезпечити співпадання розрахункової і оптимальної по ККД величини подачі насоса;
- отримати максимально високий по абсолютному значенню ККД насоса при розрахунковій подачі.

В такій постановці антикавітаційні якості і величина гідродинамічних навантажень є похідними величинами і визначаються шляхом проведення відповідних повірочних розрахунків. На сьогодні відомі достовірні методики таких розрахунків, на які дається посилання в дисертації.

В розділі висвітлюються деякі питання, які в цілому виходять за межі поставленої задачі даного дослідження, але можуть бути корисними для сьогоденної практики проектування проточних частин типу "Туго" і визначення перспективних шляхів їх подальшого вдосконалення.

Наведено коротку характеристику ВВН, які були створені при участі автора, як відповідального виконавця, в рамках госпдоговірних робіт на замовлення Норільського гірничо-металургійного комбінату в період з 1983 по 1993 р.р.

Дається опис результатів впровадження в 1994 – 1999 р.р. отриманих в роботі даних в промисловість України, підтверджених відповідними актами.

ВИСНОВКИ

1. Розроблена фізична модель робочого процесу ВВН типу "Туго" як гідромашини вихрового принципу дії, підтверджена можливість розгляду процесу передачі енергії РК рідині у вільній камері як механізму взаємодії турбулентних струменів з навколишнім середовищем.

2. Отримана нова замкнена система рівнянь, що зв'язує основні геометричні та гідродинамічні параметри проточної частини типу "Туго" і є відображенням вихрового принципу дії даного насосу.

3. Визначено теоретично можливе значення ККД робочого процесу ВВН типу "Туго" і в порівнянні з ним досягнутий рівень енергетичних якостей об'єкту дослідження.

4. Створена на базі нової моделі методика проектування проточної частини ВВН типу "Туго", що дозволяє з необхідною для практики точністю забезпечувати потрібний напір насоса при заданій подачі та співпадання величин заданої та оптимальної по ККД подач.

5. Перевірені та підтверджені експериментальним шляхом отримані науково-методичні результати, встановлено діапазон значень коефіцієнта швидкохідності ВВН типу "Туго", в якому можливе отримання їх гідравлічного ККД близьким до теоретично можливого.

6. В ході проведення експериментального дослідження відпрацьований типорозмірний ряд

високоєфективних по ККД проточних частин ВВН типу "Туго", які можуть бути використані як моделі при створенні нових насосів даного типу.

7. Результати дослідження впроваджені ВНДІАЕН (м.Суми) в чотирьох насосних агрегатах, які випускаються серійно (Бердянський завод "Південгідромаш", Київський завод "Верікон") і передані для впровадження в проєкті багатофункціональних консольних насосів блочно-модульного виконання (Сумський завод "Насосенергомаш"), використовуються в навчальному процесі СумДУ.

ОСНОВНІ ПУБЛІКАЦІЇ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Соляник В.А. Методики расчета проточной части свободновихревых насосов типа "Туго" на основе обобщенных критериев связи режимных и геометрических параметров / Вісник СумДУ. – Суми, 1998. - №2(10). - С. 81-84.

2. Евтушенко А.А., Соляник В.А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа "Туго" // Вестник НТУУ "КПИ": Машиностроение.– К., 1999. – Вып. 34. - С. 346-355.

3. Евтушенко А.А., Соляник В.А. Гидродинамические аспекты определения диаметра входного патрубка свободновихревого насоса типа "Туго" // Вестник НТУУ "КПИ": Машиностроение.– К., 1999. - Вып. 35. – С. 275-281.

4. Евтушенко А.А., Неня В.Г., Соляник В.А. Структура течения в межлопастных каналах рабочего колеса свободновихревого насоса типа "Туго" // Вестник НТУУ "КПИ": Машиностроение. – К., 1999. - Вып. 35. – С. 295-301.

5. Евтушенко А.А., Неня В.Г., Соляник В.А. Теория турбулентных струй в приложении к рабочему процессу свободновихревых насосов типа "Туго" // Вестник НТУУ "КПИ": Машиностроение.– К., 1999. - Вып.36. – С.241-248.

6. Евтушенко А.А., Сапожников С.В., Соляник В.А. Коэффициент полезного действия свободновихревого насоса типа "Туго" при работе на чистой жидкости и на газожидкостной среде // Вестник НТУУ "КПИ": Машиностроение.– К., 1999. - Вып.36. – С. 249-255.

7. Ковалев И.А., Соляник В.А. Влияние основных геометрических размеров корпуса свободновихревого насоса на его характеристики // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование: Тематич. сб. научн. трудов / Под ред. Ковалева И.А. - К.: ИСИО, 1994. - С. 81-89.

8. Соляник В.А. Энергетические качества свободновихревых насосов типа "Туго" // Праці II Респуб. наук.-техн. конф. "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці". – Черкаси: ЧІТІ, 1998. - С. 75-80.

9. А. с. 1213258 СССР, МКИ F 04 D 29/18, 7/04. Рабочее колесо свободновихревого насоса

для перекачивания абразивных гидросмесей / В.А.Соляник, А.В.Вертячих, А.А.Евтушенко, Л.И.Данилов, И.А.Ковалев, С.В.Лившиц, И.А.Мельник, О.В.Ножненко (СССР). - № 3787853/25-06; Заявлено 10.09.84; Опубл. 23.02.86, Бюл. № 7. – 2 с.

10. А. с. 1229436 СССР, МКИ F 04 D 7/04. Свободновихревой насос / В.А.Соляник, И.А.Ковалев, А.А.Евтушенко, А.В.Вертячих, Л.И.Данилов, Б.Ф.Вахранев, О.В.Ножненко (СССР). - № 3809540/25-06; Заявлено 06.11.84; Опубл. 07.05.86, Бюл. № 17. – 2 с.

11. Ковалев И.А., Мельник И.А., Соляник В.А. Обобщенные зависимости для выбора основных геометрических параметров при проектировании проточной части свободновихревого насоса // Тезисы докл. научн.-техн. конф. "Научные проблемы энергомашиностроения и пути их решения" – С.-Петербург, 1992. - С. 30.

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., 1996. - С. 82.

Соляник В.О. Робочий процес і енергетичні якості вільновихрових насосів типу “Turo” - Рукопис.

Дисертація на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук зі спеціальності 05.05.17 - гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. - Сумський державний університет, Суми, 1999.

Дисертацію присвячено питанням проектування вільновихрових насосів (ВВН) типу “Turo”. В дисертації розроблена нова фізична модель робочого процесу ВВН типу “Turo” як гідромашини з вихровим принципом передачі енергії рідині. Встановлено, що максимальне теоретично можливе значення ККД даного типу насосів принципово не може дорівнювати одиниці. Запропонована фізична модель течії в міжлопатевому каналі робочого колеса у вигляді просторової гвинтоподібної вихрової структури. Одержані критеріальне рівняння робочого процесу та аналітичні залежності, що пов’язують геометричні розміри проточної частини з режимними параметрами ВВН типу “Turo”. Розроблена нова методика проектування ВВН на задані параметри з максимально можливим рівнем ККД. Основні результати роботи знайшли промислове впровадження при розробці нових типів насосного обладнання.

Ключові слова: вільновихровий насос, робочий процес, вихрова течія, ККД процесу, фізичне моделювання, методика проектування.

Solyanik V.O. Working process and power qualities of the "Turo" type free-vortex pumps. - Manuscript.

Thesis for a master's degree by speciality 05.05.17 – hydraulic machines and hydropneumounits. -

Sumy State University, Sumy, 1999.

The dissertation is devoted to design frontier topics that are connected with the development of the "Turo" type free-vortex pumps (FVP). A new physical model of the working process of the "Turo" type FVP as the hydraulic machine with the vortex principle of energy transmitting is elaborated. There is established that the maximal theoretically possible value of efficiency for this pump type cannot be equal to one in principle. A physical model of flow in the impeller interblade channel in the form of special screw-like vortex structure is proposed. The criterion equation of working process and analytical correlations that connect the geometrical dimensions of the wetted parts with the mode parameters of the "Turo" type FVP are obtained. A new design technique for FVP on the given parameters with the maximal possible level of efficiency is elaborated. The results of the work have found an industrial utility in the design of the new types of pump equipment.

Key words: free-vortex pump, working process, vortex flow, process efficiency, physical modeling, design technique.

Соляник В.А. Рабочий процесс и энергетические качества свободновихревых насосов типа "Turo". – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Сумский государственный университет, Сумы, 1999.

В диссертации на основании анализа литературных сведений о применении и исследованиях свободновихревых насосов сделано заключение о том, что они находят все более широкое распространение в системах гидротранспорта волокнистых, крупных твердых материалов и газонасыщенных жидкостей, причем среди многообразия конструктивных исполнений проточной части особенно выгодно отличаются насосы типа "Turo". Однако опубликованные работы не дают достоверной целостной картины структуры потока и механизма передачи энергии в свободновихревых насосах. Причиной противоречивых утверждений является то, что существующие модели рабочего процесса свободновихревых насосов и, соответственно, методики их проектирования базируются на теории рабочего процесса центробежных насосов с использованием схемы рабочего колеса с бесконечно большим числом бесконечно тонких лопастей. Это, в свою очередь, переносит отношение к свободновихревым насосам как к энергетическим машинам, у которых теоретически возможный КПД равен 100 %.

С целью удовлетворения потребностей практического насосостроения в сокращения финансовых и временных затрат на создание свободновихревых насосов типа "Turo" разработана модель рабочего процесса этих насосов как гидромашин вихревого принципа действия и на ее

основе методика проектирования проточной части.

Установлено, что частички жидкости совершают движение по сложной спиралеобразной траектории, которая охватывает область рабочего колеса и свободной камеры насоса и является результатом суперпозиции двух вращательных движений вокруг оси насоса и некоторого центра в меридиональном сечении проточной части (продольный вихрь). Основным полезным эффектом рабочего процесса есть наличие вращательного движения вокруг оси насоса с угловой скоростью $\omega_{жс}$, меньшей угловой скорости рабочего колеса $\omega_{рк}$. На выходе из рабочего колеса центробежные силы от обоих вращений совпадают по направлению, и их совместное действие компенсируется соответствующим перепадом давления. Величина отношения $\omega_{жс}/\omega_{рк}$ является показателем эффективности раскручивания жидкости в свободной камере насоса, а затраты энергии на процесс раскручивания и соответственно, повышение давления, являются необходимыми для осуществления рабочего процесса. Полученное критериальное уравнение затрат гидравлической энергии, идущей на осуществление вихревого процесса обмена количеством движения между частицами жидкости, позволило установить максимально возможное абсолютное значение КПД рабочего процесса свободновихревого насоса типа "Turo", величина которого составляет 60 – 63 %. Процесс передачи энергии рабочим колесом жидкости в свободной камере описан как механизм взаимодействия турбулентных струй с окружающей средой. Существенное влияние на его эффективность оказывает ширина свободной камеры. В формировании указанных струй главную роль играют поперечные вихри, возникающие в жидкости, находящейся в межлопастных каналах рабочего колеса. Течение в межлопастных каналах рабочего колеса имеет вид пространственной винтообразной вихревой структуры. Решение общих уравнений вихревого течения жидкости в относительном движении показало, что распределение относительной радиальной скорости в межлопастных каналах рабочего колеса неравномерно. Оптимальное по КПД число лопастей рабочего колеса равно 10. Структура течения жидкости на участке входа потока в свободную камеру определяется величиной диаметра входного патрубка, которая для каждого насоса со своими параметрами имеет свое оптимальное по КПД значение.

На основании физической модели вихревого обмена энергией в свободновихревом насосе предложена математическая модель, состоящая из уравнений связи основных геометрических размеров проточной части с подачей, напором и частотой вращения насоса. Решение полученной системы уравнений образует удобную методику проектирования насосов с высоким уровнем КПД относительно предельно достижимого для этого класса гидромашин. Проверка методики на адекватность показала удовлетворительную сходимостъ расчетных и экспериментальных данных и нашла применение на насосостроительных предприятиях Украины.

Ключевые слова: свободновихревой насос, рабочий процесс, вихревое течение, КПД про-

цесса, физическое моделирование, методика проектирования.

Підп. до друку 18.10.99.

Папір друк. № 1.

Умовн. фарбо-відб. 1,25.

Наклад 100 прим.

Формат 60×80¹/₁₆.

Умовн. друк. арк. 1,16

Обл.-вид.арк. 1,0

Зам. №

“Різоцентр” СумДУ.

244007, Суми, вул.Римського-Корсакова, 2.