

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»**

Хорєв Олег Миколайович

УДК 621.224

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧИХ КОЛІС
РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ ГІДРОМАШИН НА ОСНОВІ
МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ РІДИНИ В ПРОТОЧНІЙ
ЧАСТИНІ**

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2008

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Гнесін Віталій Ісайович,
Інститут проблем машинобудування
ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків,
завідувач відділу нестационарної
газодинаміки та аеропружності

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Лур'є Зіновій Якович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
професор кафедри гідравлічних машин

кандидат технічних наук,
Жиленко Валерій Дмитрович,
Східне відділення НВЦ «Техдіагаз» філії ДК
«Укртрансгаз» НАК «Нафтогаз України»,
м. Харків, начальник відділення

Захист відбудеться 12 червня 2008 р. о 12-00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.11 в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»

Автореферат розісланий 25.04. 2008 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Ю.О. Юдін

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Будівництво нових ГЕС і ГАЕС, а також модернізація гідротурбінного обладнання існуючих станцій є важливою економічною задачею. При рішенні питань проектування проточних частин (ПЧ) гідротурбін і оборотних гідромашин широко використовують розрахункові та експериментальні методи дослідження. В останнє десятиріччя намітилася тенденція розширення розрахункових досліджень (так званого чисельного експерименту) з метою скорочення обсягу фізичного експерименту на гідродинамічних стендах. Такий підхід забезпечує розробку проточних частин з високими енергокавітаційними показниками, скорочення терміну і вартості проектних робіт. Посилення ролі чисельного експерименту стало можливим у зв'язку з розробкою більш досконалих математичних моделей течії, гідродинамічних методів проектування проточної частини та розрахунку потоку, а також чисельних методів і алгоритмів. Це дозволяє впроваджувати в інженерну практику автоматизовані системи проектування гідромашин, зокрема підсистеми проектування лопатевих систем робочого колеса (р.к.) на базі широкого використання ЕОМ.

Одним з основних етапів гідродинамічного проектування елементів ПЧ є дослідження впливу геометричних параметрів на енергетичні та кавітаційні показники. Особливо ця задача є важливою для робочого колеса оборотної гідромашини, оскільки вона працює як в турбінному, так і в насосному режимі. Організація цілеспрямованого пошуку геометричних параметрів р.к. оборотної гідромашини, які забезпечують необхідні показники, є вельми складною і актуальною задачею. Для її вирішення необхідно розробити методику моделювання впливу геометричних і режимних параметрів на енергетичні та кавітаційні характеристики радіально-осьових гідромашин, що складає актуальний напрямок дисертаційного дослідження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційна робота виконувалася у відділах аерогідромеханіки та лопатевих машин ІПМаш ім. А.М. Підгорного НАН України відповідно до бюджетних тем НАН України «Розробка наукових основ і розвиток методів теорії просторових аеропружних і в'язких явищ в проточних частинах турбомашин» (№ ДР 0194U002431), «Розробка наукових основ і розвиток теоретичних і експериментальних методів рішення зв'язаних задач аеродинаміки, теплообміну і пружних коливань лопатевих апаратів турбомашин» (№ ДР 0197U008632), «Математичне і фізичне моделювання тривимірних нестационарних і в'язких турбулентних течій в турбомашинах з урахуванням коливань лопатевих апаратів» (№ ДР 0101U003585); господарським договором з ВАТ «Турбоатом», м. Харків, «Розробити проточну частину оборотної гідромашини ОРО120» (№ ДР 0199U001050); пошуковою НДР ІПМаш НАН України «Удосконалення елементів проточної частини гідротурбін і оборотних гідромашин з використанням розрахункових методів» (№ ДР 0103U004321), в яких здобувач проводив дослідження як виконавець окремих розділів.

Мета і задачі дослідження. Основною метою дослідження є підвищення ефективності проточних частин радіально-осьових гідромашин за рахунок зниження гідравлічних втрат в робочому колесі на основі оптимізації його геометричних параметрів.

Для реалізації поставленої мети були сформульовані і вирішені такі задачі:

- розробити та удосконалити методики побудови геометричної моделі лопаті робочого колеса, що дозволяють автоматизувати процес проектування р.к. оборотних гідромашин і гідротурбін радіально-осьового типу;
- розробити алгоритми та розрахункові програми, що базуються на запропонованих методах і моделях;
- встановити і проаналізувати залежності характеристик робочих коліс радіально-осьових гідромашин від їх геометричних параметрів з метою підвищення енергокавітаційних показників проточної частини на задані розрахункові параметри;
- розробити лопатеві системи робочих коліс радіально-осьової оборотної гідромашини та високонапірної гідротурбіни на конкретні параметри; провести порівняння розрахункових характеристик з експериментом і результатами, що були отримані за іншими методами.

Об'єктом дослідження є процес енергетичної взаємодії потоку рідини з робочим колесом радіально-осьових гідромашин.

Предметом дослідження є функціональні залежності між геометричними, енергокавітаційними та режимними параметрами робочого колеса гідромашини.

Методи дослідження. Застосовувалися методи математичного та фізичного моделювання робочого процесу гідромашин, методи рішення прямої та оберненої задачі обтікання решітки профілів та методи оптимізації.

Наукова новизна отриманих результатів:

- на основі удосконаленої геометричної моделі проточної частини та моделі течії в ній розроблено методику, що дозволяє автоматизувати процес проектування лопатевих систем робочих коліс радіально-осьових гідромашин низької та середньої швидкохідності;
- дістала подальший розвиток методика моделювання впливу геометричних параметрів робочих коліс радіально-осьових гідромашин на їх енергетичні та кавітаційні показники;
- вперше одержано залежності, які відображають вплив основних геометричних параметрів решіток робочого колеса (кута обхвату лопаті в плані, величини всмоктувального та напірного лопатевого кута, кількості лопатей тощо) оборотної гідромашини середньої швидкохідності на розрахункові характеристики і дозволяють оптимізувати енергокавітаційні показники в турбінному та насосному режимах роботи.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що для потреб підприємств гідромашинобудування розроблено комплекси програм для проектування та прогнозування енергокавітаційних характеристик робочих коліс радіально-осьових гідромашин; отримано кількісну та якісну оцінку впливу геометричних параметрів лопатевої системи робочих коліс оборотної

гідромашини на енергокавітаційні показники, що дає можливість мінімізувати гідравлічні втрати на етапі проектування проточної частини. Результати дисертаційної роботи використано при розробці високоефективних проточних частин на параметри ГЕС Каменг (Індія) та ГАЕС на напір $H=120$ м. Результати дисертаційної роботи впроваджено: при проектуванні проточної частини гідротурбіни швидкохідністю $n_s=80$ м-кВт в рамках науково-технічного співробітництва кафедри гідравлічних машин НТУ «ХП» з заводом важкого енергетичного машинобудування *BHEL* (Індія); у ТОВ «Харківтурбоінжиніринг» при підготовці пропозицій щодо проектування проточної частини оборотної гідромашини Загорської ГАЕС-2 (Росія); у ВАТ «Турбоатом» при проектуванні проточної частини оборотної гідромашини на напір $H=120$ м.

Особистий внесок здобувача. Всі основні наукові і практичні результати одержані здобувачем самостійно, серед них: розробка геометричної моделі робочого колеса, яка дозволяє на основі аналізу гідравлічних втрат оптимізувати геометричні параметри р.к.; розробка алгоритмів, написання і налагодження основних розрахункових програм, проведення тестових розрахунків; проектування лопатевих систем робочих коліс оборотної гідромашини та високонапірної гідротурбіни на задані режимні параметри і дослідження їх розрахункових характеристик; проведення чисельного дослідження впливу геометричних параметрів робочого колеса оборотної гідромашини на його енергокавітаційні показники; поставлено та вирішено наукову задачу підвищення ефективності робочих коліс радіально-осьових гідромашин за рахунок оптимізації їх геометричних параметрів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати досліджень по темі дисертації доповідались і обговорювалися на: міжнародних науково-технічних конференціях «Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (Харків, 1997, 2000, 2003, 2006 рр.); X, XI, XII міжнародних науково-практичних конференціях «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (Харків, 2002, 2003, 2004 рр.); семінарах Інституту проточних машин Польської академії наук (Гданськ, 2007 р.), ІПМаш НАН України (2007 р.).

Публікації. За результатами проведених в дисертаційній роботі досліджень опубліковано 8 робіт у фахових виданнях ВАК України.

Структура дисертації. Робота складається з вступу, чотирьох глав основного тексту, висновків, додатків та списку використаної літератури. Повний обсяг дисертації 150 сторінок; 64 рисунки, з них 2 на окремих сторінках; 4 таблиці по тексту, список використаних літературних джерел із 138 найменувань на 14 сторінках; додатків на 3 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У **вступі** обґрунтовано актуальність роботи, наведено кваліфікаційні характеристики дисертації, визначено цілі та задачі дослідження, розкрито наукову новизну та практичну цінність отриманих в роботі результатів.

У **першому розділі** виконано огляд сучасного стану питання щодо методів чисельного і експериментального дослідження робочого процесу оборотних гідромашин і гідротурбін. Одним з основних методів підвищення ефективності проточних частин гідромашин є оптимізація геометричних параметрів робочого колеса на основі розрахункової оцінки енергетичних і кавітаційних якостей.

Дослідження впливу геометричних параметрів просторових решіток робочого колеса на енергетичні характеристики гідромашин наведено в роботах Етінберга І.Е., Раухмана Б.С., Жарковського О.А., Количева В.О., Федорова О.В. та інших.

Розвиток методів математичного моделювання розширив можливості аналізу геометричних параметрів на енергетичні характеристики. В роботах Раухмана Б.С., Топажа Г.І., Моргунова Г.М., Климовича В.І., Жарковського О.А., Косторного С.Д., Скорospelова В.А. використовуються тривимірні та квазітривимірні методи для розрахунку характеристик гідромашин. У роботах Пильова І.М., Количева В.О. наводяться дані щодо розрахунків характеристик гідротурбін, що засновані на використанні осереднених значеннях параметрів потоку.

В останнє десятиріччя методи моделювання та розрахунку тривимірної в'язкої течії рідини та газу в проточних частинах турбомашин було реалізовано у вигляді комерційних програмних продуктів: *CFX* (Канада–Англія–Німеччина), *STAR-CD* (Англія), *Fluent* (США), *Numeca* (Бельгія), *FlowER* (Україна) тощо.

Наведено огляд пакетів прикладних програм для проектування та дослідження робочих коліс гідромашин радіально-осьового типу. Серед розробок слід виділити роботи Федорова О.В., Топажа Г.І., Казачкова Л.Я., Провада Є.Б., Волкова О.В., Соніна В.І., Кондрат'єва Ю.С., Жарковського О.А.

Проведений аналіз робіт показує, що питання проектування, розрахункового дослідження характеристик і впливу геометричних параметрів на енергокавітаційні показники р.к. оборотних гідромашин досліджені недостатньо повно. Актуальною є задача створення геометричної моделі робочого колеса, що дозволяє оптимізувати геометричні параметри р.к. на основі мінімізації розрахункових втрат, і реалізація запропонованих методів у вигляді алгоритмів і програм.

На підставі проведеного огляду сформульовано цілі та задачі дослідження.

У **другому розділі** наведено геометричну модель лопатевої системи робочого колеса і модель гідравлічних втрат в ній, що призначені для чисельного дослідження впливу геометричних параметрів на енергокавітаційні показники та застосування оптимізаційних методів при проектуванні р.к.

Проектування лопатевої системи робочого колеса і чисельне дослідження її характеристик здійснюється шляхом сумісного рішення оберненої та прямої задач обтікання решіток профілів, що базуються на прийнятих моделях течії, гідравлічних втрат і геометричної моделі р.к.

Кожна ГЕС і ГАЕС характеризується такими унікальними даними як напір, потужність, синхронна частота обертання, витрата/подача тощо. Використовуючи формули подібності, ці параметри можна звести до двох:

приведеної витрати Q'_I і приведеної частоти обертання n'_I . Ці величини є вхідними даними при проектуванні р.к. гідромашини.

Меридіональний перетин робочого колеса. Від вибору меридіонального перетину робочого колеса багато в чому залежить рівень енергокавітаційних якостей гідромашини. Робоче колесо радіально-осьових оборотних гідромашин є подальшим розвитком р.к. відцентрових насосів, оскільки насосний режим є визначальним з точки зору створення напору та забезпечення кавітаційних якостей. Проте, при проектуванні слід також враховувати і вимоги турбінного режиму, які зводяться до забезпечення необхідних значень приведеної витрати Q'_I і приведеної частоти обертання n'_I в оптимумі універсальної характеристики. Форму меридіонального перетину порожнини р.к. діаметром D_1 визначають такі величини (рис. 1): b_0 – висота напрямного апарату, яка дорівнює ширині колеса на напірній стороні; D_0 – діаметр горловини; координати контурів втулки і обода.

Контури втулки та обода р.к. визначаються по залежностях, запропонованих *Bovet Th.* для гідротурбін і адаптованих Дедковим В.М. для оборотних гідромашин. Рівняння контуру втулки

$$R = R_{BT} \left(1 - 1,54 \left(1 - \frac{Z}{4Z_{BT}} \right) \sqrt{\frac{Z}{Z_{BT}} \left(1 - \frac{Z}{4Z_{BT}} \right)} \right), \quad (1)$$

контуру обода

$$R = D_1 / 2 - 1,54 R_{OB} \left(1 - \frac{Z - b_0}{4Z_{OB}} \right) \sqrt{\frac{Z}{Z_{OB}} \left(1 - \frac{Z - b_0}{4Z_{OB}} \right)}, \quad (2)$$

де R, Z – поточні координати криволінійної частини меридіонального перетину в циліндричній системі координат; $R_{BT}, Z_{BT}, R_{OB}, Z_{OB}$ – максимальне значення координат R та Z криволінійної частини втулки та обода. Систему координат для втулки та обода наведено на рис. 1.

Висоту напрямного апарату \bar{b}_0 пропонується визначати за рівнянням

$$\bar{b}_0 = \frac{n'_I \sqrt{Q'_I}}{62196} (315,5 - n'_I \sqrt{Q'_I}) D_0, \quad (3)$$

Величини, що визначають граничні розміри криволінійної частини втулки, пропонується визначати за такими рівняннями

$$Z_{BT} = \left[0,45 + \frac{n'_I \sqrt{Q'_I}}{62192} (315,5 - n'_I \sqrt{Q'_I}) \right] D_0; \quad (4)$$

$$R_{BT} = \left(0,45 + \frac{12,62}{n'_I \sqrt{Q'_I} - 12,62} \right) D_0. \quad (5)$$

Величини, що визначають граничні розміри обода, пропонується визначати за рівняннями

$$Z_{\text{об}} = \left[0,3 + \frac{n'_1 \sqrt{Q'_1}}{6,59} \quad 15,5 - n'_1 \sqrt{Q'_1} \cdot 10^{-5} \right] \bar{D}_0; \quad (6)$$

$$R_{\text{ІА}} = \frac{D_1 - \bar{D}_0}{2}. \quad (7)$$

Для визначення величини діаметру горловини р.к. пропонується використовувати квадратичну залежність \bar{D}_0 від значення швидкохідності в турбінному режимі n_{ST} , яку одержав здобувач в результаті апроксимації даних ІПМаш і інших розробників, що приведені в літературі

$$\bar{D}_0 = 5 \cdot 10^{-6} n_{ST}^2 + 1,8 \cdot 10^{-3} n_{ST} + 0,263. \quad (8)$$

Побудова напірної і всмоктувальної кромки. Для даного діапазону швидкохідностей $n_{ST} = 90-210$ напірну кромку в першому наближенні пропонується вибирати паралельною осі гідромашини. Значення кутів лопаті на напірній кромці призначаються за рекомендаціями проектування насосних коліс для забезпечення необхідного значення напору.

У літературі відсутні рекомендації щодо визначення координат перетину всмоктувальної кромки р.к. оборотних гідромашин з втулкою і ободом та її форми в меридіональній проекції. Для автоматизації побудови всмоктувальної кромки пропонується застосовувати залежності, одержані здобувачем в результаті апроксимації геометричних параметрів кращих проточних частин, розроблених в ІПМаш:

- перетин всмоктувальної кромки з ободом $Z_{2\text{об}}$ визначати за формулою

$$Z_{2\text{об}} = 0,97 Z_{\text{об}}; \quad (9)$$

- перетин всмоктувальної кромки зі втулкою

$$\bar{D}_{2\text{вТ}} = -5 \cdot 10^{-7} n_{ST}^2 - 2 \cdot 10^{-4} n_{ST} + 0,378; \quad (10)$$

- форму всмоктувальної кромки в меридіональній проекції пропонується описувати степеневою функцією, показник степеня якої визначає прогин кромки і залежить від значення швидкохідності. У відносній системі координат (рис. 2) це рівняння має вигляд

$$Y = \frac{Y_{2\text{вТ}}}{X_{2\text{вТ}}^n} X^n, \quad (11)$$

де $X_{2\text{вТ}}$ та $Y_{2\text{вТ}}$ – координати перетину всмоктувальної кромки та втулки у відносній системі координат, n – значення показника ступеня степеневої функції

$$n = 10^{-4} n_{ST}^2 - 0,0202 n_{ST} + 2,252. \quad (12)$$

Всмоктувальну кромку в плані пропонується розташовувати в меридіональній площині.

Після побудови кромки визначаються координати їх перетину зі всіма розрахунковими лініями току, що були одержані в результаті розрахунку осесиметричного потоку, і проводиться розрахунок розподілу лопатевих кутів уздовж кромки.

Геометрична модель лопатевої системи робочого колеса. Оскільки насосний режим для оборотних гідромашин є визначальним, то при побудові

геометричної моделі лопаті робочого колеса пропонується удосконалити методи, які знайшли застосування в практиці насособудування. В цій роботі при профілюванні лопаті робочого колеса використовується диференціальне рівняння лінії току в плані

$$d\theta = \frac{ds}{r \operatorname{tg} \beta}, \quad (13)$$

де r , β – значення радіусу і лопатевого кута в i -ій точці перетину, s – довжина лінії току в меридіональній проекції.

При побудові геометричної моделі лопатевої системи р.к. прийняті такі припущення:

- осесиметричними поверхнями току є поверхні рівношвидкісного або потенційного потоку;
- момент швидкості на всмоктувальній кромці в оптимумі турбінного і насосного режиму $VuR=0$;
- кути виходу потоку в турбінному режимі дорівнюють геометричним кутам лопаті на всмоктувальній кромці; кут виходу потоку в насосному режимі визначається по геометричному куту на напірній кромці з урахуванням відставання потоку.

По обчислених кутах установки перетинів лопаті з трикутника швидкостей визначаються значення відносної швидкості на всмоктувальній і напірній кромках для кожної розрахункової лінії току. Розподіл кутів лопаті і відносної швидкості є граничними умовами при профілюванні лопаті р.к.

Нескінченно тонка лопать р.к. являє собою поверхню, що проходить через усі розрахункові перетини.

Повний кут обхвату кожного розрахункового перетину дорівнює

$$\theta = \int_{r_1}^{r_2} \frac{ds}{r \operatorname{tg} \beta}. \quad (14)$$

Оскільки встановити аналітичну залежність між значенням кута лопаті в і радіусом r практично неможливо, інтеграл розв'язується методом чисельного інтегрування.

Для визначення величини підінтегральної функції слід задатися законом розподілу відносної швидкості потоку W уздовж меридіональної проекції кожної розрахункової лінії току s_m в межах від напірної (W_1) до всмоктувальної кромки (W_2). В насособудуванні розподіл $W=f(s_m)$ як правило приймають близьким до прямої або мало прогнутим посередині. Враховуючи особливості геометричних параметрів р.к. оборотних гідромашин, здобувач пропонує залежність $W=f(s_m)$ приймати у вигляді рівняння кривої другого порядку з можливістю зміни положення максимального прогину кривої \bar{x}_{fm} відповідно до формули (рис. 3)

$$y = \frac{1}{2A^2} \left[2Ax + C \pm \sqrt{2Ax + C \pm \sqrt{2Ax + C \pm 4A^2} \pm 2 + Bx} \right]. \quad (15)$$

Це дає можливість, зберігаючи форму кромки, одержувати перетини лопаті з різними геометричними та, отже, енергетичними та кавітаційними характеристиками. Після визначення залежності $w=f(r)$ для всіх

розрахункових поверхонь току проводиться побудова меридіонального перетину серединної поверхні лопаті, перерозбивка поверхні лопаті в плані меридіональними площинами з кроком $\psi=5^\circ$ і нарощування товщини в меридіональній проекції відповідно до формули

$$\delta_m = \delta \frac{\operatorname{tg} \beta_{li}}{\sin \varphi_i}, \quad (16)$$

де δ – істинна товщина лопаті; β_{li} – поточний лопатевий кут; φ_i – кут між поверхнею лопаті та поверхнею току.

Гідравлічні втрати в робочому колесі. Дослідження кінематичних, енергетичних і кавітаційних характеристик р.к. оборотних гідромашин проводилося з використанням прямої задачі потенційного обтікання решітки профілів в шарі змінної товщини за методикою ЦКТГ.

У робочому колесі осереднені сумарні гідравлічні втрати $\bar{h}_{\text{сум}}$ в турбінному режимі визначалися як сума усереднених по витраті профільних, циркуляційних, ударних, кромкових і кінцевих втрат

$$\bar{h}_{\text{сум}} = \bar{h}_{np} + \bar{h}_u + \bar{h}_{y\delta} + \bar{h}_{kp} + \bar{h}_{кц} \quad (17)$$

Профільні втрати обумовлені в'язкими втратами в пограничному шарі просторової решітки р.к. і визначені як середньоінтегральна величина втрат тертя в елементарних решітках

$$\bar{h}_{np} = \frac{1}{Q} \int_Q \xi_{mp} \frac{W_2^2}{2gH} dQ, \quad (18)$$

де ξ_{mp} – коефіцієнт тертя елементарної решітки на поверхні току, що обтікається шаром змінної товщини, і визначений за методикою Раухмана Б.С.

$$\xi_{mp} = \frac{2CIL}{t_2 \sin \beta_2}. \quad (19)$$

Профільні втрати визначалися при припущенні безвідривного обтікання профілю, причому пограничний шар приймається повністю турбулентним.

Циркуляційні втрати обумовлені наявністю окружної складової швидкості за робочим колесом

$$\bar{h}_u = \frac{1}{Q} \int_Q \frac{V_{u2}^2}{2gH} dQ. \quad (20)$$

Ударні втрати обумовлені локальним відривом потоку при обтіканні вхідної кромки

$$\bar{h}_{y\delta} = \frac{1}{Q} \int_Q \left(\operatorname{ctg} \beta_{np1,2} - \operatorname{ctg} \beta_1 - \frac{V_{m1}^2}{2gH} \right) dQ, \quad (21)$$

де $\beta_{np1,2}$ – граничні кути натікання потоку на решітку, при яких ще відсутній відрив, та визначалися за формулою (Гришин Ю.А., Гольдін О.В.)

$$\operatorname{ctg} \beta_{np1,2} = \operatorname{ctg} \beta_{\delta y} \pm \frac{2\bar{r}}{\sin \beta_{\delta y} (\sin \beta_{\delta y} - 2\bar{r})}, \quad (22)$$

де $\bar{r} = r/t$ – радіус округлення вхідної кромки r , віднесений до кроку решітки t ; β_{0y} – кут безударного натикання, що визначається з умови мінімуму піків швидкостей на тильній і лицьовій поверхні в області вхідної кромки.

Кромкові втрати включають втрати, пов'язані з відривним обтіканням кромки р.к. кінцевої товщини і вирівнюванням в'язкого потоку за решіткою р.к.

$$\bar{h}_{кр} = \frac{1}{Q} \int_{\varrho} \xi_{кр} \frac{W_2^2}{2gH} dQ, \quad (23)$$

де $\alpha_{кр}$ – коефіцієнт кромкових втрат, що визначається за формулою (Самойлович Г.С., Количев В.О.)

$$\xi_{кр} = 0,2 \frac{\Delta_{кр}}{t_2 \sin \beta_2}, \quad (24)$$

де $\Delta_{кр}$ – товщина вихідної кромки.

Кінцеві втрати пов'язані з втратами в пограничному шарі на покриваючих поверхнях і з урахуванням вторинних течій дорівнюють

$$\bar{h}_{кц} = \xi_{кц} \frac{W_{2cp}^2}{2gH}, \quad (25)$$

де W_{2cp} – відносна швидкість на виході середньої решітки профілів.

Коефіцієнт кінцевих втрат $\alpha_{кц}$ може бути визначено через коефіцієнт втрат тертя по формулі, що запропонована Степановим Г.Ю та Количевим В.О.

$$\xi_{кц} = \frac{2t_2 \sin \beta_{2cp}}{b_2} \xi_{мп}, \quad (26)$$

де t_2 та β_2 – відповідно крок решітки на виході з р.к. і кут виходу потоку на середній решітці профілів; b_2 – ширина робочого колеса в зоні вихідної кромки лопаті.

Дискові та об'ємні втрати в даній роботі не враховувалися.

У насосному режимі сумарні втрати визначалися як сума осереднених по подачі профільних, ударних, кромкових і кінцевих втрат з урахуванням величини теоретичного напору.

Розрахункове значення кавітаційного коефіцієнта σ р.к. оборотної гідромашини визначалося за епюрою розподілу коефіцієнта тиску вздовж перетину лопаті в насосному режимі. Оскільки кавітаційна зона по протяжності займає деяку частину перетину, значення σ пропонується визначати не по максимальному значенню розрідження, а по значенню на відрізку, що дорівнює $\Delta s = 0,075$ загальної довжини (сторін тиску і розрядження) контуру профілю (рис. 4).

При проектуванні лопатевої системи робочого колеса та визначенні впливу його геометричних параметрів на прогнозні характеристики було поставлено та вирішено оптимізаційну задачу.

Як цільову функцію прийнято значення сумарних гідравлічних втрат на периферійному перетині в турбінному режимі.

Змінні параметри: кут обхвату профілю в плані μ , кут лопаті на напірній v_n і всмоктувальній стороні $v_{вс}$. Обмеження по змінних параметрах одержано в результаті дослідження залежності впливу окремих геометричних параметрів р.к. на прогнозні характеристики. Для вирішення оптимізаційної задачі застосовано метод покоординатного спуску.

Для автоматизації проектування високоефективних робочих коліс оборотних радіально-осьових гідромашин середній швидкохідності, розрахунку їх прогнозних енергокавітаційних характеристик на основі запропонованих геометричних моделей проточної частини та моделі гідравлічних втрат розроблено алгоритми та пакет прикладних програм «Колесо», схему якого наведено на рис. 5.

Комплекс програм має блокову структуру, що дозволяє замінити програми, які входять до його складу, на інші або додати нові з урахуванням тієї обставини, що кожна програма формує файли вхідних даних для наступної. При проведенні розрахунків використання комплексу програм дає можливість оцінити вплив геометричних параметрів лопатевих систем (величини кутів лопаті на всмоктувальній $v_{вс}$ і напірній v_n кромках, кута обхвату лопаті в плані μ , числа лопатей z , форми меридіанного перетину і ширини р.к. на вході b_1 і виході b_2 , товщини лопаті d тощо) на енергетичні і кавітаційні показники гідромашин та вибрати їх оптимальне співвідношення.

У третьому розділі наведено результати розробки лопатевої системи робочого колеса радіально-осьової оборотної гідромашини ОРО 120/5237 на конкретні параметри і дослідження її характеристик за запропонованими в другому розділі моделями, методами і комплексом програм. Наведено також результати експериментального дослідження моделі проточної частини оборотної гідромашини з робочим колесом ОРО 120/5237 на гідродинамічному стенді та порівняння розрахункових і експериментальних характеристик.

В якості натурних параметрів було прийнято дані ГАЕС, що проектується (в турбінному режимі: розрахунковий напір $H_p=100$ м, потужність при розрахунковому напорі $N_p=213$ МВт; синхронна частота обертання $n_c=150$ хв⁻¹; насосний режим: максимальний напір $H_{max}=117,5$ м, максимальна потужність $N_{max}=246,4$ МВт). В якості розрахункових режимних параметрів було прийнято $Q'_1=0,500$ м³/с та $n'_1=80$ хв⁻¹. Для перевірки відповідності оптимуму розрахункової характеристики р.к. заданим розрахунковим режимним параметрам було побудовано прогнозну універсальну характеристику $Q'_1-n'_1$ турбінного режиму у вигляді ізоліній гідравлічних втрат (рис. 6). Мінімум втрат $h_{сум\ min}=2,65$ % отримано при $Q'_1=0,494$ м³/с та $n'_1=79$ хв⁻¹, що добре відповідає заданим розрахунковим режимним параметрам. Розрахунковий оптимум характеристики р.к. у насосному режимі $h_{сум\ min}=4,33$ % отримано при приведеній подачі $Q'_1 \approx 0,500$ м³/с. Комплексні експериментальні дослідження моделі гідромашини ОРО 120/5237 з діаметром р.к. $D_1=350$ мм проводилися на універсальному гідродинамічному стенді №1 ПМаш НАН України, опис якого наводиться в дисертації, та включали енергетичні випробування в турбінному і насосному режимах та кавітаційні дослідження в насосному режимі.

Вимірювально-обчислювальний комплекс гідродинамічного стенду дозволяє в автоматизованому режимі визначати основні параметри модельного блоку. Максимальна відносна погрішність визначення ККД складала $\pm 0,35$ %.

Максимальне значення ККД в турбінному режимі отримано при приведеній частоті обертання $n'_1 = 78 \text{ хв}^{-1}$ та приведеній витраті $Q'_1 = 0,503 \text{ м}^3/\text{с}$, що добре відповідає розрахунковим режимним параметрам і оптимуму розрахункової характеристики робочого колеса.

Максимальне значення ККД проточної частини в насосному режимі одержано при приведеній подачі $Q'_1 = 0,413 \text{ м}^3/\text{с}$ та приведеній частоті обертання $n'_1 = 87 \text{ хв}^{-1}$. Значення кавітаційного коефіцієнта у області розрахункової точки $Q'_1 = 0,500 \text{ м}^3/\text{с}$ дорівнює $\sigma = 0,170$.

На рис. 7 наведено порівняння розподілу теоретичного напору H_T , одержаного в результаті чисельного експерименту за допомогою запропонованих в цій роботі методів і фізичного експерименту на гідродинамічному стенді. Як видно з рисунку, має місце задовільний збіг величин напору в робочій зоні подач $Q'_1 = 0,400\text{-}0,600 \text{ м}^3/\text{с}$.

Успішне застосування запропонованих методів для проектування і розрахункового визначення енергетичних показників решіток р.к. ОРО 120/5237, підтвержене експериментальними дослідженнями на гідродинамічному стенді, дає підставу використовувати їх для чисельного дослідження впливу окремих геометричних параметрів робочого колеса на прогнозні характеристики. В рамках дисертаційної роботи було досліджено залежність кута обхвату лопаті в плані μ , величин всмоктувального та напірного лопатевого кута ($\nu_{вс}$, ν_n), числа лопатей z і форми кривої розподілу відносної швидкості вздовж профілю лопаті $W=f(s)$ на енергокавітаційні показники периферійної решітки р.к. ОРО 120/5237, що найбільше впливає на величину осереднених втрат і кавітаційного коефіцієнта, в турбінному та насосному режимах. Крім того, задачею дослідження було визначення діапазону зміни перерахованих геометричних параметрів, при якому решітка р.к. має високі показники в обох режимах роботи, що дає можливість визначити граничні умови при постановці задачі оптимізації геометричних параметрів р.к. близької швидкохідності.

Розрахунки проводилися при оптимальному розрахунковому турбінному і насосному режимах. При зміні одного геометричного параметра всі інші залишалися незмінними і відповідали прийнятним при проектуванні р.к.

При дослідженні залежності впливу кута обхвату профілю μ на розрахункові характеристики р.к. встановлено, що форму кривої сумарних втрат як в турбінному, так і насосному режимі визначають профільні, ударні та кінцеві втрати. Кавітаційний коефіцієнт у при значеннях $\mu < 89^\circ$ різко зростає, а при $\mu > 89^\circ$ (у розглянутому діапазоні змін $\mu = 77\text{-}101^\circ$) залишається практично незмінним. Рекомендований діапазон кутів обхвату для оборотних гідромашин середньої швидкохідності – $\mu = 87\text{-}93^\circ$.

Варіювання всмоктувального кута лопаті $\nu_{вс}$ та, відповідно, умов обтікання ділянки всмоктувальної кромки, приводить до помітної зміни ударних

втрат в насосному режимі та циркуляційних – в турбінному. Ці складові найбільше впливають на значення та форму кривої сумарних втрат. Коефіцієнт η при збільшенні v_{bc} плавно зростає. Рекомендований діапазон v_{bc} для периферійного перетину 13-16°.

Зміна напірного кута v_n в турбінному режимі приводить до істотної зміни ударних втрат. Решта складових прогнозних сумарних втрат в обох режимах роботи гідромашини мало залежить від значення v_n . Значення теоретичного напору H_T із збільшенням v_n зростає.

Форму кривої сумарних втрат при варіюванні числа лопатей z визначають профільні втрати в обох режимах роботи. Рекомендується застосовувати $z=7-8$. Збільшення числа лопатей до 9 призводить до істотного підвищення гідравлічних втрат, в першу чергу в турбінному режимі. При числі лопатей $z=6$ не буде забезпечено необхідний напір, і будуть значно гіршими кавітаційні якості.

Вивчення впливу закону розподілу $W=f(s_m)$ на форму профілів решіток р.к. та, відповідно, на його енергокавітаційні якості в турбінному і насосному режимах проведено для трьох перетинів: периферійного, середнього і втулкового при значеннях відносної координати $x_{fm}=0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 0,9$ (15). На рис. 8 наведено розподіл відносної швидкості $W=f(s_m)$ вздовж меридіональної проекції середнього перетину при різних значеннях x_{fm} , а на рис. 9 зміну форми перетину, що впливає з цього, на конформній діаграмі.

На рис. 10 та рис. 11 наведено залежність розрахункових сумарних втрат і їх складових на середньому перетину від значення x_{fm} в турбінному і насосному режимі відповідно. Варіювання положення x_{fm} приводить до зміни умов обтікання кромки у зв'язку із збільшенням/зниженням на них величини відносної швидкості W . Це позначається в першу чергу на значеннях ударних і циркуляційних втрат в турбінному режимі і ударних – в насосному. Ці складові найбільше впливають на значення і форму кривої сумарних втрат.

Четвертий розділ присвячено адаптації методів, моделей, алгоритмів і програм, апробованих при дослідженні робочих коліс радіально-осьових оборотних гідромашин, для автоматизації проектування та прогнозування характеристик р.к. тихохідних радіально-осьових гідротурбін. Наведено результати дослідження показників серії р.к. на напори $H=400-500$ м, розроблених з ціллю покращення показників існуючих номенклатурних гідротурбін і на конкретні натурні параметри; порівняння характеристик, одержаних за двовимірним і тривимірним методами.

Основними відмінностями при побудові геометричної моделі лопатевої системи р.к. гідротурбін є:

- змінено константи в рівняннях (1-6), що описують меридіональну проекцію;
- при чисельній інтеграції рівняння (14) для забезпечення плавності профілів задається закон розподілу лопатевого кута уздовж лінії току в меридіональній проекції $v=f(s_m)$;
- побудова лопаті р.к. кінцевої товщини проводиться на конформній площині;

– кавітаційний коефіцієнт σ визначався по епюрі розподілу коефіцієнта тиску як максимальне значення розрядження на тильній стороні лопаті.

Для покращення показників існуючих гідротурбін було спроектовано два робочі колеса: РО 500/5242 на розрахункові параметри $Q'_1=0,230 \text{ м}^3/\text{с}$ та $n'_1=64 \text{ хв}^{-1}$ та РО 500/5243 на розрахункові параметри $Q'_1=0,170 \text{ м}^3/\text{с}$ і $n'_1=62 \text{ хв}^{-1}$. Проведені розрахункові дослідження показали, що прогнози кінематичні, енергетичні та кавітаційні характеристики цих коліс кращі, ніж у номенклатурного р.к. РО 500/3502.

На умови Каменг ГЕС (максимальний напір $H=540 \text{ м}$) розроблено лопатеву систему р.к. РО 500/5244 з розрахунковими режимними параметрами $Q'_1=0,160 \text{ м}^3/\text{с}$ і $n'_1=62 \text{ хв}^{-1}$.

Розрахунок тривимірної в'язкої течії в проточній частині гідротурбіни РО 500/5244 з використанням програмного комплексу *CFX TASCflow* було виконано співробітниками фірми *BHEL* в рамках науково-технічної співпраці кафедри гідромашин НТУ «ХП» із заводом важкого енергетичного машинобудування *BHEL* (Індія). Чисельне моделювання течії в проточній частині гідротурбіни РО 500/5244 проводилося для розрахункової області, що включає міжлопатевий канал, утворений лопатками статора, лопатками напрямного апарату, лопатками р.к. і відсмоктувальною трубою для моделі з діаметром р.к. $D_1=500 \text{ мм}$. Сітка в розрахунковій області налічує приблизно 1,5 млн. елементів. Було проведено порівняння розрахункових втрат у всій проточній частині і її окремих елементах на оптимальному режимі для двох робочих коліс, спроектованих за різними методиками: р.к. РО 500/5244 (за розробленими здобувачем в цій роботі методами і програмами) і р.к. Fr500-5BM (розробка кафедри гідравлічних машин НТУ «ХП»). Аналіз одержаних результатів показує, що величина втрат $\bar{h}_{\text{рк}}$ в р.к. РО 500/5244 на 0,34 % менше, ніж в р.к. РО 500-5В (1,34 проти 1,68 %).

Для аналізу втрат енергії у всій проточній частині гідротурбіни дані розрахунку для кожного елемента ПЧ з р.к. РО 500/5244 побудовано в полі універсальної характеристики у вигляді ізоліній втрат. На підставі аналізу одержаних характеристик зроблено висновок, що одним з резервів підвищення ефективності проточної частини гідротурбіни РО 500/5244 є суміщення оптимуму характеристик її складових частин: підвода, р.к. і відсмоктувальної труби.

Розглянуті вище втрати в елементах проточної частини гідротурбіни визначалися за програмою *TASCflow* розрахунку в'язкої тривимірної турбулентної течії, що описана осередненими по Рейнольдсу рівняннями Нав'є-Стокса і моделлю турбулентності *k-ε*, як різниця повної енергії в перетинах на вході та на виході з елемента, віднесена до напору. При проектуванні ж гідротурбіни по запропонованих в цій роботі методах втрати енергії розраховувалися за допомогою програм, заснованих на двовимірних методах розрахунку течії рідини та штучного поділу сумарних гідравлічних втрат на складові. На рис. 12 наведено порівняння універсальних характеристик р.к.,

побудованих за результатами розрахунку по двовимірному і тривимірному методах, яке показує задовільну відповідність ізоліній втрат. Порівняння значень кавітаційного коефіцієнта, визначеного в результаті аналізу епюр розподілу тиску вздовж перетинів лопаті р.к., одержаних за програмою *CFX TASCflow* і прямої задачі потенційного обтікання решіток профілів в шарі змінної товщини, показує задовільний збіг результатів. Задовільний збіг розрахункових значень гідравлічних втрат і кавітаційного коефіцієнта, одержаних за *3D* і *2D*-методами, дозволяє обґрунтовано застосовувати запропоновані в дисертаційній роботі методи рішення прямої і оберненої задачі обтікання при проектуванні та дослідженні робочих коліс високонапірних радіально-осьових гідротурбін.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена рішення науково-практичної задачі підвищення ефективності проточної частини радіально-осьових гідромашин за рахунок зниження втрат в робочому колесі на основі оптимізації його геометричних параметрів. Основні результати та висновки:

1. Проведений аналіз літературних джерел, присвячених гідродинамічним розрахункам, показав, що подальше вдосконалення ПЧ гідромашин вимагає інформації про вплив геометричних параметрів робочих коліс на їх показники. Знання таких закономірностей дає можливість вирішити задачу оптимізації геометричних параметрів р.к. на стадії проектування.

2. Для вирішення поставленої задачі на основі уточненої геометричної моделі лопатевої системи робочого колеса, а також моделі гідравлічних втрат розроблено універсальну методику, що дозволяє автоматизувати проектування лопатевої системи робочих коліс радіально-осьових гідромашин низької та середньої швидкохідності. Підвищення ефективності р.к. одержано за рахунок оптимізації їх геометричних параметрів.

3. Розроблено комплекси програм для проектування лопатевих систем робочих коліс оборотних гідромашин і гідротурбін радіально-осьового типу, які базуються на прийнятих моделях і методах.

4. З використанням комплексу програм спроектовано, чисельно і експериментально досліджено модель проточної частини оборотної гідромашини ОРО 120/5237 на напір $H=120$ м. Порівняння розрахункових енергокавітаційних характеристик в турбінному і насосному режимі роботи з експериментальними даними дозволяє зробити висновок, що результати, одержані по запропонованих в роботі методах проектування і дослідження р.к., мають високу достовірність, достатню для практичного використання.

5. За допомогою чисельного експерименту одержано дані щодо впливу основних геометричних параметрів решіток робочого колеса на розрахункові характеристики, які дозволяють оптимізувати енергокавітаційні показники в турбінному і насосному режимах роботи.

6. Застосування методики чисельного моделювання впливу геометричних параметрів р.к. на його енергетичні та кавітаційні показники дозволило

розробити робочі колеса високонапірних гідротурбін серії PO500, розрахункові кінематичні, енергетичні та кавітаційні характеристики яких кращі, ніж у номенклатурного р.к. PO 500/3502.

7. В результаті розрахунку тривимірної в'язкої течії рідини в проточній частині високонапірної гідротурбіни PO 500 одержано нові дані щодо характеру просторового потоку, величинах втрат в окремих елементах та у всій проточній частині і запропоновано метод аналізу гідравлічних втрат.

8. Порівняння результатів розрахунку гідравлічних втрат і кавітаційного коефіцієнта робочих коліс гідротурбіни, одержаних за допомогою двовимірного і тривимірного методів, показує задовільний збіг результатів, що підтверджує правомірність використання запропонованих методів і програмного комплексу для проектування р.к. високонапірних радіально-осьових гідротурбін.

9. Розроблений комплекс програм, що базується на запропонованій геометричній моделі робочого колеса, оптимізації його параметрів шляхом мінімізації втрат в розрахунковій режимній точці, був використаний при проектуванні робочих коліс гідромашин на параметри ГЕС Каменг та ГАЕС на напір $H=120$ м.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Федулов Ю.И. Разработка и исследование моделей обратимых гидромашин ОРО 120/ Ю.И. Федулов, В.Н. Дедков, П.Н. Сухоревый, Е.С. Агибалов, О.Н. Хорев // Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання: Зб. наук. праць. – Харків: ІПМаш НАН України. – 1997. – С. 435-437.

Здобувач виконав проектування та чисельне дослідження енергокавітаційних показників лопатевої системи робочих коліс оборотної гідромашини на напір $H=120$ м.

2. Дедков В.Н. Проектирование рабочих колес обратимых радиально-осевых гидромашин с улучшенными энергокавитационными характеристиками/ В.Н. Дедков, О.Н. Хорев // Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання. – Харків: ІПМаш НАН України. – 2000. – С. 487-489.

Здобувачем розроблено ряд алгоритмів і програм для проектування та дослідження робочих коліс оборотних гідромашин.

3. Дедков В.Н. Автоматизация профилирования рабочих колес радиально-осевых гидротурбин / В.Н. Дедков, О.Н. Хорев // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2002. – т.10, №9. – С. 29-35.

Здобувач виконав адаптацію методів і програм, що застосовувались раніше при дослідженні робочих коліс оборотних гідромашин, для проектування та розрахунків характеристик робочих коліс високонапірних гідротурбін. Провів тестові розрахунки.

4. Дедков В.Н. Влияние геометрических параметров лопастной системы на энергокавитационные показатели рабочих колес обратимых гидромашин / В.Н. Дедков, О.Н. Хорев // Удосконалювання турбоустановок

методами математичного і фізичного моделювання: Зб. наук. праць. – Харків: ІПМаш НАН України. – 2003. – т.2. – С. 595-597.

Здобувач виконав розрахунки та аналіз впливу деяких геометричних параметрів лопатевої системи робочих коліс оборотних гідромашин на енергокавітаційні показники.

5. Барлит В.В. Разработка рабочих колес радиально-осевых высоконапорных гидротурбин РО500 на основе численного эксперимента (CAD) / В.В. Барлит, В.В. Бородаевский, М.В. Денисов, В.Н. Дедков, О.Н. Хорев, В.А. Колычев, К.А. Миронов, И.И. Тыньянова, В.К. Панде, В.С. Рао, Л.К. Харвани // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2002. – т.2, №9. – С. 17-24.

Виконав дослідження характеристик лопатевих систем робочих коліс радіально-осьових гідротурбін на напір 500 м, які отримано по запропонованих в дисертації методах, та порівняння їх з показниками робочих коліс, що були спроектовані за іншими методами.

6. Барлит В.В. Разработка и совершенствование гидротурбины РО500 на основе численного моделирования течения в проточной части / В.В. Барлит, В.Н. Дедков, О.Н. Хорев, В.С. Рао, Л.К. Харвани // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2004. – №11. – С. 23-30.

Здобувач провів аналіз результатів розрахунку тривимірного в'язкого потоку в проточній частині гідротурбіни РО 500 та порівняння з розрахунками за двовимірним методом.

7. Дедков В.Н. Улучшение энергетических показателей высоконапорной гидротурбины РО 500 на основании расчетных данных CFD / В.Н. Дедков, В.В. Барлит, О.Н. Хорев, В.С. Рао, Л.К. Харвани // Проблемы машиностроения. – Харьков, 2005. – т.8, №1. – С.17-23.

На підставі аналізу розрахункових даних тривимірного в'язкого потоку в проточній частині гідротурбіни здобувач запропонував шляхи модифікації лопаті робочого колеса, яка має покращити показники проточної частини за рахунок узгодження течії в робочому колесі та відсмоктувальній трубі.

8. Гнесин В.И. Комплекс программ для расчета радиально-осевых рабочих колес гидромашин/В.И. Гнесин, В.Н. Дедков, О.Н. Хорев // Проблемы машиностроения. – Харьков, 2007. – т.10, №2. – С. 9-14.

Провів порівняння характеристик розроблених робочих коліс радіально-осьових гідромашин з результатами фізичного експерименту та розрахунками за іншими методами.

АНОТАЦІЇ

Хорев О.М. - Підвищення ефективності робочих коліс радіально-осьових гідромашин на основі математичного моделювання течії рідини в проточній частині. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук зі спеціальності 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2008.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню важливої наукової та технічної задачі – підвищенню ефективності проточних частин радіально-осьових гідромашин. В дисертаційній роботі розроблено методіку і програми для проектування та дослідження характеристик лопатевих систем робочих коліс радіально-осьових гідромашин низької та середньої швидкохідності. Одержано розрахункові залежності, які відображають вплив основних геометричних параметрів решіток робочого колеса на прогнозні характеристики та дозволяють мінімізувати гідравлічні втрати в розрахунковій режимній точці.

Проведено апробацію запропонованих методів і програм для проектування та дослідження характеристик робочого колеса оборотної гідромашини на напір $H=120$ м. За допомогою чисельного експерименту одержано залежності, що відображають вплив геометричних параметрів лопатевої системи робочого колеса (кута обхвату в плані, напірного та всмоктувального кута, числа лопатей тощо) на її енергокавітаційні характеристики.

Наведено результати комплексних досліджень моделі проточної частини оборотної гідромашини з р.к. ОРО 120/5237 на гідродинамічному стенді. Порівняння розрахункових показників в турбінному та насосному режимі з експериментальними даними показує задовільний збіг результатів.

За розробленими методиками і програмами спроектовано робочі колеса високонапірних гідротурбін серії РО 500, розрахункові кінематичні, енергетичні та кавітаційні характеристики яких краще, ніж у номенклатурного р.к. РО 500/3502. Проведено порівняльний аналіз результатів розрахунку гідравлічних втрат і кавітаційного коефіцієнту в р.к. за двовимірним і тривимірним методами, який показує задовільний збіг результатів.

Ключові слова: оборотна гідромашина, радіально-осьова гідротурбіна, проточна частина, робоче колесо, геометричні параметри, енергокавітаційні показники, гідродинамічний стенд.

Хорев О.Н. Повышение эффективности рабочих колес радиально-осевых гидромашин на основе математического моделирования течения жидкости в проточной части. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, 2008.

Диссертационная работа посвящена решению важной научной и технической задачи – повышению эффективности проточных частей радиально-осевых гидромашин. Результат достигнут за счет снижения гидравлических потерь в рабочем колесе на основе оптимизации его геометрических параметров.

На основе обзора работ, посвященных гидродинамическим расчетам проточных частей гидромашин, сделан вывод, что дальнейшее совершенствование ПЧ требует накопления и анализа расчетных и экспериментальных данных о влиянии геометрических и режимных параметров на энергетические показатели. Знание таких данных дает возможность решить

задачу оптимизации геометрических параметров элементов проточной части на стадии проектирования.

В диссертационной работе на основе уточненной геометрической модели лопастной системы рабочего колеса, а также модели гидравлических потерь разработана универсальная методика, позволяющая автоматизировать процесс проектирования рабочих колес радиально-осевых гидромашин низкой и средней быстроходности.

Получены расчетные зависимости, которые отображают влияние основных геометрических параметров решеток рабочего колеса на прогнозные характеристики и позволяют минимизировать гидравлические потери в расчетной режимной точке. При проектировании лопастной системы рабочего колеса и определении влияния его геометрических параметров на прогнозные характеристики была поставлена и решена оптимизационная задача. Для решения оптимизационной задачи применен метод покоординатного спуска.

Разработаны комплексы программ для проектирования лопастных систем рабочих колес обратимых гидромашин и гидротурбин радиально-осевого типа, которые базируются на принятых моделях и методах.

Проведена апробация предложенных методов и программ для проектирования и исследования характеристик рабочего колеса обратной гидромашинной на напор $H=120$ м. При помощи численного эксперимента получены зависимости, которые отражают влияние геометрических параметров лопастной системы рабочего колеса (угла охвата в плане, напорного и всасывающего угла, числа лопастей и т.д.) на ее энергокавитационные характеристики.

Комплексные экспериментальные исследования модели гидромашинной ОРО 120/5237 с диаметром р.к. $D_1=350$ мм проводились на универсальном гидродинамическом стенде №1 ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины и включали энергетические испытания в турбинном и насосном режимах и кавитационные исследования в насосном режиме. Сравнение расчетных энергокавитационных характеристик с экспериментальными данными показывает хорошее согласование результатов как в турбинном, так и насосном режимах.

По разработанным в диссертации методам и программам спроектированы лопастные системы рабочих колес высоконапорных радиально-осевых гидротурбин серии РО 500. Применение методики численного моделирования влияния геометрических параметров р.к. на их энергетические и кавитационные показатели позволило разработать колеса, расчетные кинематические, энергетические и кавитационные характеристики которых лучше, чем у номенклатурного р.к. РО 500/3502.

Приведены результаты расчета трехмерного вязкого течения в проточной части высоконапорной гидротурбины РО 500/5244, проведенного с использованием программного комплекса *CFX TASCflow*. Численное моделирование течения в проточной части проводилось для расчетной области, включающей межлопастной канал, образованный лопатками статора, лопатками направляющего аппарата, лопастями р.к. и отсасывающей трубой для модели с

диаметром р.к. $D_1 = 500$ мм. Сетка в расчетной области насчитывает порядка 1,5 млн. ячеек. Для анализа потерь энергии во всей проточной части данные расчета для каждого элемента ПЧ с построены в поле универсальной характеристики в виде изолиний потерь. На основании анализа полученных характеристик сделан вывод, что одним из резервов повышения эффективности проточной части гидротурбины РО 500/5244 является совмещение оптимумов характеристик ее элементов: подвода, рабочего колеса и отсасывающей трубы.

Проведен сравнительный анализ результатов расчета гидравлических потерь и кавитационного коэффициента в рабочем колесе РО 500/5244, полученных по прямой двумерной задаче потенциального обтекания решетки профилей и по программному комплексу *CFX TASCflow*, который показывает хорошее совпадение результатов.

Ключевые слова: обратимая гидромашина, радиально-осевая гидротурбина, проточная часть, рабочее колесо, геометрические параметры, энергокавитационные показатели, гидродинамический стенд

Khoryev O.N. Increasing the effectiveness of runners in radial-axial hydro machines by mathematical modeling of fluid flow in the flowing part. – Manuscript.

The Candidate of Technical Science Thesis on speciality 05.05.17 – Hydraulic machines and Hydro-Pneumatic Sets. – National technical University «Kharkov Polytechnic Institute», Kharkiv, 2008.

The thesis is devoted to the solution of the important scientific and engineering problem – to raise of efficiency of flowing part of radial-axial hydromachines.

The dissertation presents a technique for designing and calculating the characteristics of the blading of runners in low and medium speed radial-axial hydro machines. Based on analysing the effect of the geometric parameters of the runner on the design energy and cavitations characteristics, a technique has been developed for minimising losses in the design performance point.

The methods and programs for designing and studying the impact of the characteristics of runner OPO 120/5237 on the head $H=120$ m have been tested. Numerical experiments have yielded dependences that reflect the impact of the geometric parameters of the runner blading (the spanning angle in the plan, the pressure and suction angle, the number of blades, etc.) on its energy and cavitations characteristics.

The results of investigating the model of the flowing part of a pump-turbine with runner OPO 120/5237 on a hydrodynamic test bench are given. A comparison of the design energy and cavitations characteristics in the turbine and pumping operating conditions with experimental data has shown a good agreement of results.

The developed techniques and programs were used for designing the runners of high-head hydraulic turbines of the *Fr500* series. Their design kinematics, energy and cavitations characteristics are better than those of the standard runner. A comparative analysis of the results of calculating hydraulic losses and the cavitations coefficient in the runner has been done for the 2D and 3D methods. The results are in good agreement.

Keywords: pump-turbine, Francis turbine, flowing part, runner, geometrical parameters, energy and cavitations characteristics, hydrodynamic test bench.

Підписано до друку 18.04.08 р. Формат паперу 60x90/16.

Папір офсетний. Друк – ризографія. Ум. -друк. арк. 0,9.

Гарнітура Times New Roman. Наклад 100 прим. Зам. № 262523

Надруковано у ФО-П Ізрайлев Є.М.

Свідоцтво № 04058841 Ф0050331 від 21.03.2001 р.

61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 16.