ІНСТИТУТ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МАШИН І СИСТЕМ
ІМЕНІ А.М. ПІДГОРНОГО
НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ

ІНСТИТУТ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МАШИН І СИСТЕМ
ІМЕНІ А.М. ПІДГОРНОГО
НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ХОРЄВ ОЛЕГ МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 621.224

ДИСЕРТАЦІЯ

НАУКОВІ ОСНОВИ ПОКРАЩЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОМАШИН ДЛЯ ГІДРО- ТА ГІДРОАКУМУЛЮЮЧИХ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

05.05.16 –турбомашини та турбоустановки

Подається на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук.

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



О.М. Хорєв

Науковий консультант: Русанов Андрій Вікторович, академік НАН України, доктор технічних наук, професор

Харків – 2026

АНОТАЦІЯ

Хорєв О.М. Наукові основи покращення технічних характеристик турбомашин для гідро- та гідроакумулюючих електростанцій – кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки. – Інститут енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України, Харків, 2026.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуальної науково-прикладної проблеми, яка полягає в подальшому розвитку теорії і практики створення високоефективних турбомашин різного типу для ГЕС і ГАЕС і розширення діапазону їх роботи на основі застосування сучасних чисельних і експериментальних методів дослідження.

У роботі отримано такі **нові наукові результати**:

– **вперше** для турбомашин ГЕС і ГАЕС запропоновано універсальний метод просторового профілювання лопатей осьових і радіально-осьових робочих коліс, який базується на застосуванні навалів у коловому і осьовому напрямках. Це дозволило формалізувати єдиний підхід до гідродинамічного вдосконалення проточних частин та забезпечити підвищення енергетичних характеристик у широкому діапазоні робочих режимів;

– **вперше** встановлено закономірності впливу величин колових і осьових навалів лопатей робочих коліс осьових поворотно-лопатевих турбін на структуру потоку, кінематичні і енергетичні показники у відсмоктувальній трубі; це дозволяє забезпечити взаємне узгодження структури потоку в елементах проточної частини та підвищити енергетичну ефективність турбіни як при проєктуванні нових, так і під час модернізації існуючих об'єктів;

– **вперше** встановлено науково обґрунтовані закономірності взаємозв’язку між величинами колових навалів лопатей робочих коліс радіально-осьових насос-турбін середньої швидкохідності і структурою просторового потоку та

енергетичними показниками в турбінному і насосному режимах. Отримані результати чисельного моделювання та експериментальних досліджень дозволили визначити напрямки гідродинамічного вдосконалення робочих коліс, що забезпечують розширення діапазону експлуатації та підвищення ефективності турбомашин (зокрема, на прикладі насос-турбіни Дністровської ГАЕС);

– **вперше** експериментально встановлено закономірності впливу просторового профілювання лопатей радіально-осьових робочих коліс насос-турбін на пульсаційні характеристики і амплітудно-частотні спектри тиску у відсмоктувальній трубі, що дозволило знизити амплітуди тиску до рівня нижче 8 % та забезпечити стабільну роботу насос-турбіни в зоні часткових навантажень;

– **вперше** експериментально встановлено характер змін амплітудно-частотних спектрів і амплітуд пульсацій тиску у відсмоктувальній трубі насос-турбін середньої швидкохідності при встановленні у дифузор стабілізуючих вирівнювальних ребер; це дозволило забезпечити цілеспрямоване обмеження впливу вихрового джгута на режимах часткового навантаження та знизити значення амплітуд пульсацій тиску на таких режимах до 50 % (залежно від витрати);

– **вперше** на основі комплексних чисельних та експериментальних досліджень встановлено закономірності впливу геометричних параметрів сплітерів робочих коліс радіально-осьових насос-турбін середньої швидкохідності на структуру потоку та енергетичні характеристики в турбінному і насосному режимах. Виявлені залежності дозволили обґрунтувати вибір найбільш раціональних геометричних параметрів сплітерів для мінімізації гідродинамічних втрат та розширення діапазону ефективної роботи в зону часткових навантажень;

– **набув подальшого розвитку** метод проєктування робочих коліс радіально-осьових турбомашин шляхом додавання встановлених зв'язків між просторовою формою лопатевих систем та енергетичними характеристиками.

На відміну від існуючих, метод базується на додатковому врахуванні геометричних параметрів: величин навалів, кількості лопатей, конфігурації вхідних і вихідних кромок, що дозволяє ще на стадії розроблення цілеспрямовано покращувати характеристики турбомашин у розширеному діапазоні експлуатації.

Практичне значення отриманих результатів для підприємств галузі енергетичного машинобудування:

– обґрунтовано можливість заміни коштовних експериментальних досліджень моделей турбомашин на гідродинамічних стендах на чисельні з урахуванням особливостей течії у всіх елементах проточних частин, що дозволяє суттєво знизити терміни і вартість проєктувальних робіт;

– доведено переваги застосування робочих коліс насос-турбін підвищеної швидкохідності зі збільшеною кількістю лопатей суттєво просторової форми, розроблено високоефективну проточну частину для ГАЕС на напори 80–125 м;

– запропоновано універсальний метод просторового профілювання лопатей осьових і радіально-осьових робочих коліс, заснований на застосуванні різних видів навалів, що дозволяє підвищити якість проєктування та ефективність проточних частин турбомашин;

– встановлені закономірності впливу навалів лопатей робочих коліс на пульсаційні та енергетичні характеристики в широкому діапазоні режимних параметрів є науково обґрунтованою основою подальшого удосконалювання проточних частин при проєктуванні нових і модернізації існуючих турбін для ГЕС і ГАЕС;

– отримані залежності впливу встановлення вирівнювальних ребер у дифузор відсмоктувальної труби радіально-осьової насос-турбіни на рівень пульсацій тиску є обґрунтуванням можливості розширення діапазону надійної роботи агрегатів в зону часткових навантажень;

– результати дисертаційних досліджень впроваджено в АТ «Українські енергетичні машини» при модернізації турбін Кременчуцької ГЕС і при проєктуванні гідроагрегатів № 5–7 Дністровської ГАЕС, а також в

ТОВ «Харківтурбоінжинірінг» при розробці проєкту ГЕС Дхаліпур (Індія).

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати досліджень за темою дисертації доповідались, обговорювались і отримали позитивну оцінку на 30 наукових конференціях.

У вступі обґрунтовано актуальність теми дослідження, показано зв'язок роботи з науковими програмами і темами, сформульовано мету роботи, основні завдання досліджень і методи їх вирішення. Надано опис об'єкту і предмету досліджень, викладено наукову новизну і практичне значення отриманих результатів, наведено відомості щодо апробації результатів роботи і публікацій.

У першому розділі роботи розглянуто сучасний стан рішення проблем вдосконалення проточних частин турбомашин для ГЕС і ГАЕС в Україні і світі. Показано, що сьогодні при проєктуванні турбін для ГЕС і ГАЕС висувають вимоги не тільки підвищення ККД, але й розширення діапазону роботи в зону часткових навантажень. Проаналізовано основні шляхи для вирішення цієї проблеми як в розрахунковий, так і експериментальний спосіб. Визначено, що головними напрямами є просторове профілювання елементів проточних частин турбомашин, в першу чергу робочого колеса, та застосування нових перспективних конструктивних рішень. Проведено огляд сучасних робіт науковців і дослідників зарубіжжя та України з чисельного і експериментального дослідження робочого процесу в моделях турбомашин різного типу.

У другому розділі розглянуто застосовані в роботі методи математичного і фізичного моделювання робочого процесу в моделях турбомашин.

Моделювання течії нестисливої в’язкої рідини виконано на основі чисельного інтегрування осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав’є-Стокса з додатковим членом, що містить штучну стисливість. Моделювання турбулентних ефектів виконувалось за допомогою диференціальної двопараметричної моделі Ментера (*SST*). Математичні моделі, алгоритми і чисельні методи розрахунків течії нестисливої в'язкої рідини реалізовано в

програмному комплексі *IPMFlow* (розробка ІЕМС).

Для апробації методів було проведено чисельне дослідження течії нестисливої в'язкої рідини в моделях осьової і радіально-осьової турбіни. Встановлено, що отримані за допомогою програми *IPMFlow* кінематичні, енергетичні і кавітаційні показники задовільно як якісно, так і кількісно відповідають даним фізичного моделювання течії.

Фізичне моделювання робочих процесів в насос-турбінах проведено на гідродинамічному стенді ЕКС-30, ІЕМС. Стенд оснащено сучасним обладнанням і комплексом вимірювальної апаратури, показники якої відповідають вимогам міжнародного коду МЕК 60193 за похибкою визначення ККД ±0,25 %. Наведено основні характеристики стенда.

В **третьому розділі** наведено результати робіт, присвячених вирішенню питань удосконалення проточних частин осьових турбін. Проведено детальні чисельні дослідження течії нестисливої в'язкої рідини в проточній частині сучасної турбіни Кременчуцької ГЕС. Встановлено особливості течії у всіх елементах проточної частини в широкому діапазоні режимів. Для покращення технічних характеристик запропоновано та реалізовано новий підхід до просторового профілювання лопатей робочих коліс осьових поворотно-лопатевих турбін за допомогою різних видів навалів, який дозволяє узгоджувати форму лопатей з потоком рідини. На основі чисельного експерименту визначено закономірності впливу простих, складних осьових і колових навалів (як периферійних, так і втулкових) лопатей робочих коліс осьових турбін на структуру потоку, енергетичні та кавітаційні характеристики. Вперше встановлено вплив периферійних колових і осьових навалів на структуру потоку, кінематичні і енергетичні характеристики потоку у відсмоктувальній трубі, що дало змогу підвищити узгодженість елементів проточної частини. В результаті чисельного дослідження впливу комбінованого периферійного навалу (одночасно в осьовому та коловому напрямах) розроблено нову лопатеву систему робочого колеса ПЛ20/5251, яка дозволила підвищити значення максимального ККД натурної турбіни Кременчуцької ГЕС

на 0,87 %, а потужності на 0,516 МВт.

В **четвертому розділі** дисертації було поставлено і вирішено задачу – на основі новітніх чисельних і експериментальних методів обґрунтувати перспективність застосування швидкохідних робочих коліс насос-турбін на напори 80–125 м зі збільшеною кількістю лопатей суттєво просторової форми. Було розроблено і досліджено 2 варіанти робочих коліс – традиційне РК5248 (швидкохідність n_s=200), що розроблялося з урахуванням відомих рекомендацій і досвіду проєктування, та колесо зі збільшеною кількістю лопатей суттєво просторової форми та збільшеною висотою напрямного апарату РК5247М (n_s=250).

Проведено селективні чисельні (за допомогою програми *IPMFlow*) та експериментальні дослідження (на гідродинамічному стенді ЕКС-30) моделей з РК5247М і РК5248. Аналіз отриманих чисельних і експериментальних результатів досліджень, дозволив зробити висновок, що модель з швидкохідним РК5247М має кращі енергетичні показники як в турбінному (максимальний ККД вище на 1 %), так і в насосному режимах (максимальний ККД вище на 0,5 %). Крім того, модель з РК5247М в турбінному режимі має розширений діапазон надійної експлуатації як за витратами, так і за напорами. Попередні кавітаційні дослідження показали, що РК5247М відповідає вимогам по заглибленню, тому це колесо запропоновано до впровадження в проєкт Канівської ГАЕС.

У **п’ятому розділі** обґрунтовано можливості підвищення ефективності радіально-осьових насос-турбін і розширення діапазону їх надійної експлуатації за допомогою застосування робочих коліс з додатковими вкороченими лопатями – сплітерами. Запропоновано методику проєктування сплітерних лопатей. В чисельний і експериментальний спосіб проведено дослідження впливу геометричних параметрів сплітерних лопатей (довжини сплітерів та кількості лопатей) на структуру течії і енергетичні показники в турбінному і насосному режимах. Встановлено вплив довжини сплітера на енергетичні характеристики турбінних і насосних режимів. Визначено

залежності розподілу тиску на поверхнях основних і сплітерних лопатей і компонент швидкості на виході з колеса від геометричних параметрів сплітерів. На основі встановлених залежностей було розроблено колесо з підвищеними енергетичними показниками, в першу чергу при часткових навантаженнях, що дає змогу розширити діапазон надійної експлуатації насос-турбін в генераторному режимі.

У **шостому розділі** з метою підвищення ефективності і розширення діапазону експлуатації досліджено вплив просторового профілювання лопатей робочих коліс за допомогою колових навалів лопатей на структуру потоку, енергетичні і пульсаційні характеристики насос-турбін на напори до 200 м. Чисельно і експериментально досліджено 3 варіанти робочих коліс з різними значеннями навалів (+45; +10; -45º). Отримано залежності структури потоку та енергетичних і пульсаційних характеристик від величин навалів в турбінному і насосному режимах. Визначено, що встановлення стабілізуючих вирівнювальних ребер в дифузор відсмоктувальної труби моделі насос-турбіни дозволило забезпечити цілеспрямоване обмеження впливу вихрового джгута на режимах часткового навантаження та знизити значення амплітуд пульсацій тиску на таких режимах до 50 % (залежно від витрати і напору); довжина вирівнювальних ребер не має істотного впливу на рівень пульсацій в усьому діапазоні роботи.

В чисельний та експериментальний спосіб встановлено закономірності впливу геометричних параметрів робочих коліс (кути колових навалів, кількість лопатей, форма кромок) насос-турбін на енергетичні характеристики, що дозволило розробити перспективну модель насос-турбіни на параметри Дністровської ГАЕС.

У **висновках** наведено основні результати дисертаційної роботи при розв’язанні поставлених завдань.

Ключові слова: чисельні дослідження, гідродинамічний стенд, насос-турбіна, турбіна Каплана, турбіна Френсіса, проточна частина, спіральна камера, статор, напрямний апарат, робоче колесо, сплітер, відсмоктувальна

труба, енергетичні характеристики, пульсаційні характеристики.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографії:

1. Русанов А.В., Гнесін В.І., Хорєв О.М., Жандковскі Р., Колодяжна Л.В., Косьянова А.І., Косьянов Д.Ю., Пащенко Н.В., Русанов Р.А., Сухоребрий П.М., Чугай М.О. Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок /ред. чл.-кор. НАН України А. В. Русанов. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного, 2019. 384 с. ISBN 978-966-680-866-3.

2. Суботін В.Г., Осадчий С.Д., Рассовський В.Л., Бураков О.С., Єфименко В.М., Коршунов О.О., Кобзар І.В., Ковальов Ю.М., Хорєв О.М., Калініна Л.Г. Створення високоекономічних гідроагрегатів для ГЕС України/ Харків: ПрАТ «Укргідропроект», 2021. ФОП Рубашкін Д.Ю. 248 с. ISBN: 978-617-8001-04-9.

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації у фахових виданнях:

3. Русанов А.В. Моделирование пространственного течения вязкой жидкости в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины/ А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. Харьков, 2010. т. 13, №4. – С. 15–23.

4. Дедков В.Н. Разработка и исследование ортогональной микроГЭС на малые напоры/ В.Н. Дедков, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. Харьков, 2009. – т. 12, №3. – С. 21–27.

5. Русанов А.В. Численное исследование пространственного вязкого течения жидкости в спиральной камере осевой гидротурбины/ А.В. Русанов, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Східно-Європейський журнал передових технологій. Харків: – 2010. №5/7 (47). – С. 33–36.

6. Русанов А.В. Численное исследование физических процессов в

проточной части осевой поворотно-лопасной гидротурбины/ А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков, 2011. – № 10 (87). – С. 49–53.

7. Русанов А.В. Расчетное исследование пространственного течения жидкости в отсасывающей трубе осевой гидротурбины/ А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. – Харьков, 2011. – т. 14, №4. – С. 16–24.

8. Городецкий Ю.В. Анализ рабочего процесса в проточной части осевой гидротурбины на основе численного моделирования пространственного вязкого течения жидкости/Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, А.В. Русанов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Прикладная гидромеханика. – Киев, − 2012.– Том. 14 (86), №3. – С. 45–54.

9. Русанов А.В. Газодинамическое совершенствование проточной части цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5/ А.В. Русанов, А.И. Косьянова, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Наука та інновації. − Київ, 2013.– Вип. 1. – С. 33–40. ISSN 1815-2066.

10. Хорев О.Н. Численное исследование течения жидкости в спиральной камере радиально-осевой гидромашины/ Східно-Європейський журнал передових технологій. Харків: – 2013. №1/8 (61). – С. 41–45.

11. Хорев О.Н. Моделирование рабочего процесса в проточной части радиально-осевой насос-турбины/ Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – №37(1010). – С. 206–214.

12. Русанов А.В. Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС/ А.В. Русанов, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев, А.В. Рябов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ». – 2014. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вип. 1 (1044). – С. 41–48.

13. Русанов А.В. Влияние простого окружного навала лопастей рабочего

колеса осевой гидротурбины ПЛ20 на гидродинамические характеристики проточной части / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. Вип. 3 (1012). – С. 8–12.

14. Русанов А.В. Влияние сложного окружного навала лопатей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока и энергетические характеристики проточной части / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый// Вісник Національного технічного університету «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ». – 2015. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях.– 2015. Вип. 18 (1127). – С. 130–141.

15. Русанов А.В. Численное исследование течение жидкости в проточной части гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый, Д.Ю. Косьянов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. Вип. 45 (1154) 2015. – С. 9–15.

16. Русанов А.В. Влияние пространственного профилирования лопастей рабочего колеса на характеристики потока в проточной части осевой гидротурбины/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, Д.Ю. Косьянов, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый, С.А. Рябова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків, 2016. – № 20 (1192). – С. 8–14.

17. Русанов А.В. Влияние окружного навала лопатей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока в отсасывающей трубе/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый// Вестник двигателестроения. – 2016. – №2. – С. 25–30.

18. Линник А.В. Расчетные и экспериментальные исследования проточных частей ПЛ20 для модернизации гидротурбин Кременчугской гидроэлектростанции /А.В. Линник, С.А. Рябова, В.Д. Линник, А.В. Рябов, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. – 2016. – Т. 19, № 3. – С. 12–19.

19. Русанов А.В. Влияние осевого навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на характеристики течения в проточной части/

А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый // Вісник НТУ «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях.– 2016. Вип. 16 (1188). – С. 85–93.

20. Русанов А.В. Гидродинамическое совершенствование проточных частей осевых гидротурбин при помощи пространственного профилирования лопастей рабочих колес/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків, 2016. – № 41 (1213). – С. 49–57.

21. Русанов А.В. Математическое моделирование течения жидкости и анализ структуры потока в проточной части низконапорной осевой гидротурбины /А. В. Русанов, О. Н. Хорев, С. А. Рябова, Д. Ю. Косьянов, П. Н. Сухоребрый, Н. М. Курская // Журнал інженерних наук. – 2016. – Т. 3, № 2. – С. 8–17.

22. Русанов А.В. Разработка и расчетное исследование проточной части насос-турбины для условий Каневской ГАЭС / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, П.Н. Сухоребрый, В.Н. Дедков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків, 2018. № 17 (1293). – С. 4–8.

23. Русанов А.В. Проектирование рабочего колеса радиально-осевой насос-турбины на условия Каневской ГАЭС/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, В.Н. Дедков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків, 2019. № 1. – С. 17–24. https://doi.org/10.20998/2411-3441.2019.1.03.

24. Русанов А.В. Чисельне моделювання робочого процесу в проточній частині радіально-осьової гідротурбіни РО45/ А.В. Русанов, О.М. Хорєв, Ю.А. Биков, Д.Ю. Косьянов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків, 2019. № 2. – С. 22–29. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.03.

25. Rusanov A. V., Subotin V. H., Khoryev O. M., Bykov Y. A., Korotaiev P. O., Ahibalov Y. S. *Effect of 3D Shape of Pump-Turbine Runner Blade on Flow Characteristics in Turbine Mode*. J. of Mech. Eng. **25**(2022), No. 4, pp. 6–13. https://doi.org/10.15407/pmach2022.04.006.

26. Khoryev O., Lynnyk O., Korotaiev P., Bykov Yu., Ahibalov Ye. *Effect of circumferential lean of pump-turbine runner blades on energy characteristics.* Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, 2024, № 3. pp. 56–62. https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-3/056. (*фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

27. Rusanov A., Subotin V., Khoryev O., Lynnyk O., Bykov Yu., Korotaiev P., Ahibalov Ye. Experimental studies of pressure pulsations in draft tube diffuser of pump-turbine models for head up to 200 m. *Sci.innov*.2024. 20 (3). pp. 53–66. https://doi.org/10.15407/scine20.03.053. (*фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

28. Khoryev O.M., Rusanov A.V., Lynnyk O.V., Korotaiev P.O., Bykov Yu.A., Ahibalov Ye.S., Maksymenko-Sheiko K.V. Effect of geometrical parameters of pump-turbine runners on energy characteristics. Vidnovluvana Energetika. №3/2025. pp. 164–172. https://doi.org/10.36296/1819-8058.2025.3(82). (*фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

Роботи апробаційного характеру:

29. Русанов А.В. Експериментальні і чисельні дослідження моделей радіально-осьових насос-турбін зі сплітером в турбінному режимі / Русанов А.В., Хорєв О.М., Агібалов Є.С., Биков Ю.А., Коротаєв П.О.// Актуальні проблеми інженерної механіки. Тези доповідей. Одеса. 2020. – С. 174–177.

30. Rusanov A., Khoryev O., Agibalov , Bykov Y., Korotaiev P. *Experimental research of Francis pump-turbines with splitters in a pump mode.* In 2020 IEEE KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek), pp. 183–187, 2020. https://doi.org 10.1109/KhPIWeek51551.2020.9250157. (*видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

31. Rusanov, A., Khoryev, O., Agibalov, Y., Bykov, Y., & Korotaiev, P. (2021). *Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with spliters in turbine mode.* In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., & Kritskiy, D. (eds.). *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering* – 2020. ICTM 2020.

Lecture Notes in Networks and Systems. Cham: Springer, vol 188, pp. 427–439. https://doi.org/10.1007/978-3-030-66717-7_36. (*видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

32. Khoryev O., Korotaiev P., Agibalov Y., Bykov Y., Maksymenko-Sheiko K.: *Experimental Studies of Pump-Turbine Flow Part Models at Heads of 80–120 m.* In: Advances in Mechanical and Power Engineering, CAMPE 2021, pp. 24–33, Kharkiv, 18–20 October, 2021. https://doi.org/10.1007/978-3-031-18487-1_3. (*видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

33. Суботін В.Г. Підвищення ефективності гідроагрегатів при реконструкції ГЕС Дніпровського каскаду/В.Г. Суботін, С.Д. Осадчий, В.Л. Рассовський, О.С. Бураков, В.М. Єфименко, О.О. Коршунов, І.В. Кобзар, Ю.М. Ковальов, О.М. Хорєв, Л.Г. Калініна//Гідроенергетика України. – 2021. – №3–4. – С. 23–30.

34. Bykov Y., Khoryev O., Korotaiev P., Dedkov V., Agibalov Y.: *Numerical Investigation of Unsteady Flow in Draft Tube with Ribs*. In: Proc. of 2022 IEEE KhPI Week on Advanced Technology, pp. 589–594, Kharkiv, 3–7 October, 2022. https://doi.org/10.1109/KhPIWeek57572.2022.9916461. (*видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

35. Rusanov A., Khoryev O., Ahibalov Ye., Korotaiev P., Bykov Yu. *Experimental Studies of Diffuser Fins Effect in Pump-Turbine Draft Tube on Pressure Pulsation in Turbine Mode. Advances in Mechanical and Power Engineering II*. Selected Papers from The International Conference on Advanced Mechanical and Power Engineering (CAMPE 2023), October 16–19, 2023. pp. 23–32. https://doi.org/10.1007/978-3-031-82979-6-3. (*видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

Патент:

36. Русанов А.В., Хорєв О.М., Коротаєв П.О., Агібалов Є.С., Биков Ю.А. Робоче колесо радіально-осьової насос-турбіни. Патент UA 161637 U; F03B 3/12 опубл. 25.12.2025 р, бюл. №52, т. 1 – заяв. u202405711, 03.12.2024.

ABSTRACT

Khoryev O.M. Scientific fundamentals for improving the technical characteristics of turbomachinery for hydro and pumped storage power plants. – As the manuscript.

Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences in specialty 05.05.16 – turbomachines and turboinstallations. Anatolii Pidhorny Institute of Power Machines and Systems of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kharkiv, 2026.

The dissertation is devoted to solving an urgent scientific and practical problem, which consists in further developing the theory and practice of creating highly efficient turbomachinery of various types for hydroelectric power plants and pumped storage power plants and expanding their operating range based on the use of modern numerical and experimental research methods.

The dissertation presents the following new scientific findings:

– for the first time, a universal method for the spatial profiling of blades in axial and radial-axial runners for hydroelectric power plants and pumped-storage power plants has been proposed, based on the application of blade leans in the circumferential and axial directions. This made it possible to formalize a unified approach to the hydrodynamic optimization of flow components and to ensure improved energy performance across a wide range of operating conditions;

– for the first time, the patterns of how the values of the circumferential and axial blade leans of the runner in Kaplan turbines affect the flow structure, as well as the kinematic and energy performance parameters in the draft tube, have been established; This makes it possible to ensure mutual coordination of the flow structure in the flow part components and to improve the turbine’s energy efficiency both in the design of new facilities and during the modernization of existing ones;

– for the first time, scientifically substantiated patterns have been established regarding the relationship between the circumferential lean of the runner blades in medium-speed radial-axial pump-turbines and the spatial flow structure, as well as

the energy performance in turbine and pump modes. The results of numerical simulations and experimental studies have made it possible to identify directions for the hydrodynamic improvement of runner, which will expand the operating range and increase the efficiency of turbomachines (in particular, using the Dniester Pumped-Storage Power Plant's pump-turbine as an example);

– for the first time, the patterns of the influence of spatial profiling of the radial - axial runner of pump-turbines on pulsation characteristics and pressure amplitude-frequency spectra in the draft tube, which made it possible to reduce pressure amplitudes to a level below 8 % and ensure stable operation of the pump-turbine under partial loads;

– for the first time, the nature of changes in the amplitude-frequency spectra and pressure pulsation amplitudes in the draft tube of a medium-speed pump-turbine was experimentally determined when stabilizing equalizing fins were installed in the diffuser; This made it possible to specifically limit the influence of the vortex train under partial-load conditions and reduce the amplitude of pressure pulsations under such conditions by up to 50 % (depending on the flow rate);

– for the first time, based on comprehensive numerical and experimental studies, the patterns of how the geometric parameters of the runner splitters in medium-speed radial-axial pump-turbines affect the flow structure and energy characteristics in both turbine and pump modes have been established. The identified dependencies made it possible to justify the selection of the most optimal geometric parameters for the splitters in order to minimize hydrodynamic losses and extend the range of efficient operation into the partial-load region;

– the method for designing of runner for radial-axial turbomachines has been further developed by establishing relationships between the spatial shape of blade systems and energy characteristics. Unlike existing methods, this approach takes into account additional geometric parameters – such as lean angles, the number of blades, and the configuration of the inlet and outlet edges – which allows for targeted improvement of turbomachine performance across an expanded operating range as early as the design stage.

Practical significance of the obtained results for enterprises in the power engineering industry:

– the feasibility of replacing costly experimental studies of turbomachinery models on hydrodynamic test benches with numerical simulations that account for flow characteristics in all elements of the flow passages has been demonstrated, which allows for a significant reduction in the time and cost of design work;

– the advantages of using high-speed pump-turbine runners with an increased number of blades of a significantly complex geometry have been demonstrated, and a highly efficient flow part for pumped-storage power plants with heads of 80–125 m has been developed;

– a universal method for the spatial profiling of blades in axial and radial-axial runners has been proposed, based on the use of various types of blade leans, which improves the design quality and efficiency of turbomachinery flow parts;

– the patterns of how runner blade profiles affect pulsation and energy characteristics across a wide range of operating parameters have been established, providing a scientifically sound basis for further improving flow components in the design of new and the modernization of existing turbines for hydroelectric power plants and pumped-storage power plants;

– the relationships obtained between the installation of equalizing fins in the diffuser of the draft tube of a radial-axial pump-turbine and the level of pressure pulsations provide a basis for expanding the range of reliable operation of the units into the partial-load range;

– the results of the dissertation research were implemented at JSC “Ukrainian Energy Machines” during the modernization of the turbines at the Kremenchuk Hydroelectric Power Plant and in the design of hydroelectric units Nos. 5–7 at the Dniester Pumped-Storage Power Plant, as well as at LLC “Kharkivturboengineering” during the development of the Dhalipur Hydroelectric Power Plant project (India).

Presentation of the dissertation’s findings. The main provisions and research findings related to the dissertation topic were presented, discussed, and received positive feedback at 30 academic conferences.

The introduction justifies the relevance of the research topic, demonstrates the connection between this work and scientific programs and topics, and formulates the purpose of the work, the main research objectives, and the methods for achieving them. It provides a description of the object and subject of the research, outlines the scientific novelty and practical significance of the results obtained, and presents information regarding the validation of the results and related publications.

The first chapter of the dissertation examines the current state of efforts to improve the flow components of turbomachines for hydroelectric power plants (HPPs) and pumped-storage hydroelectric power plants (PSHPPs) in Ukraine and worldwide. It is shown that today, when designing turbines for HPPs and PSHPPs, requirements are set not only for increasing efficiency but also for expanding the operating range into the partial-load zone. The main approaches to solving this problem, both through computational and experimental methods, are analyzed. It is determined that the primary directions are the spatial profiling of the flow components of turbomachines – primarily the runner – and the application of new, promising design solutions. A review is conducted of recent works by scientists and researchers from abroad and Ukraine on numerical and experimental studies of the operating process in various types of turbomachinery models.

The second chapter discusses the methods of mathematical and physical modeling of the operating process in turbomachinery models used in this work.

The modeling of the flow of an incompressible viscous fluid was performed based on the numerical integration of Reynolds-averaged Navier-Stokes equations with an additional term incorporating artificial compressibility. Turbulent effects were modeled using Menter’s two-parameter differential model (SST). The mathematical models, algorithms, and numerical methods for calculating the flow of an incompressible viscous fluid were implemented in the IPMFlow software package (developed by IEMS).

To validate the methods, a numerical study of the flow of an incompressible viscous fluid was conducted in models of axial and radial-axial turbines. It was found that the kinematic, energy, and cavitation parameters obtained using the IPMFlow

program correspond satisfactorily, both qualitatively and quantitatively, to the data from physical flow modeling.

Physical modeling of operating processes in pump-turbines was performed on the EKS-30 hydrodynamic test stand at IEMS. The test stand is equipped with modern equipment and a suite of measuring instruments, the specifications of which meet the requirements of the international IEC 60193 standard for efficiency determination with an error of ±0.25 %. The main characteristics of the test stand are presented.

Chapter 3 presents the results of research focused on improving the flow passages of axial turbines. Detailed numerical studies were conducted on the flow of an incompressible viscous fluid in the flow part of a modern turbine at the Kremenchuk Hydroelectric Power Plant. The flow characteristics in all elements of the flow part were determined across a wide range of operating conditions. To improve technical performance, a new approach to the spatial profiling of the blades of the runner in Kaplan turbines using various types of blade leans has been proposed and implemented, which allows the blade shape to be optimized for the fluid flow. Based on numerical experiments, the patterns of influence of simple, complex axial, and circumferential leans (both peripheral and hub) on the flow structure, energy, and cavitation characteristics of the runner blades of axial turbines have been determined.

For the first time, the influence of peripheral circumferential and axial leans on the flow structure, as well as the kinematic and energy characteristics of the flow in the draft tube, has been established, which has made it possible to improve the coordination of the flow part components. As a result of a numerical study of the effect of a combined peripheral lean (simultaneously in the axial and circumferential directions), a new blade system for the PL20/5251 runner was developed, which increased the maximum efficiency of the full-scale turbine at the Kremenchuk Hydroelectric Power Plant by 0.87 %, and its power by 0.516 MW.

In the fourth chapter of the dissertation, a problem was posed and solved: to substantiate, based on the latest numerical and experimental methods, the feasibility of using high-speed pump-turbine runners for heads of 80–125 m with an increased

number of blades of a significantly complex shape. Two runners variants were developed and investigated: the traditional RK5248 (high-speed ratio n_s=200), which was designed taking into account established recommendations and design experience, and the RK5247M runner (n_s=250) with an increased number of blades of a significantly three-dimensional shape and an increased guide vane height.

Selective numerical (using the IPMFlow software) and experimental studies (on the EKS-30 hydrodynamic test bench) were conducted on models equipped with the RK5247M and RK5248. Analysis of the obtained numerical and experimental results led to the conclusion that the model with the high-speed RK5247M has better energy performance in both turbine (maximum efficiency is 1 % higher) and pump modes (maximum efficiency is 0.5 % higher). In addition, the model with the RK5247M in turbine mode has an expanded range of reliable operation in terms of both flow rates and heads. Preliminary cavitation studies have shown that the RK5247M meets the requirements for submersion depth; therefore, this runner has been proposed for implementation in the Kaniv Pumped Storage Power Plant project.

Chapter 5 justifies the potential for improving the efficiency of radial-axial pump-turbines and extending their reliable operating range through the use of runners with additional shortened blades – splitters. A methodology for designing splitter blades is proposed. A study was conducted using numerical and experimental methods to investigate the effect of the geometric parameters of splitter blades (splitter length and number of blades) on the flow pattern and energy performance in turbine and pump modes. The influence of splitter length on the energy characteristics of turbine and pump modes was established. The dependencies of the pressure distribution on the surfaces of the main and splitter blades and the velocity components at the runner outlet on the geometric parameters of the splitters were determined. Based on these dependencies, a runner with improved energy efficiency was developed, particularly under partial loads, which allows for expanding the range of reliable operation of pump-turbines in generator mode.

In Chapter 6, with the aim of improving efficiency and expanding the operating range, the influence of spatial profiling of runner blades using circumferential blade

leans on the flow structure, energy, and pulsation characteristics of pump-turbines with heads up to 200 m was investigated. Three runner variants with different blade lean values (+45; +10; -45°) were investigated numerically and experimentally. Dependencies of the flow structure and the energy and pulsation characteristics on the blade lean values in turbine and pump modes were obtained. It was determined that installing stabilizing equalizing fins in the diffuser of the draft tube of the pump-turbine model made it possible to effectively limit the influence of the vortex rope under partial-load conditions and reduce the amplitude of pressure pulsations under such conditions by up to 50 % (depending on flow rate and head); the length of the stabilizing fins has no significant effect on the level of pulsations across the entire operating range.

Using numerical and experimental methods, the patterns of how the geometric parameters of pump-turbine runner (circumferential lean angles, number of blades, and blade edge shapes) affect their performance characteristics were established, which made it possible to develop a promising pump-turbine model tailored to the parameters of the Dniester Pumped-Storage Power Plant.

The conclusions present the main results of the dissertation in addressing the stated objectives.

Keywords: numerical studies, hydrodynamic stand, pump-turbine, Kaplan turbine, Francis turbine, flow part, spiral case, stay vanes, guide vanes, runner, splitter, draft tube, energy characteristics, pulsation characteristics.

LIST OF PUBLISHED WORKS RELATED TO THE THESIS TOPIC

Monographs:

1. Rusanov A.V., Hnesin V.I., Khoryev O.M., Zhandkovski R., Kolodiazhna L.V., Kosianova A.I., Kosianov D.Iu., Pashchenko N.V., Rusanov R.A., Sukhorebryi P.M., Chuhai M.O. Naukovo-tekhnichni osnovy modeliuvannia i proektuvannia protochnykh chastyn enerhetychnykh turboustanovok /red. chl.-kor. NAN Ukrainy A.V. Rusanov. Kharkiv: Instytut problem mashynobuduvannia im. A. M. Pidhornoho, 2019. 384 s. ISBN 978-966-680-866-3.

2. Subotin V.H., Osadchyi S.D., Rassovskyi V.L., Burakov O.S., Yefymenko V.M., Korshunov O.O., Kobzar I.V., Kovalov Yu.M., Khoryev O.M., Kalinina L.H. Stvorennia vysokoekonomichnykh hidroahrehativ dlia HES Ukrainy/ Kharkiv: PrAT «Ukrhidroproekt», 2021. FOP Rubashkin D.Iu. 248 s. ISBN: 978-617-8001-04-9.

Scientific papers in which the main scientific findings of the dissertation have been published in specialized journals:

3. Rusanov A.V. Modelirovanie prostranstvennogo techeniya vyazkoi zhidkosti v protochnoi chasti osevoi povorotno-lopastnoi gidroturbini/ A.V. Rusanov, Yu.V. Gorodetskii, D.Yu. Kosyanov, P.N. Sukhorebrii, O.N. Khoryev// Problemi mashinostroeniya. Kharkov, 2010. t. 13, №4. – S. 15–23.

4. Dedkov V.N. Razrabotka i issledovanie ortogonalnoi mikroGES na malie napori/ V.N. Dedkov, O.N. Khoryev// Problemi mashinostroeniya. Kharkov, 2009. – t. 12, №3. – S. 21–27.

5. Rusanov A.V. Chislennoe issledovanie prostranstvennogo vyazkogo techeniya zhidkosti v spiralnoi kamere osevoi gidroturbini/ A.V. Rusanov, D.Yu. Kosyanov, P.N. Sukhorebrii, O.N. Khoryev// Skhidno-Ievropeiskyi zhurnal peredovykh tekhnolohii. Kharkiv: – 2010. №5/7 (47). – S. 33–36.

6. Rusanov A.V. Chislennoe issledovanie fizicheskikh protsessov v protochnoi chasti osevoi povorotno-lopasnoi gidroturbini/ A.V. Rusanov, Yu.V. Gorodetskii, D.Yu. Kosyanov, P.N. Sukhorebrii, O.N. Khoryev// Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya. – Kharkov, 2011. – № 10 (87). – S. 49–53.

7. Rusanov A.V. Raschetnoe issledovanie prostranstvennogo techeniya zhidkosti v otsasivayushchei trube osevoi gidroturbini/ A.V. Rusanov, Yu.V. Gorodetskii, D.Yu. Kosyanov, P.N. Sukhorebrii, O.N. Khoryev// Problemi mashinostroeniya. – Kharkov, 2011. – t. 14, №4. – S. 16–24.

8. Gorodetskii Yu.V. Analiz rabochego protsessa v protochnoi chasti osevoi gidroturbini na osnove chislennogo modelirovaniya prostranstvennogo vyazkogo techeniya zhidkosti/Yu.V. Gorodetskii, D.Yu. Kosyanov, A.V. Rusanov, P.N. Sukhorebrii, O.N. Khoryev// Prikladnaya gidromekhanika. – Kiev, − 2012.–

Tom. 14 (86), №3. – S. 45–54.

9. Rusanov A.V. Gazodinamicheskoe sovershenstvovanie protochnoi chasti tsilindra visokogo davleniya parovoi turbini K-325-23,5/ A.V. Rusanov, A.I. Kosyanova, P.N. Sukhorebrii, O.N. Khoryev// Nauka ta innovatsiï. − Kiïv, 2013.– Vip. 1. – S. 33–40. ISSN 1815-2066.

10. Khoryev O.N. Chislennoe issledovanie techeniya zhidkosti v spiralnoi kamere radialno-osevoi gidromashini/ Skhidno-Ievropeiskyi zhurnal peredovykh tekhnolohii. Kharkiv:– 2013. №1/8 (61). – S. 41–45.

11. Khoryev O.N. Modelirovanie rabochego protsessa v protochnoi chasti radialno-osevoi nasos-turbini/ Visnik NTU «KhPI». Seriia «Matematychne modeliuvannia v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh». Kharkiv: NTU «KhPI»», 2013. – №37(1010). – S. 206–214.

12. Rusanov A.V. Matematicheskoe modelirovanie techeniya zhidkosti i analiz kharakteristik potoka v podvode gidroturbini PL20 Kremenchugskoi GES/ A.V. Rusanov, A.V. Linnik, P.N. Sukhorebrii, O.N. Khoryev, A.V. Ryabov // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI» – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2014. Seriia: Enerhetychni ta teplotekhnichni protsesy y ustatkuvannia. Vyp. 1 (1044). – S. 41–48.

13. Rusanov A.V. Vliyanie prostogo okruzhnogo navala lopastei rabochego kolesa osevoi gidroturbini PL20 na gidrodinamicheskie kharakteristiki protochnoi chasti / A.V. Rusanov, O.N. Khoryev, A.V. Linnik, P.N. Sukhorebrii // Visnyk NTU «KhPI». Seriia: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2015. Vyp. 3 (1012). – S. 8–12.

14. Rusanov A.V. Vliyanie slozhnogo okruzhnogo navala lopatei rabochego kolesa osevoi gidroturbini na strukturu potoka i energeticheskie kharakteristiki protochnoi chasti / A.V. Rusanov, O.N. Khoryev, A.V. Linnik, P.N. Sukhorebrii// Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI» – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2015. Seriia: Matematychne modeliuvannia v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh.– 2015. Vyp. 18 (1127). – S. 130–141.

15. Rusanov A.V. Chislennoe issledovanie techenie zhidkosti v protochnoi

chasti gidroturbini PL20 Kremenchugskoi GES/ A.V. Rusanov, O.N. Khoryev, A.V. Linnik, P.N. Sukhorebrii, D.Yu. Kosyanov // Visnyk NTU «KhPI». Seriia: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2015. Vyp. 45 (1154) 2015. – S. 9–15.

16. Rusanov A.V. Vliyanie prostranstvennogo profilirovaniya lopastei rabochego kolesa na kharakteristiki potoka v protochnoi chasti osevoi gidroturbini/ A.V. Rusanov, O.N. Khoryev, D.Yu. Kosyanov, A.V. Linnik, P.N. Sukhorebrii, S.A. Ryabova // Visnyk NTU «KhPI». Seriia: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty. – Kharkiv, 2016. – № 20 (1192). – S. 8–14.

17. Rusanov A.V. Vliyanie okruzhnogo navala lopatei rabochego kolesa osevoi gidroturbini na strukturu potoka v otsasivayushchei trube/ A.V. Rusanov, O.N. Khoryev, S.A. Ryabova, D.Yu. Kosyanov, P.N. Sukhorebrii// Vestnik dvigatelestroeniya. – 2016. – №2. – S. 25–30.

18. Linnik A.V. Raschetnie i eksperimentalnie issledovaniya protochnikh chastei PL20 dlya modernizatsii gidroturbin Kremenchugskoi gidroelektrostantsii /A.V. Linnik, S.A. Ryabova, V.D. Linnik, A.V. Ryabov, O.N. Khoryev// Problemi mashinostroeniya. – 2016. – T. 19, № 3. – C. 12–19.

19. Rusanov A.V. Vliyanie osevogo navala lopactei rabochego kolesa osevoi gidroturbini na kharakteristiki techeniya v protochnoi chasti/ A.V. Rusanov, O.N. Khoryev, S.A. Ryabova, D.Yu. Kosyanov, P.N. Sukhorebrii // Visnyk NTU «KhPI» – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2016. Seriia: Matematychne modeliuvannia v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh.– 2016. Vyp. 16 (1188). – S. 85–93.

20. Rusanov A.V. Gidrodinamicheskoe sovershenstvovanie protochnikh chastei osevikh gidroturbin pri pomoshchi prostranstvennogo profilirovaniya lopastei rabochikh koles/ A.V. Rusanov, O.N. Khoryev, S.A. Ryabova, D.Yu. Kosyanov, P.N. Sukhorebrii // Visnyk NTU «KhPI». Seriia: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty. – Kharkiv, 2016. – № 41 (1213). – S. 49–57.

21. Rusanov A.V. Matematicheskoe modelirovanie techeniya zhidkosti i analiz strukturi potoka v protochnoi chasti nizkonapornoi osevoi gidroturbini /A.V. Rusanov, O.N. Khoryev, S.A. Ryabova, D.Yu. Kosyanov, P.N. Sukhorebrii,

N.M. Kurskaya // Zhurnal inzhenernykh nauk. – 2016. – T. 3, № 2. – S. 8–17.

22. Rusanov A.V. Razrabotka i raschetnoe issledovanie protochnoi chasti nasos-turbini dlya uslovii Kanevskoi GAES / A.V. Rusanov, O.N. Khoryev, P.N. Sukhorebrii, V.N. Dedkov // Visnyk NTU «KhPI». Seriia: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty. Kharkiv, 2018. № 17 (1293). – S. 4–8.

23. Rusanov A.V. Proektirovanie rabochego kolesa radialno-osevoi nasos-turbini na usloviya Kanevskoi GAES/ A.V. Rusanov, O.N. Khorev, V.N. Dedkov // Visnyk NTU «KhPI». Seriia: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty. Kharkiv, 2019. № 1. – S. 17–24. https://doi.org/10.20998/2411-3441.2019.1.03.

24. Rusanov A.V. Chyselne modeliuvannia robochoho protsesu v protochnii chastyni radialno-osovoi hidroturbiny RO45/ A.V. Rusanov, O.M. Khoryev, Yu.A. Bykov, D.Iu. Kosianov // Visnyk NTU «KhPI». Seriia: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty. Kharkiv, 2019. № 2. – S. 22–29. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.03.

25. Rusanov A. V., Subotin V. H., Khoryev O. M., Bykov Y. A., Korotaiev P. O., Ahibalov Y. S. *Effect of 3D Shape of Pump-Turbine Runner Blade on Flow Characteristics in Turbine Mode*. J. of Mech. Eng. **25**(2022), No. 4, pp. 6–13. https://doi.org/10.15407/pmach2022.04.006.

26. Khoryev O., Lynnyk O., Korotaiev P., Bykov Yu., Ahibalov Ye. *Effect of circumferential lean of pump-turbine runner blades on energy characteristics.* Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, 2024, № 3. pp. 56–62. https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-3/056. *(a professional journal included in the international scientometric database Scopus)*

27. Rusanov A., Subotin V., Khoryev O., Lynnyk O., Bykov Yu., Korotaiev P., Ahibalov Ye. Experimental studies of pressure pulsations in draft tube diffuser of pump-turbine models for head up to 200 m. *Sci.innov*.2024. 20 (3). pp. 53–66. https://doi.org/10.15407/scine20.03.053*(a professional journal included in the international scientometric database Scopus)*

28. Khoryev O.M., Rusanov A.V., Lynnyk O.V., Korotaiev P.O., Bykov Yu.A., Ahibalov Ye.S., Maksymenko-Sheiko K.V. Effect of geometrical

parameters of pump-turbine runners on energy characteristics. Vidnovluvana Energetika. №3/2025. pp. 164–172. https://doi.org/10.36296/1819-8058.2025.3(82). *(a professional journal included in the international scientometric database Scopus)*

Scientific works that certify the approbation of the dissertation materials:

29. Rusanov A.V. Eksperymentalni i chyselni doslidzhennia modelei radialno-osovykh nasos-turbin zi spliterom v turbinnomu rezhymi / Rusanov A.V., Khoryev O.M., Ahibalov Ye.S., Bykov Yu.A., Korotaiev P.O.// Aktualni problemy inzhenernoi mekhaniky. Tezy dopovidei. Odesa. 2020. – S. 174–177.

30. Rusanov A., Khoryev O., Agibalov , Bykov Y., Korotaiev P. *Experimental research of Francis pump-turbines with splitters in a pump mode.* In 2020 IEEE KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek), pp. 183–187, 2020. https://doi.org 10.1109/KhPIWeek51551.2020.9250157. *(a professional journal included in the international scientometric database Scopus)*

31. Rusanov, A., Khoryev, O., Agibalov, Y., Bykov, Y., & Korotaiev, P. (2021). *Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with spliters in turbine mode*. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., & Kritskiy, D. (eds.). *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering* – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems. Cham: Springer, vol 188, pp. 427–439. https://doi.org/10.1007/978-3-030-66717-7_36. *(a professional journal included in the international scientometric database Scopus)*

32. Khoryev O., Korotaiev P., Agibalov Y., Bykov Y., Maksymenko-Sheiko K.: *Experimental Studies of Pump-Turbine Flow Part Models at Heads of 80–120 m.* In: Advances in Mechanical and Power Engineering, CAMPE 2021, pp. 24–33, Kharkiv, 18–20 October, 2021. https://doi.org/10.1007/978-3-031-18487-1_3. *(a professional journal included in the international scientometric database Scopus)*

33. Subotin V.H. Pidvyshchennia efektyvnosti hidroahrehativ pry rekonstruktsii HES Dniprovskoho kaskadu/V.H. Subotin, S.D. Osadchyi, V.L. Rassovskyi, O.S. Burakov, V.M. Yefymenko, O.O. Korshunov, I.V. Kobzar, Yu.M. Kovalov, O.M. Khoryev, L.H. Kalinina//Hidroenerhetyka Ukrainy. – 2021. – №3–4. – S. 23–30.

34. Bykov Y., Khoryev O., Korotaiev P., Dedkov V., Agibalov Y.: *Numerical Investigation of Unsteady Flow in Draft Tube with Ribs*. In: Proc. of 2022 IEEE KhPI Week on Advanced Technology, pp. 589–594, Kharkiv, 3–7 October, 2022. https://doi.org/10.1109/KhPIWeek57572.2022.9916461. *(a professional journal included in the international scientometric database Scopus)*

35. Rusanov A., Khoryev O., Ahibalov Ye., Korotaiev P., Bykov Yu. *Experimental Studies of Diffuser Fins Effect in Pump-Turbine Draft Tube on Pressure Pulsation in Turbine Mode. Advances in Mechanical and Power Engineering II*. Selected Papers from The International Conference on Advanced Mechanical and Power Engineering (CAMPE 2023), October 16–19, 2023. pp. 23–32. https://doi.org/10.1007/978-3-031-82979-6-3. *(a professional journal included in the international scientometric database Scopus)*

Patent:

36. Rusanov A.V., Khoryev O.M., Korotaiev P.O., Ahibalov Ye.S., Bykov Yu.A. Roboche koleso radialno-osovoi nasos-turbiny. Patent UA 161637 U; F03B 3/12 opubl. 25.12.2025 r, biul. №52, t. 1 – zaiav. u202405711, 03.12.2024.

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ І УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ТЕС	–	теплова електростанція
АЕС	–	атомна електростанція
ГЕС	–	гідроелектростанція
ГАЕС	–	гідроакумулююча електростанція
ККД	–	коефіцієнт корисної дії
ПЛ	–	осьова поворотно-лопатева турбіна (Каплана)
ГТ	–	гідротурбіна
ІЕМС		Інститут енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного Національної академії наук
РО	–	радіально-осьова турбіна (Френсіса)
ДСТУ		Державний стандарт України
СК	–	спіральна камера
НА	–	напрямний апарат
РК	–	робоче колесо
ВТ	–	відсмоктувальна труба
ВБ		верхній б'єф
НБ		нижній б'єф
АТ «Українські енергетичні машини»	–	Акціонерне товариство «Українські енергетичні машини», колишнє АТ «Турбоатом»
НТУ ХПІ	–	Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»
3D	–	тривимірний (3 dimension)
D_1	–	діаметр робочого колеса
СК	–	спіральна камера
z_o	–	кількість лопаток напрямного апарату
b_0	–	висота напрямного апарату
D_0	–	діаметр розташування осей повороту лопаток напрямного апарату
$d_{вт}$	–	діаметр втулки робочого колеса
z_1	–	Кількість лопатей робочого колеса
D_2	–	діаметр горловини робочого колеса
h	–	висота
L	–	довжина
$\varphi_л$	–	кут установки лопаті робочого колеса
a_0	–	відкриття напрямного апарату
Q_I'	–	приведена витрата (турбінний режим) або подача (насосний режим)
Q	–	витрата/подача
Q	–	вектор консервативних змінних
n_I'	–	приведена частота обертання турбіни
$\alpha_{сп}$	–	кут потоку, що формує спіральна камера
$\varphi_{сп}$	–	кут обхвату спіральної камери

$\sigma_{л}$	–	локальний кавітаційний коефіцієнт турбіни
H_s	–	висота відсмоктування турбіни
$\sigma_{експ}$	–	експериментальний кавітаційний коефіцієнт
$h_{сп}$	–	гідравлічні втрати енергії в спіральній камері
$h_{ст}$	–	гідравлічні втрати енергії в статорі
$h_{ск+ст}$	–	гідравлічні втрати енергії в підводі: спіральній камері зі статором
$h_{на}$	–	гідравлічні втрати енергії в напрямном апараті
$h_{рк}$	–	гідравлічні втрати енергії в робочому колесі
$H_{вт}$	–	гідравлічні втрати енергії у відсмоктувальній трубі
$h_{сум}$	–	сумарні гідравлічні втрати енергії
$\eta_{експ}$	–	експериментальний гідравлічний коефіцієнт корисної дії
η	–	коефіцієнт корисної дії
H	–	напір турбіни
H_{max}	–	максимальний напір
H_{min}	–	мінімальний напір
H_p	–	розрахунковий напір
$H_{ср\ взв}$	–	середньозважений напір
$n_с$	–	синхронна частота обертання турбомашини
N_p	–	номінальна потужність турбіни при розрахунковому напорі
N_{max}	–	максимальна потужність при максимальному напорі
$\eta_{ср\ взв}$	–	середньозважений коефіцієнт корисної дії
V	–	абсолютна швидкість
W	–	швидкість у відносній системі координат
V_z	–	осьова складова швидкості
V_u	–	колова складова швидкості
V_r	–	радіальна складова швидкості
$\alpha_{п1}$	–	кут натікання потоку в розрахункову область напрямний апарат–робоче колесо
α_1	–	абсолютний кут потоку на вході перед робочим колесом
$\Delta\alpha_{1осp}$	–	відносна зміна осередненого абсолютного кута потоку перед робочим колесом
$\alpha_{лоп1}$	–	вхідний геометричний кут лопатки напрямного апарату
$\alpha_{лоп2}$	–	вихідний геометричний кут лопатки напрямного апарату
$\alpha_{п2}$	–	кут потоку за напрямним апаратом
$\beta_{1п}$	–	відносний кут потоку перед робочим колесом
$\beta_{1л}$	–	вхідний геометричний кут лопаті робочого колеса
W	–	відносна швидкість
P	–	тиск
$\beta_{2п}$	–	кут потоку за робочим колесом у відносній системі

		координат
$\beta_{2л}$	–	вихідний геометричний кут лопаті робочого колеса
V_n	–	нормальна складова швидкості
$h_{кц}$	–	кінцеві втрати енергії в робочому колесі
$Q_{р\ вх}$	–	витрата на вході у розрахункову область
$Q_{р\ вих}$	–	витрата на виході з розрахункової області
$E_{НАвх}$	–	повна енергія на вході в напрямний аппарат
$E_{НАвих}$	–	повна енергія на виході з напрямного апарату
$E_{РКвх}$	–	повна енергія на вході в робоче колесо
$E_{ПЧвих}$	–	повна енергія на виході з проточної частини
$N_г$	–	гідравлічна потужність
$N_р$	–	розрахункова потужність
γ_U	–	кут шаблеподібності колового навалу
φ_U	–	кут шаблеподібності осьового навалу
x, y, z, t	–	декартові координати і час
E_i, F_i, G_i	–	вектори потоків (нев'язка частина)
E_ν, F_ν, G_ν	–	вектори потоків (в'язка частина)
k, ω	–	кінетична енергія турбулентності, питома швидкість дисипації
ρ_*, ρ	–	щільність рідини
g	–	прискорення вільного падіння
ν	–	кінематична в'язкість рідини
ν_t	–	турбулентна кінематична в'язкість

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ……..……..2

ABSTRACT……...……....15

Перелік скорочень і умовних позначень…….……...28

ВСТУП…….……..…...….37

РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН РІШЕННЯ ПРОБЛЕМ УДОСКОНАЛЮВАННЯ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ТУРБІН ДЛЯ ГЕС І ГАЕС…….……49

1.1 Сучасний стан і роль гідроенергетики у світі і в Україні……..……..……..49

1.1.1 Роль гідроенергетики у відбудові і розвитку економіки України….....….49

1.1.2 ГЕС Дніпровського і Дністровського каскадів…….……....51

1.1.3 ГАЕС України.....55

1.1.4 Мала енергетика України……....56

1.2 Дослідження пульсацій тиску у відсмоктувальних трубах турбін для ГЕС і ГАЕС…….……....…57

1.3 Огляд шляхів підвищення ефективності турбін для ГЕС і ГАЕС…….....59

1.3.1 Основні напрями покращення енергетичних характеристик та розширення діапазону експлуатації турбін…….....59

1.3.2 Гідродинамічне удосконалювання турбін шляхом застосування просторового профілювання лопатей робочих коліс…….....60

1.3.3 Розроблення нових конструктивних рішень при проєктуванні проточних частин турбін для ГЕС і ГАЕС…….....62

1.3.3.1 Нові схеми і конструкції елементів проточних частин турбін……...…62

1.3.3.2 Застосування робочих коліс турбін Френсіса зі сплітерами……..…...65

1.3.3.3 Застосування вирівнювальних ребер у дифузорі відсмоктувальної труби…….……....67

1.3.4 Застосування асинхронізованого гідрогенератора та генератора-двигуна з регульованою частотою обертання…….……..……..68

1.3.5 Одночасна робота агрегатів ГАЕС у різних режимах (турбінному і

насосному) для видачі різниці їх потужностей…….……..……..69
1.3.6 Впуск повітря і води під робоче колесо…….…….....…..71
1.4 Огляд чисельних досліджень течії рідини в проточних частинах турбін для ГЕС і ГАЕС…….……..…..…..…...72
1.5 Експериментальні дослідження робочого процесу в проточних частинах турбін для ГЕС і ГАЕС……..……..……..…….78
1.6 Висновки до першого розділу……...…...81

РОЗДІЛ 2 МЕТОДИ МАТЕМАТИЧНОГО І ФІЗИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В ПРОТОЧНИХ ЧАСТИНАХ ТУРБОМАШИН, ЩО ЗАСТОСОВАНІ В РОБОТІ…….....83
2.1 Методи математичного дослідження просторових течій в'язкої нестисливої рідини в моделях проточних частинах гідромашин……...…..……..83
2.1.1 Система рівнянь Рейнольдса з коефіцієнтом штучної стисливості…….....83
2.1.2 Моделювання турбулентних явищ…...……...…...….89
2.1.3 Граничні умови. Чисельна схема…….……...….92
2.1.4 Апробація математичних моделей……..……93
2.2 Апробація математичних моделей і програм для дослідження робочого процесу в моделі осьової турбіни …….……..…..…..94
2.3 Апробація математичних моделей и програм для дослідження робочого процесу в моделі низьконапірної радіально-осьової турбіни…….……....…99
2.4 Фізичне моделювання робочого процесу на гідродинамічному стенді…...109
2.4.1 Методологія визначення характеристик моделей насос-турбін. Критерії подібності.…….……..…….……...109
2.4.2 Опис і характеристики гідродинамічного стенда ЕКС-30 лабораторії гідромашин ІЕМС ім. А.М. Підгорного НАН України…….……..….111
2.5 Висновки до другого розділу…….…….…….120

РОЗДІЛ 3 УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ОСЬОВИХ ТУРБІН ШЛЯХОМ ПРОСТОРОВОГО ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТЕЙ

РОБОЧИХ КОЛІС……..…..123

3.1 Чисельне моделювання гідродинамічних процесів в проточних частинах турбін Каплана……...…….123

3.1.1 Об'єкт дослідження. Умови проведення розрахунків……..……..123

3.1.2 Результати гідродинамічного розрахунку потоку в елементах проточної частини…….…...…….127

3.2 Застосування методу просторового профілювання лопатей робочих коліс турбін Каплана за допомогою навалів. Умови проведення чисельних досліджень…….…….…….…145

3.3 Вплив простого навалу лопатей на структуру потоку та енергетичні характеристики проточної частини……..……...……..147

3.4 Вплив складних втулкових навалів лопатей робочих коліс на структуру течії та енергетичні характеристики…….……..…150

3.5 Дослідження впливу периферійних колових навалів лопатей робочого колеса на структуру потоку та енергетичні характеристики турбіни Каплана…….…..…154

3.6 Вплив периферійних осьових навалів лопатей робочого колеса на структуру потоку і енергетичні характеристики турбіни Каплана……..160

3.7 Вплив комбінованих навалів лопатей робочого колеса на енергетичні показники проточної частини осьової турбіни …….……..166

3.8 Проєктування та дослідження робочого колеса з комбінованими навалами з покращеними показниками……..……...……..167

3.9 Висновки до третього розділу……..……...…….……174

РОЗДІЛ 4 МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ПРОТОЧНИХ ЧАСТИНАХ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ НАСОС-ТУРБІН……..……..……177

4.1 Роль ГАЕС в енергетичних системах……..…177

4.2 Чисельні дослідження робочого процесу в проточних частинах насос-турбін на напори до 200 м…….……...…..178

4.2.1 Результати досліджень у турбінному режимі……..…….……..178
4.2.1.1 Структура потоку в спіральних камерах…….……178
4.2.1.2 Структура потоку в статорі, напрямному апараті і робочому колесі…….186
4.2.1.3 Структура потоку у відсмоктувальній трубі……..…190
4.2.1.4 Енергетичні характеристики елементів проточної частини в турбінному режимі…….……..……...192
4.2.2 Характеристики потоку в елементах проточної частини в насосному режимі……..……..……...……193
4.3 Дослідження робочого процесу радіально-осьових насос-турбін на напори 80–125 м на основі сучасних чисельних методів…….……...……...……196
4.3.1 Постановка задачі. Основні параметри агрегатів Канівської ГАЕС…....196
4.3.2 Вибір елементів проточної частини. Проєктування лопатей робочого колеса……..……..…....199
4.3.3 Результати чисельних досліджень просторової течії в проточній частині з робочим колесом РК5247М насос-турбіни на напори 80–125 м в турбінному режимі……..……..……...202
4.3.4 Результати чисельних досліджень течії в насосному режимі……207
4.4 Експериментальні дослідження моделей насос-турбіни на напори 80–125 м на гідродинамічному стенді ЕКС-30…….....……..…….209
4.4.1 Умови проведення експерименту……....…….209
4.4.2 Результати експериментальних досліджень……....……211
4.4.2.1 Турбінний режим……..……..…….211
4.4.2.2 Насосний режим…….....……..……...213
4.5 Висновки до четвертого розділу…….……..……..215

РОЗДІЛ 5 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В ПРОТОЧНИХ ЧАСТИНАХ НАСОС-ТУРБІНИ З РОБОЧИМИ КОЛЕСАМИ ЗІ СПЛІТЕРАМИ…..…….……...218
5.1 Розроблення та виготовлення робочих коліс зі сплітерами……..218

5.2 Експериментальні дослідження впливу геометричних параметрів сплітерів робочих коліс на енергетичні характеристики моделей насос-турбіни……..…….……..220
5.2.1 Результати досліджень в турбінному режимі……..……...…220
5.2.2 Результати досліджень в насосному режимі……...……226
5.3 Чисельні дослідження впливу геометричних параметрів сплітерів робочих коліс на характеристики моделей насос-турбіни…...…….……231
5.3.1 Результати чисельних досліджень в турбінному режимі……...……..231
5.3.2 Результати чисельних досліджень в насосному режимі……..…..…234
5.4 Чисельні дослідження сплітерних робочих коліс зі збільшеною кількістю лопатей……..……..……238
5.5 Висновки до п’ятого розділу……...……..……....….242

РОЗДІЛ 6 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПРОСТОРОВОГО ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТЕЙ РОБОЧИХ КОЛІС РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ НАСОС-ТУРБІН НА ЕНЕРГЕТИЧНІ І ПУЛЬСАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ…..……..…245
6.1 Метод просторового профілювання лопатей радіально-осьових робочих коліс турбомашин для ГАЕС за допомогою колових навалів ….....…….……245
6.2 Чисельні дослідження впливу просторової форми лопатей робочих коліс на структуру потоку і енергетичні показники в турбінному режимі……..…...247
6.3 Експериментальні дослідження впливу просторової форми лопатей робочих коліс на енергетичні характеристики…….……261
6.3.1 Результати досліджень в турбінному режимі…….……..261
6.3.2 Результати досліджень в насосному режимі……..…...268
6.4 Дослідження впливу колових навалів лопатей робочих коліс на пульсаційні характеристики моделі насос-турбіни……...…….272
6.5 Експериментальні дослідження впливу встановлення ребер у дифузорі відсмоктувальної труби насос-турбіни на рівень пульсацій тиску у турбінному режимі…….……..…….280
6.6 Дослідження впливу геометричних параметрів робочих коліс на енергетичні

характеристики моделей насос-турбін…….……..…..286
6.6.1 Проєктування нової серії робочих коліс……..……..…..286
6.6.2 Чисельне моделювання робочого процесу в турбінному режимі…...….287
6.6.3 Експериментальні дослідження моделей робочих коліс серії РК5252….291
6.7 Висновки до шостого розділу…….……..……...……....294

ВИСНОВКИ……..……..…..…297
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ……...…….....……...301
ДОДАТОК А. ІНФОРМАЦІЯ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ…….....……...……328
ДОДАТОК Б. СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ……..……333

ВСТУП

Актуальність теми. Гідроенергетика – галузь відновлюваної енергетики, що заснована на перетворенні кінетичної та потенціальної енергії потоку води в електричну. Гідроенергетика забезпечує близько 20 % світового видобутку електроенергії.

На початок 2022 року в енергетичному комплексі України ГЕС і ГАЕС посідали третє місце після теплових та атомних. Їх сумарна встановлена потужність становила близько 12,3 % загальної потужності Об'єднаної енергетичної системи країни, а середньорічний виробіток електроенергії гідроелектростанціями дорівнював 10,8 млрд кВт·год.

Гідроенергетика України є невід'ємною частиною енергетичного комплексу країни. Турбомашини ГЕС і ГАЕС мобільно покривають пікову частину загального графіка навантаження і являють собою аварійний і частотний резерв енергосистеми. Робота агрегатів у режимі синхронного компенсатора забезпечує як вироблення, так і споживання реактивної потужності.

Енергетичні показники сучасних турбін і насос-турбін є високими. Щоб підвищити їх ефективність необхідно застосовувати нові наукоємні підходи до проєктування і дослідження робочих процесів в моделях проточних частин, в першу чергу в робочому колесі.

Для подальшого вдосконалення проточних частин турбін існує необхідність детального вивчення та аналізу робочого процесу в усіх їх елементах. Незважаючи на знання значної кількості гідродинамічних закономірностей, отриманих при проєктуванні та дослідженні турбін для ГЕС і ГАЕС, кожна нова проточна частина має свої індивідуальні відмінності, які істотно впливають на її характеристики. На сьогоднішній день основним методом вивчення, проєктування та доведення турбін для ГЕС і ГАЕС є фізичний експеримент на спеціалізованих гідродинамічних стендах. Починаючи з 70–80-х років минулого сторіччя суттєво збільшилася питома

частка чисельного експерименту. Підвищення значення чисельного експерименту стало можливим завдяки розробці більш досконалих математичних моделей течії, гідродинамічних методів проєктування проточних частин та розрахунку потоку, а також обчислювальних методів, алгоритмів і програм. Його основними перевагами порівняно з фізичним експериментом є істотно менші фінансові, трудові та часові витрати, а також більш висока інформативність результатів.

Серед українських вчених і дослідників робочого процесу в моделях турбін для ГЕС і ГАЕС треба відмітити Г. Проскуру, Д. Алексапольського, І. Веремеєнка, А. Русанова, В. Барліта, О. Потетенка, П. Васька, В. Дєдкова, П. Сухореброго, С. Косторного; серед закордонних H. Brekke, Ya. Steller, H. Wu, M. Sallaberger, H. Nilsson, R. Schilling, P. Jonsson та багато інших.

При проєктуванні нових турбін і модернізації існуючих сьогодні крім вимог підняття рівня максимального коефіцієнту корисної дії і потужності, практично завжди встає питання розширення діапазону надійної експлуатації агрегатів в зону часткових навантажень. При роботі в таких умовах за робочим колесом утворюються вихрові джгути, що можуть стати причиною виникнення пульсацій тиску у відсмоктувальній трубі, що в свою чергу, призводить до вібрацій агрегату і зниження ефективності роботи.

Таким чином, створення і розвиток наукових основ покращення енергетичних і пульсаційних характеристик турбін для ГЕС і ГАЕС є актуальною науковою і прикладною проблемою.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційну роботу виконано у відділі термогазодинаміки енергетичних машин Інституту енергетичних машин і систем ім. А. М. Підгорного НАН України у рамках держбюджетних тем НАН України: «Розробка та удосконалення методів математичного та фізичного моделювання просторових в'язких турбулентних течій рідини та газу в елементах проточних частин парових, газових та гідравлічних машин» (№ ДР 0109U001425), «Удосконалення робочих процесів в проточних частинах енергетичних машин

на основі методів математичного і фізичного моделювання просторових в'язких течій рідини і газу» (№ ДР 0114U001440), «Моделювання та дослідження фізичних процесів в елементах енергетичних машин з метою підвищення їх ефективності та надійності» (№ ДР 0119U000655), «Підвищення ефективності робочих процесів та надійності елементів енергетичних машин й технологічного обладнання з використанням методів математичного і фізичного моделювання» (№ ДР 0124U000172); науково-дослідних робіт «Підвищення ефективності та збільшення потужності осьових поворотно-лопатевих гідротурбін ПЛ20, призначених для модернізації ГЕС Дніпровського каскаду» (№ ДР 0116U005054), «Чисельне дослідження течії рідини в проточній частині радіально-осьової гідротурбіни по проекту модернізації ГЕС Дхаліпур (Індія)» (№ ДР 0118U003633), «Розроблення гідродинамічних та конструктивних заходів, спрямованих на підвищення надійності та подовження ресурсу гідроагрегатів ГАЕС, що працюють у режимах часткового навантаження» (№ ДР 0121U110587), в яких здобувач був відповідальним виконавцем і виконавцем окремих етапів.

Мета і завдання дослідження. *Метою дисертаційної роботи* є створення науково обґрунтованих основ покращення енергетичних характеристик і розширення діапазону роботи турбомашин для ГЕС і ГАЕС в зону часткових навантажень за допомогою сучасних методів проєктування і дослідження робочого процесу в проточних частинах.

Для досягнення зазначеної мети поставлено і розв'язано такі *основні завдання*:

– на основі аналізу сучасних літературних джерел встановити найбільш перспективні напрямки удосконалювання турбомашин різного типу для ГЕС і ГАЕС і методи дослідження робочого процесу у проточних частинах;

– на основі чисельних досліджень робочого процесу в проточних частинах турбін Каплана і Френсіса обґрунтувати можливість часткової заміни фізичного моделювання течії на гідродинамічному стенді на математичне;

– в чисельний і експериментальний спосіб науково обґрунтувати

перспективність застосування радіально-осьових робочих коліс підвищеної швидкохідності зі збільшеною кількістю лопатей суттєво просторової форми в насос-турбінах на напори 80-125 м для підвищення ефективності і розширення діапазону експлуатації;

– розробити та удосконалити методи просторового профілювання лопатей робочих коліс за допомогою простих і складних, втулкових і периферійних, осьових і колових навалів для осьових турбін і колових для радіально-осьових;

– шляхом чисельного моделювання робочого процесу встановити закономірності впливу просторового профілювання за допомогою різних типів навалів лопатей осьового робочого колеса турбіни Каплана на структуру течії та енергетичні характеристики, на основі яких спроєктувати високоефективне колесо для модернізації ГЕС Дніпровського каскаду;

– за допомогою комплексних чисельних і експериментальних досліджень течії рідини в моделях насос-турбін встановити закономірності впливу колових навалів лопатей радіально-осьових робочих коліс на структуру потоку, енергетичні і пульсаційні характеристики проточних частин;

– на основі експериментальних досліджень течії в моделях радіально-осьових насос-турбін дослідити закономірності впливу встановлених у відсмоктувальну трубу вирівнювальних ребер та їх довжини на вид амплітудно-частотних спектрів і рівень пульсацій тиску;

– на основі встановлених закономірностей впливу геометричних параметрів робочого колеса насос-турбіни на енергетичні характеристики спроєктувати і дослідити нове високоефективне робоче колесо для впровадження його на 5-7 агрегатах Дністровської ГАЕС;

– розробити методику проєктування і дослідження робочих коліс радіально-осьових насос-турбін з додатковими вкороченими лопатями (сплітерами);

– на основі чисельних і експериментальних досліджень встановити закономірності впливу геометричних параметрів сплітерних лопатей робочих коліс насос-турбін на структуру потоку і енергетичні характеристики в

турбінному і насосному режимах.

Об’єкт дослідження – гідродинамічні процеси в проточних частинах турбомашин різного типу для ГЕС і ГАЕС.

Предмет дослідження – вплив просторового профілювання лопатей робочих коліс турбомашин різного типу і конструктивних рішень в проточних частинах турбін на структуру течії, енергетичні і пульсаційні характеристики.

Методи дослідження. Використовувалися методи математичного моделювання, методи теоретичної гідрогазодинаміки, теорія подібності. Математичне моделювання гідродинамічних процесів в турбінах для ГЕС і ГАЕС проведено із застосуванням методів обчислювальної гідрогазодинаміки за допомогою програмного комплексу *IPMFlow* (розробка ІЕМС). Експериментальні дослідження проведено на енергокавітаційному стенді ЕКС-30 ІЕМС, Харків.

Наукова новизна одержаних результатів. В результаті проведених досліджень розв’язано актуальну наукову проблему підвищення ефективності проточних частин турбін різних типів та розширення діапазону їх експлуатації. У процесі вирішення визначених завдань у роботі отримано такі наукові результати:

– **вперше** для турбомашин ГЕС і ГАЕС запропоновано універсальний метод просторового профілювання лопатей осьових і радіально-осьових робочих коліс, який базується на застосуванні навалів у коловому і осьовому напрямках. Це дозволило формалізувати єдиний підхід до гідродинамічного вдосконалення проточних частин та забезпечити підвищення енергетичних характеристик у широкому діапазоні робочих режимів;

– **вперше** встановлено закономірності впливу величин колових і осьових навалів лопатей робочих коліс осьових поворотно-лопатевих турбін (турбін Каплана) на структуру потоку, кінематичні і енергетичні показники у відсмоктувальній трубі; це дозволяє забезпечити взаємне узгодження структури потоку в елементах проточної частини та підвищити енергетичну ефективність турбіни як при проєктуванні нових, так і під час модернізації існуючих об'єктів;

– **вперше** встановлено науково обґрунтовані закономірності взаємозв'язку між величинами колових навалів лопатей робочих коліс радіально-осьових насос-турбін середньої швидкохідності і структурою просторового потоку та енергетичними показниками в турбінному і насосному режимах. Отримані результати чисельного моделювання та експериментальних досліджень дозволили визначити напрямки гідродинамічного вдосконалення робочих коліс, що забезпечують розширення діапазону експлуатації та підвищення ефективності турбомашин (зокрема, на прикладі насос-турбіни Дністровської ГАЕС);

– **вперше** експериментально встановлено закономірності впливу просторового профілювання лопатей радіально-осьових робочих коліс насос-турбін на пульсаційні характеристики і амплітудно-частотні спектри тиску у відсмоктувальній трубі, що дозволило знизити амплітуди тиску до рівня нижче 8 % та забезпечити стабільну роботу насос-турбіни в зоні часткових навантажень;

– **вперше** експериментально встановлено характер змін амплітудно-частотних спектрів і амплітуд пульсацій тиску у відсмоктувальній трубі насос-турбін середньої швидкохідності при встановленні у дифузор стабілізуючих вирівнювальних ребер; це дозволило забезпечити цілеспрямоване обмеження впливу вихрового джгута на режимах часткового навантаження та знизити значення амплітуд пульсацій тиску на таких режимах до 50 % (залежно від витрати);

– **вперше** на основі комплексних чисельних та експериментальних досліджень встановлено закономірності впливу геометричних параметрів сплітерів робочих коліс радіально-осьових насос-турбін середньої швидкохідності на структуру потоку та енергетичні характеристики в турбінному і насосному режимах. Виявлені залежності дозволили обґрунтувати вибір найбільш раціональних геометричних параметрів сплітерів для мінімізації гідродинамічних втрат та розширення діапазону ефективної роботи в зону часткових навантажень.

– **набув подальшого розвитку** метод проєктування робочих коліс радіально-осьових турбомашин шляхом додавання встановлених зв'язків між просторовою формою лопатевих систем та енергетичними характеристиками. На відміну від існуючих, метод базується на додатковому врахуванні геометричних параметрів: величин навалів, кількості лопатей, конфігурації вхідних і вихідних кромок, що дозволяє ще на стадії розроблення цілеспрямовано покращувати характеристики турбомашин у розширеному діапазоні експлуатації.

Практичне значення отриманих результатів для підприємств галузі енергетичного машинобудування:

– доведено можливість часткової заміни дорогих експериментальних досліджень моделей турбін на гідродинамічних стендах на чисельні з урахуванням особливостей течії у всіх елементах проточних частин, що дозволяє суттєво знизити терміни і вартість проєктувальних робіт;

– доведено переваги застосування робочих коліс насос-турбін підвищеної швидкохідності зі збільшеною кількістю лопатей суттєво просторової форми, розроблено високоефективну проточну частину для ГАЕС з напорами 80-125 м;

– запропоновано універсальний метод профілювання лопатей робочих коліс Каплана і Френсіса, заснований на застосуванні різних видів навалів, що дозволяє підвищити якість проєктування та ефективність проточних частин турбін;

– встановлені закономірності впливу просторового профілювання лопатей робочих коліс за допомогою навалів на структуру потоку, пульсаційні та енергетичні характеристики в широкому діапазоні режимних параметрів є науково обґрунтованою основою подальшого удосконалювання проточних частин при проєктуванні нових і модернізації існуючих турбін для ГЕС і ГАЕС;

– отримані залежності впливу встановлення вирівнювальних ребер у дифузор відсмоктувальної труби радіально-осьової насос-турбіни на рівень пульсацій тиску є обґрунтуванням можливості розширення діапазону надійної

роботи гідроагрегатів в зону часткових навантажень;

– результати дисертаційних досліджень впроваджено в АТ «Українські енергетичні машини» при модернізації турбін Кременчуцької ГЕС і при проєктуванні гідроагрегатів № 5-7 Дністровської ГАЕС, а також в ТОВ «Харківтурбоінжинірінг» при розробці проєкту ГЕС Дхаліпур (Індія).

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати досліджень за темою дисертації доповідались, обговорювались і одержали позитивну оцінку на таких конференціях: Міжнародна науково-технічна конференція «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2010–2020, 2023–2025 р.); Міжнародна науково-технічна конференція «Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (м. Харків, 2009, 2012, 2015, 2017, 2019); «Физико-технические проблемы енергетики и пути их решения 2011» (Харків, ФТПЭПР-2011), XVI, XXI Міжнародному конгресі двигунобудівників (Рибачє, Коблево, 2011, 2016 р.); XXII Міжнародна науково-практична конференція «Фізичні і комп'ютерні технології» (м. Харків, 2016 р.), «Актуальні проблеми інженерної механіки» (м. Одеса, 2020), Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering-Synergetic Engineering (Kharkiv, 2020); International Conference on Advanced Mechanical and Power Engineering (Kharkiv, CAMPE-2021, 2023, 2025); IEEE KhPI Week on Advanced Technology, Kharkiv, 3–7 October, 2022.

Результати досліджень, що становлять основу дисертаційної роботи, отримали високу оцінку наукової і науково-технічної спільноти України. В 2020 р. рішенням Президії НАН України за цикл робіт «Науково-технічні основи моделювання та проектування високоефективних проточних частин енергетичних турбоустановок» у співавторстві з А.В. Русановим і В.І. Гнесіним дисертанту присуджена премія імені Г.Ф. Проскури НАН України (за видатні роботи в галузі енергетики). В 2021 р. за роботу «Створення високоекономічних гідроагрегатів для ГЕС України» здобувачу у складі авторського колективу присуджено звання лауреата Національної премії України імені Бориса Патона.

Публікації. Основний зміст дисертаційної роботи відображено у 36 публікаціях, а саме: двох монографіях [1–2], 26 статтях у фахових наукових виданнях [3–28] (в тому числі 3 у міжнародних наукометричних базах Scopus), 6 у доповідях та тезах доповідей в збірниках матеріалів конференцій [29, 30, 31, 32, 34, 35], з них 5 внесено до наукометричної бази Scopus [30, 31, 32, 34, 35], статті у фаховому журналі [33], патент [36].

Особистий внесок здобувача. Опубліковані матеріали повністю відображають зміст теоретичних і експериментальних досліджень, представлених у дисертаційній роботі.

Всі основні наукові результати дисертаційної роботи отримані безпосередньо здобувачем. Статті [10, 11] написано без співавторів. У написаних у співавторстві роботах, які наведено у списку опублікованих праць за темою дисертації О. Хорєву належать такі результати:

– удосконалено математичну модель і чисельний метод розв’язання задачі дослідження течії нестисливої в’язкої рідини в проточних частинах гідромашин, верифікація програми *IPMFlow* на прикладі чисельного дослідження робочого процесу в проточних частинах турбіни Каплана і радіально-осьової насос-турбіни [1];

– проведено чисельні дослідження течії нестисливої в’язкої рідини в елементах проточної частини номенклатурної осьової гідротурбіни ПЛ20/811, аналіз залежності структури потоку і енергетичних показників від режимних параметрів: в області напрямного апарату і робочого колеса [3, 6, 8], спіральної камери [5], відсмоктувальної труби [7, 8];

– в чисельний і експериментальний спосіб дослідив енергетичні характеристики нової ортогональної малої гідротурбіни на низькі напори [4];

– на основі встановлення впливу геометричних параметрів напрямних і робочих лопаток турбіни на енергетичні характеристики виконав аеродинамічне удосконалення 3–12 ступенів циліндру високого тиску [9];

– постановка задачі, проведення чисельних досліджень течії нестисливої в’язкої рідини в моделі турбіни Каплана Кременчуцької ГЕС і дослідження

впливу режимних параметрів на структуру потоку і енергетичні характеристики в широкому діапазоні експлуатації, висновки [2, 12, 15, 21];

– запропонував застосування простого колового навалу лопатей робочих коліс турбін Каплана як напрям підвищення ефективності проточних частин та дослідив його вплив на структуру потоку і енергетичні характеристики [13];

– постановка задачі, адаптація методу просторового профілювання лопатей за допомогою складних колових навалів для робочих коліс турбін Каплана, аналіз його впливу на структуру потоку та енергетичні характеристики проточної частини [2, 14]; в тому числі із урахуванням відсмоктувальної труби [16];

– дослідив вплив колового навалу лопатей робочих коліс осьових гідротурбін на розподіл відновлення тиску, структуру потоку і енергетичні показники у відсмоктувальній трубі [17];

– виконав попередні чисельні розрахунки енергетичних показників модифікацій робочих коліс моделей турбін Каплана для модернізації гідроагрегатів Кременчуцької ГЕС [18];

– постановка задачі, чисельні дослідження впливу осьового навалу лопатей робочих коліс осьових гідротурбін на структуру потоку і енергетичні показники проточних частин [2, 19];

– постановка задачі, запропонував метод просторового профілювання лопатей робочих коліс турбін Каплана за допомогою комбінованих навалів: одночасно колових і осьових, спроєктував робоче колесо з таким навалом і дослідив його енергетичні характеристики [2, 20, 33];

– спроєктував серію робочих коліс радіально-осьової насос-турбіни на напори до 125 м (Канівська ГАЕС), чисельно [22, 23] і експериментально [32] дослідив робочий процес в проточних частинах та виявив вплив геометричних параметрів робочих коліс на структуру потоку і енергетичні показники в широкому діапазоні турбінного і насосного режимів;

– на основі математичного моделювання робочого процесу в проточній частині турбіни Френсіса РО45, аналізу структури потоку і енергетичних

характеристик в усіх елементах проточної частини довів можливість і доцільність заміни фізичного експерименту на гідродинамічному стенді на чисельний за допомого сучасних програмних засобів [24];

– постановка задачі, запропонував метод просторового профілювання лопатей робочих коліс радіально-осьового типу за допомогою колових навалів і на його основі спроєктував серію коліс моделей насос-турбін на напори до 200 м [25, 26]. В чисельний [25] і експериментальний [26] спосіб отримав залежності структури потоку і енергетичних характеристик від значень навалів;

– постановка задачі, для радіально-осьових насос-турбін на напори до 200 м в експериментальний спосіб встановив вплив просторового профілювання лопатей робочого колеса за допомогою колових навалів на пульсаційні характеристики у відсмоктувальній трубі [27];

– проєктування серії робочих коліс насос-турбіни та дослідження впливу їх геометричних параметрів на енергетичні характеристики [28, 36]

– постановка задачі, запропонував методологію проєктування сплітерних робочих коліс радіально-осьових насос-турбін та в чисельний та експериментальний спосіб встановив залежності структури потоку і енергетичних характеристик моделей від геометричних параметрів сплітерних лопатей в турбінному [29, 31] і насосному [30] режимах;

– дослідив в експериментальний спосіб вплив встановлення у відсмоктувальну трубу моделі насос-турбіни вирівнювальних ребер та їх довжини на рівень пульсацій тиску у проточній частині [35].

– в чисельний спосіб встановив вплив встановлення вирівнювальних ребер у дифузор відсмоктувальної труби насос-турбіни на рівень пульсаційних показників [34].

Формулювання проблем і задач досліджень здійснювалося разом з науковим консультантом.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається з анотації, вступу, 6 розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 337 сторінки тексту,

184 рисунки за текстом; 6 рисунків на 6 окремих сторінках; 18 таблиць за текстом; 2 таблиці на 2 окремих сторінках; 251 найменування використаних джерел на 27 сторінках; 2 додатки на 10 сторінках.

РОЗДІЛ 1
СУЧАСНИЙ СТАН РІШЕННЯ ПРОБЛЕМ УДОСКОНАЛЮВАННЯ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ТУРБІН ДЛЯ ГЕС І ГАЕС

1.1 Сучасний стан і роль гідроенергетики у світі і в Україні

1.1.1 Роль гідроенергетики у відбудові і розвитку економіки України

На початок 2024 року світова потужність відновлюваної енергетики становила 4448 ГВт, збільшившись за рік на рекордні 585 ГВт, або на 15 % [1]. Майже половина всіх нових потужностей були додані в Азії. Найбільший внесок припадає на Китай, який додав 374 ГВт нових потужностей. Відновлювані джерела енергії в Європі та Північній Америці зросли на 70,0 ГВт та 45,9 ГВт відповідно. Південна Америка збільшила потужність на 22,6 ГВт, Африка на 4,2 ГВт [1].

Хоч на сьогодні гідроенергетика є лідером світових потужностей відновлюваної енергетики – 1425 ГВт, приріст сонячної та вітрової енергетики склав 90 % усіх нових потужностей відновлюваної енергетики у 2023 році. В гідроенергетиці встановлена потужність в світі зросла за рік на 16 ГВт, що у відсотковому відношенні дещо нижче показників останніх років [1].

Беручи до уваги випереджаючий розвиток вітрової і сонячної енергетики, надзвичайно важливим стає питання регулювання нерівномірності графіку добового споживання електроенергії. Одним з головних і перспективних шляхів для акумулювання енергії, створення надійного мобільного регулюючого резерву є будівництво нових гідроакумулюючих станцій [2].

Інтеграція відновлювальних джерел у енергетику потребує від турбомашин для ГЕС і ГАЕС більший рівень маневреності, що призводить до падіння ефективності, виникненню кавітації, гідроакустичного резонансу і нестабільності потоку, які, у свою чергу, призводять до коливань тиску, вібрації, шуму та передчасного зносу обладнання [3]. В сучасних умовах турбіни часто мають працювати на неоптимальних режимах [4].

Повідомляється, що деякі існуючі турбіни зазнають значних вібрацій при роботі вже навіть у режимі 70 % від номінальної потужності [5]. Залежно від режиму роботи в турбінах і насос-турбінах можуть виникати різні явища, включаючи утворення міжлопатевого вихору та прецесуючого вихору у відсмоктувальній трубі (ВТ) при частковому навантаженні, автоколивального кавітаційного вихору при повному навантаженні [6].

Інтеграція Об'єднаної енергетичної системи України з європейською *ENTSO-E*, можливе членство в ЄС, широка технологічна підтримка західних країн ЄС та США створюють реальним побудову потужної економіки. Інтеграція української енергетичної системи на початку 2022 р. з європейською є стартом для нових умов, підвищення надійності експлуатації і можливого збільшення у повоєнні часи експорту електроенергії [7].

Потужності гідроенергетики України становлять приблизно 12 % загальної потужності ОЕС, але мають важливе значення з забезпечення її стабільної роботи, забезпечуючи частотний і аварійний резерв [7].

В країнах Євросоюзу на кінець 2021 року частка зеленої електроенергії, зокрема ГЕС, ВЕС та СЕС, становила 38 %, АЕС – 25 %, а з викопного палива – 37 % [7]. В Україні на той час було вироблено ВДЕ 14,7 %, зокрема ГЕС і ГАЕС 6,7 %, СЕС, ВЕС – 8 %, АЕС – 55 %, ТЕС – 30,3 % [7].

Атомна енергетика України в найближчі роки має залишитися фундаментом ОЕС із поступовим зменшенням потужностей ТЕС, тому з випереджаючим зростанням ВДЕ, проблема регулювання ОЕС стає ключовим питанням, головним шляхом розв'язання якого є збільшення потужностей ГЕС і ГАЕС [7, 8, 9, 10].

На рис. 1.1 наведено структуру (за планом Міністерства енергетики України) виробництва електричної енергії ОЕС України на кінець 2021 р.



Рисунок 1.1 – Обсяги виробництва електричної енергії ОЕС України на кінець 2021 р., млрд кВт·год

В Україні гідропотужності всіх ГЕС і ГАЕС до початку повномасштабної війни забезпечували середній річний виробіток електроенергії 11 млрд кВт·год із загальною потужністю 4,8 млн кВт, в тому числі малі ГЕС (потужністю станції до 10 МВт) – всього 0,1 млн кВт (2,1 % загальної потужності) з виробітком 0,23 млрд кВт·год (2,3 % загального виробітку). У деяких країнах ЄС (Австрії, Франції, Італії, Польщі, Швейцарії тощо) потужність малих ГЕС становить 8–20 % загальної потужності ГЕС [7].

Відповідно до проєктних досліджень спеціалістами ПрАТ «Укргідропроекту» невикористаний гідроенергетичний потенціал України може сягнути 4 млрд кВт·год середніх і малих ГЕС, в тому числі малих ГЕС 1,0–1,5 млрд кВт·год. Більша частина площадок для цих ГЕС знаходиться на заході країни в карпатському регіоні [7].

1.1.2 ГЕС Дніпровського і Дністровського каскадів

На початок 2022 року основу гідроенергетики України складали ГЕС ПрАТ «Укргідроенерго», куди входять такі станції:

Київська ГАЕС	– 6 агрегатів, введена в експлуатацію в 1977 р.;
Київська ГЕС	– 20 агрегатів, введена в експлуатацію в 1968 р.;
Канівська ГЕС	– 24 агрегати, введена в експлуатацію в 1975 р.;
Кременчуцька ГЕС	– 12 агрегатів, введена в експлуатацію в 1960 р.;
Середньодніпровська ГЕС	– 8 агрегатів, введена в експлуатацію в 1964 р.;
Дніпрогес-1	– 9 агрегатів, введена в експлуатацію в 1932, відновлена в 1947;
Дніпрогес-2	– 8 агрегатів, введена в експлуатацію в 1981 р.;
~~Каховська ГЕС~~	~~– 6 агрегатів, введена в експлуатацію в 1956 р.;~~
Дністровська ГЕС-1	– 6 агрегатів, введена в експлуатацію в 1984 р.

Усього 99 (з урахуванням 6 агрегатів Каховської ГЕС, станом на 24.02.2022 р.) гідроагрегатів загальною встановленою потужністю 4614 МВт (при розрахункових напорах і врахуванням Каховської ГЕС). З представленої інформації видно, що гідроагрегати на цих станціях вже давно відпрацювали припустимий ресурс експлуатації, вимагають модернізації або повної заміни для можливості подальшої надійної участі в покритті графіка навантаження об'єднаної енергосистеми України і активної роботи в регулюванні потужності та частоти.

Подальший розвиток гідроенергетики України потребує реконструкції і технічного вдосконалення цих гідровузлів [11, 12]. Заміну фізично застарілого обладнання слід здійснювати на сучасному рівні, підвищуючи не тільки потужність нових установок, але і створюючи високоекономічні агрегати з розширеною зоною їх діяльності та зі зменшенням впливу на навколишнє середовище.

Європейський банк реконструкції і розвитку після проведеного в 1994 році аналізу економічної доцільності реконструкції дав згоду на часткове фінансування програми реконструкції.

Основними цілями реконструкції є продовження терміну експлуатації ГЕС, збільшення їх потужності, підвищення ефективності, надійності, вимог

охорони довкілля, поліпшення якості виробленої електроенергії за рахунок удосконалювання системи керування, створення сучасних умов праці відповідно до діючих нормативних документів.

Уточнені проєктом реконструкції характеристики гідросилового обладнання (турбін і генераторів) стали основою для науково-технічних пошуків щодо поліпшення проточних частин (ПЧ) турбін для ГЕС для забезпечення можливості створення нових проточних частин з високими енергокавітаційними характеристиками, що відповідають передовому світовому рівню.

Такі роботи були виконані фахівцями ІЕМС. На основі результатів теоретичних досліджень і експериментів на гідродинамічному стенді визначено концепцію створення нових моделей турбін для ГЕС і ГАЕС при їх реконструкції та новому будівництві.

Шляхом розвитку математичних моделей просторової течії в'язкої нестисливої рідини, алгоритмів і чисельних методів удосконалено комплекс програм *IPMFlow*, що вперше в Україні дозволило з високою кількісною і якісною достовірністю проводити дослідження робочого процесу в ПЧ турбомашин різного типу для ГЕС і ГАЕС.

Вся велика гідроенергетика України представлена фактично двома каскадами ГЕС і трьома ГАЕС, побудованими на основних річках: Дніпрі та Дністрі. Каскад на Дніпрі включає в себе шість ГЕС і одну ГАЕС, Дністровський каскад – дві ГЕС і одну ГАЕС.

Дніпровський каскад складається (на 2022 р.) з шести водосховищ, які змикаються своїми б'єфами і утворюють безперервний глибоководний суднoплавний шлях від Чорного моря до Києва і вище.

В ОЕС України в умовах дефіциту маневрених потужностей ГЕС та ГАЕС Дніпровського каскаду виконують найважливіші функції:

– покривають пікову частину добового графіка навантаження енергосистеми;

– є мобільним аварійним і частотним резервом ОЕС України;

– виробляють або споживають реактивну енергію при роботі в режимі синхронного компенсатора.

На рис. 1.2 показано поздовжній переріз каскаду Дніпровських ГЕС.

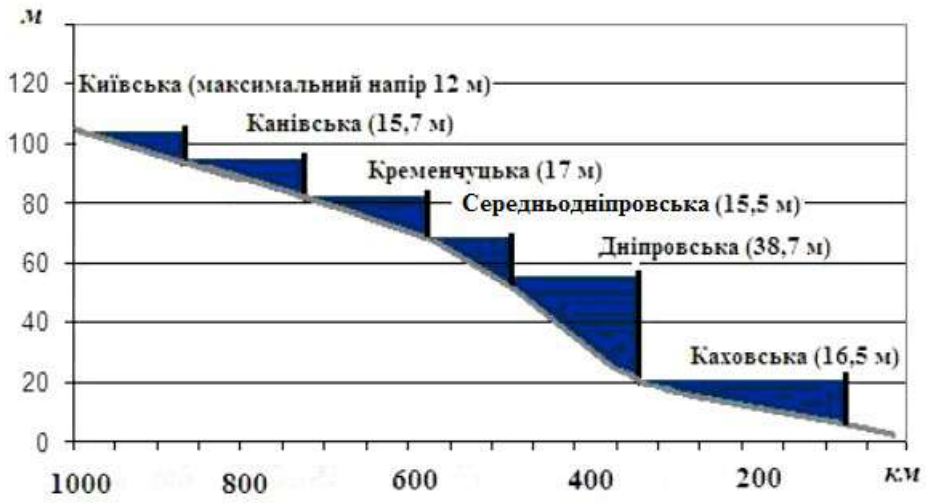


Рисунок 1.2 – Поздовжній переріз каскаду Дніпровських ГЕС

Як видно з рисунку, максимальні напори на ГЕС каскаду складають, в основному, величину від 12 до 17 метрів, і тільки на Дніпровській ГЕС – 38,7 м. Для більш низьких напорів найкращими є турбіни осьового типу, і тому на всіх ГЕС Дніпровського каскаду (крім Дніпровської-1) встановлені осьові поворотно-лопатеві турбіни (Каплана) різної потужності. На напорі Дніпровській ГЕС (38,7 м) можуть працювати як осьові, так і радіально-осьові агрегати, тому на ДніпроГЕС-1 були встановлені радіально-осьові турбіни (Френсіса), а на ДніпроГЕС-2 поворотно-лопатеві і пропелерні турбіни, які при реконструкції замінено на поворотно-лопатеві.

Переважаюча кількість осьових турбін на ГЕС каскаду викликала найбільш пильну увагу науково-технічних фахівців гідроенергетики України до виконання наукових досліджень щодо поліпшення енергокавітаційних характеристик ПЧ турбін Каплана і підвищенню їх ефективності. Саме на прикладі гідротурбін Кременчуцької ГЕС, що має найбільший гідроенергетичний потенціал, фахівцями ІЕМС НАН України було виконано дослідницькі роботи, що дозволили отримати нові високоефективні ПЧ та робочі колеса (РК) турбін цього типу.

1.1.3 ГАЕС України

Із повоєнним розвитком ОЕС України головним джерелом забезпечення потреб у високоманеврових регулюючих та акумулюючих потужностях мають стати саме ГАЕС. Вони становлять майже 94 % всіх регулюючих відновлюваних потужностей та мають істотні переваги за вартістю, ємністю, термінами експлуатації над промисловими акумуляторами. ГАЕС не тільки виробляють електроенергію як ГЕС, а й споживають надлишки електроенергії, які виробляють АЕС у нічні години або ВЕС і СЕС протягом доби, закачуючи воду з нижньої водойми у верхню.

Загальна потужність ГАЕС у світі становить приблизно 170 ГВт, зокрема в Європі більш як 53 ГВт (в Німеччині – 5,7 ГВт, Франції – 5,7 ГВт, Італії – 4 ГВт). Встановлена потужність ГЕС в світі за 2021 рік збільшилася на 25 ГВт, серед яких 6,3 ГВт – нові потужності ГАЕС [8]. За даними Міжнародної гідроенергетичної асоціації, до 2030 року прогнозують збільшення їхніх потужностей вдвічі.

В Україні на сьогодні потужність ГАЕС (Київської, Дністровської і Ташлицької) становить лише 2,0 ГВт. Першочерговим завданням є завершення будівництва Дністровської ГАЕС із введенням останніх агрегатів № 5–7 і вирішення питань щодо Ташлицької ГАЕС. В Україні є майданчики для нових перспективних середніх (потужністю до 300 МВт) та великих (потужністю 500–1300 МВт) ГАЕС попередньо загальною потужністю 10 ГВт. Саме вони спроможні значною мірою забезпечити балансування ОЕС України з подальшим її розвитком [7, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19].

До найбільш перспективних великих ГАЕС відносять [15, 16]:

– Канівська ГАЕС, 4 агрегати з потужністю в генераторному режимі 250 МВт кожний; напір в насосному режимі 113 м;

– Червонооскольська ГАЕС на р. Оскол потужністю 890 МВт при середньому

напорі 84 м з використанням Червоноосколського водосховища;

– Ломачинська ГАЕС на Дністровському водосховищі у Південно-Західному регіоні потужністю 1100 МВт при середньому напорі 125 м;

– Закарпатська ГАЕС на р. Тереблі поблизу західного кордону України у потужністю 1300 МВт (4 гідроагрегати) при середньому напорі 500 м з використанням Теребліського водосховища.

1.1.4 Мала енергетика України

Перспективним напрямком є розвиток малої енергетики. В кінці 60-х років минулого століття в Україні працювало близько 1000 малих ГЕС. На 2005 рік збереглося 160, з них працювало тільки 74. Встановлена потужність малих ГЕС становить 106 МВт, виробництво електроенергії – від 278 до 395 млн кВт·год на рік в залежності від метеорологічних умов. Всього ж економічний гідропотенціал малих річок України складає близько 3,75 млрд кВт·год, тобто на сьогодні він освоєний приблизно на 10 % [8].

Як показали події воєнного часу, перспективним є також застосування мікроГЕС, які забезпечують електричною енергію дрібних споживачів. Міні- та мікроГЕС є повністю екологічним джерелом енергії, оскільки мінімально впливає на ландшафт і не призводить до викидів шкідливих речовин. Такі ГЕС не потрібують будівлі греблі та зміни природного русла річок. Важливою перевагою мікроГЕС є можливість їх монтажу у віддалених регіонах з відсутністю можливості підключення до централізованого енергопостачання. Такі міністанції мають стати джерелом забезпечення електричною енергією віддалених ферм, турбаз та інші. Крім того, міні- та мікроГЕС можуть стати допоміжним джерелом електроенергії, яке знижую пікові навантаження графіку добового споживання електрики.

Спеціалісти ІЕМС також брали участь у розв’язанні цієї проблеми. В роботі [20] наведено результати розробок цілої низки конструкцій: турбіни Банки, осьової прямоточної турбіни, турбіни для аерації повітря у водоймах

та інші. В [21] наведено результати проєктування, чисельного та експериментального дослідження на гідродинамічному стенді ортогональної малої ГЕС, приведено її енергетичні показники, відмічено її недоліки й переваги. В роботах [22, 23] наведено результати розробки агрегату мікроГЕС, що складається з прямоточної гідротурбіни, генератора зі збудженням на постійних магнітах Nd-Fe-B, електронного регулятора частоти і напруги; створено конструкцію малогабаритної мікроГЕС нового типу з поліпшеними характеристиками, наведено результати експериментальних досліджень агрегату.

В роботі [24] висвітлюються питання щодо розроблення конструкцій і обладнання для міні ГЕС флагманом вітчизняного енергетичного машинобудування АТ «Українські енергетичні машини».

1.2 Дослідження пульсацій тиску у відсмоктувальних трубах турбін для ГЕС і ГАЕС

Сьогодні при проєктуванні і дослідженні турбомашин, у тому числі насос-турбін ГАЕС, висувають вимоги не тільки підвищення ККД і забезпечення кавітаційних характеристик [25], але й розширення діапазону роботи в турбінному режимі в зону часткових навантажень [26]. Так, наприклад, нові гідроагрегати Дністровської ГАЕС з станційними номерами № 5-7 мають надійно працювати в діапазоні 30–100 % від номінальної потужності, в той час коли встановлені раніше 4 ніколи не експлуатувалися при потужностях нижче 70 %.

Однією з важливих причин заборони роботи на режимах часткового навантаження є утворення вихрового джгута у ВТ [27], прецесія якого може призвести до появи вібрацій всього агрегату [28]. Прецесія джгута викликає досить потужні періодичні пульсації тиску, які можуть поширюватися на всю ПЧ [29]. Частота прецесії вихрового джгута досить низька і знаходиться у одному діапазоні зі власними частотами елементів конструкції гідроагрегату,

що може привести до виникнення резонансних вібрацій [30].

Дослідження нестаціонарних явищ у ВТ і РК турбін для ГЕС і ГАЕС проводяться як за допомогою чисельних методів, так і на експериментальних установках [31, 32]. Найбільшу цінність представляють дані, отримані на реальних об’єктах енергетики [33], вони дають можливість скорегувати параметри проведення як чисельного експерименту, так і експерименту на зменшених моделях турбін [34]. У зв’язку зі складністю та небезпекою проведення повномасштабних експериментів найбільш поширеною практикою є використання гідродинамічних стендів для дослідження моделей ПЧ [35]. Дослідження нестаціонарних явищ, зокрема і прецесії вихрового джгута, проводяться як на часткових режимах [36], так і близьких до номінальних [37] і зі збільшеною витратою [38], при яких виникають додаткові кавітаційні явища [39]. У результаті експериментальних досліджень було встановлено вплив нестаціонарної прецесії джгута на потік у колесі турбіни [40] та зафіксовано додаткові наднизькі частоти пульсацій [41]. Разом з експериментальними дослідженнями широке застосування знайшов чисельний експеримент [42, 43].

Зменшення рівня пульсацій на етапі проєктування турбомашин для ГЕС і ГАЕС є складною задачею [44]. За багато років напрацьовано велику кількість методів та технологій, що дозволяють довести рівень пульсацій до безпечних значень [45]. Найбільш уживаними є встановлення ребер в дифузорі ВТ [46], встановлення решіток на виході з робочого колеса [47], нагнітання повітря під РК [48, 49], зміна геометричних характеристик лопатевої системи РК [50, 51]. Серед останніх широко використовується метод подовження конуса обтічника РК [52, 53]. Також на рівень пульсацій як в турбінному, так і в насосному режимах може впливати наявність сплітерів в РК [54]. В останні роки набула актуальності методика формування вихідної кромки лопаті колеса, яка дозволяє значно знизити рівень пульсацій у ВТ [55]. В роботі [56] для зниження рівня низькочастотних вихрових джгутів у ВТ турбін Каплана запропоновано

конструкцію з подовженим обтічником за РК з встановленням маленьких поворотних лопатей. В роботі [57] були досліджені такі методи і пристрої для зниження пульсацій: поворотні елементи лопаті РК в турбіні Френсіса, поворотні лопаті подовженого обтічника РК пропелерної турбіни; хрестовини, циліндричні вставки у ВТ, обтічники радіально-осьового РК різної довжини, профільовані бички на стінці ВТ.

В дисертаційній роботі заплановано і проведено дослідження впливу просторового профілювання лопатей РК за допомогою колових навалів моделі насос-турбін і встановлення вирівнювальних ребер за РК у дифузор на рівень пульсацій у ВТ в турбінному режимі.

1.3 Огляд шляхів підвищення ефективності турбін для ГЕС і ГАЕС

1.3.1 Основні напрями покращення енергетичних характеристик та розширення діапазону експлуатації турбін

Розв’язання задач підвищення ефективності турбін і розширення діапазону їх роботи в турбінному режимі є надскладною проблемою. Не існує єдиного способу або методу для її вирішення. Існує кілька основних напрямів для вирішення цієї проблеми як в розрахунковий, так і експериментальний спосіб, серед яких можна виділити такі:

1. Гідродинамічне удосконалювання турбін шляхом застосування просторового профілювання елементів проточної частини, в першу чергу лопатей РК.
2. Розроблення нових конструктивних рішень при проєктуванні елементів ПЧ турбін для ГЕС і ГАЕС:

– нові схеми і конструкції елементів ПЧ турбін

– застосування радіально-осьових РК турбомашин з додатковими вкороченими проміжними лопатями – сплітерами.

– застосування вирівнювальних ребер у дифузорі ВТ.

3. Застосування асинхронізованого гідрогенератора та генератора-двигуна з регульованою частотою обертання.

4. Одночасна робота агрегатів ГАЕС у протилежних режимах (турбінному і насосному) для видачі різниці їх потужностей.

5. Впуск повітря і води під РК.

Важливим фактором для розширення діапазону роботи турбіни є мінімізація впливу вихрового джгута (підрозділ 1.2). Незважаючи на те, що існує кілька методів зменшення його інтенсивності та наслідків його впливу, універсального рішення не існує. Для досягнення максимально можливих результатів для кожної конкретної станції, виходячи з умов на її проєктування, раціонально застосовувати одночасно декілька з наведених вище шляхів.

1.3.2 Гідродинамічне удосконалювання турбін шляхом застосування просторового профілювання лопатей робочих коліс

Одним з перспективних напрямів є розроблення нових чи модифікація існуючих ПЧ турбін і насос-турбіни, геометричні параметри яких дозволяють розширити діапазон регулювання потужності за рахунок застосування РК зі збільшеною кількістю лопатей та їх спеціального профілювання. На ГАЕС Далешиці (Чехія) проведено модернізацію агрегату № 4 із заміною РК і модифікації профілю статорних колон та лопаток напрямного апарата (НА) [58, 59]. Модернізації передував значний обсяг робіт з комп'ютерного моделювання робочого процесу. Експериментальні роботи, а також виконані натурні дослідження показали, що модернізована насос-турбіна характеризується вищими значеннями ККД в обох режимах та має розширений діапазон регулювання потужності, що сягає 20 % від номінальної.

Традиційно лопаті РК турбін Френсіса мали вихідну кромку, що розташована в плані у радіальній площині. Але подальші дослідження довели, що таке компонування не є оптимальним. У низці робіт доведено, що залишаючи незмінною форми розрахункових перерізів лопатей, а тільки змінюючи їх взаємне розташування, можна отримати більш ефективну форму лопатей, які краще взаємодіють з потоком рідини, що натікає. При повороті

втулкових перерізів лопаті в бік протилежний обертанню РК, отримуємо так звані *X-blade*. Конструкція *X-blade* від *GE Energy* для гідротурбін Френсіса вперше розроблена на ранніх етапах китайського проєкту «Три ущелини» [60], запатентована та впроваджується в інших проєктах по всьому світу [61].

В роботі [62] розглянуто 7 різних варіантів лопатей турбіни Френсіса. Результат *CFD*-аналізу в *ANSYS-CFX* показав, що лопать з негативним кутом нахилу демонструє кращі якості з точки зору розподілу тиску вздовж лопаті, а також мінімізацію вторинних течій в РК порівняно з традиційними.

В роботі [63] наведено результати модернізації ГЕС Манапурі (Нова Зеландія) потужністю 730 МВт, де було встановлено нові РК з *X-blade*. Для їх проєктування проведено тривимірний аналіз потенційного потоку. Остаточний дизайн має 15 лопатей – на одну менше, ніж оригінальне РК. Таке рішення призвело до більш сприятливих градієнтів тиску та кращої кавітації. У статті [64] описується параметрична конструкція РК турбіни Френсіса. Форма лопаті РК параметризована за допомогою методу 3D інверсного проєктування. Були проведені *CFD* дослідження для оцінки гідродинамічних та кавітаційних характеристик РК з лопатями різних конфігурацій.

Результати досліджень впливу просторової форми лопатей РК на характеристики проточної частини наведено в роботах *Hermod Brekke* [65, 66, 67]. У статті [65] оприлюднено результати робіт із заміни традиційного РК Френсіса на модернізоване з *X-blade*. Показано, як покращилась картина розподілу тиску на лопаті і зменшився рівень пульсацій за РК. В роботі [67] наведено аналіз розрахунків *CFD*, проілюстровано розподіл тиску на стороні всмоктування лопатей, епюри тиску на втулкових, середніх та периферійних перерізах лопатей та графіки пульсацій тиску у дифузорі ВТ для традиційного РК, для РК зі збільшеними кутами нахилу лопаті на вході і РК з *X-blade* для «Трьох ущелин» у Китаї.

Вченими ІЕМС в чисельний спосіб за допомогою програм власної розробки *FlowER* і *IPMFlow* [68] проведено великий обсяг досліджень з впливу просторового профілювання напрямних і робочих лопаток на енергетичні

характеристики турбін для ТЕС. В роботах [69, 70, 71] досліджено вплив складного навалу робочих і напрямних лопаток циліндру високого тиску на аеродинамічні характеристики ПЧ. В роботі [72] наведено результати вивчення впливу просторового профілювання напрямних лопаток на газодинамічні показники циліндру низького тиску. В цих роботах наведено розподіл тиску і векторів швидкості в міжлопаткових каналах вихідних варіантів турбін і модернізованих за методом просторового профілювання. Доведено, що такий спосіб проєктування лопаток дозволяє підвищити ефективність проточної частини турбін для ТЕС. В роботі [73] встановлено, що застосування просторового профілювання за допомогою навалів лопаток циліндру високого тиску дозволяє суттєво знизити інтенсивність вторинних течій, що призводить до підвищення ефективності ПЧ.

1.3.3 Розроблення нових конструктивних рішень при проєктуванні проточних частин турбін для ГЕС і ГАЕС

1.3.3.1 Нові схеми і конструкції елементів проточних частин турбін

Турбіни Френсіса спеціальної конструкції. З метою розширення діапазону експлуатації, подальшого збільшення швидкохідності, зменшення нестаціонарності потоку в ПЧ та вібрацій гідроагрегату, а також для забезпечення плавної зміни ККД при зміні напору та навантаження розроблено нові конструктивні схеми РК та НА турбін Френсіса (рис. 1.3) [74]. Швидкохідні радіально-осьові гідротурбіни на напори 35–170 м зі змінною висотою НА та РК (рис. 1.3, а). Турбіна такої конструкції забезпечує подвійне регулювання витрати при постійному положенні лопатей РК. Зміна висоти НА та РК відбувається за допомогою рухомого верхнього кільця НА та втулки РК, що можливо за наявності циліндричної ділянки лопаті, яка примикає до верхнього обода. Втулка РК опускається або піднімається одночасно з верхнім кільцем НА [74].

Радіально-осьова гідротурбіна, РК якої має проміжне кільцеве крило

(двоярусне РК) [74]. Особливістю даної конструкції є наявність кільцевого крила, що розділяє порожнину РК на дві частини, та відсутність зовнішнього обода (рис. 1.3, б). Кільцеве крило призначене для зменшення нерівномірності та швидкостей пульсацій тиску в потоці, що підвищує ККД гідротурбіни на нерозрахункових режимах (часткового навантаження). Це особливо важливо для РК високої пропускної здатності, у яких пульсації тиску в потоці становлять велику небезпеку для механічної міцності всього агрегату і насамперед зварного РК. Результати енергетичних випробувань моделей двоярусних РК, призначених на напори 75–115 м, показали, що ККД їх на оптимальному режимі приблизно такий самий, як і у звичайних РК, а ступінь нестаціонарності потоку менший [74].

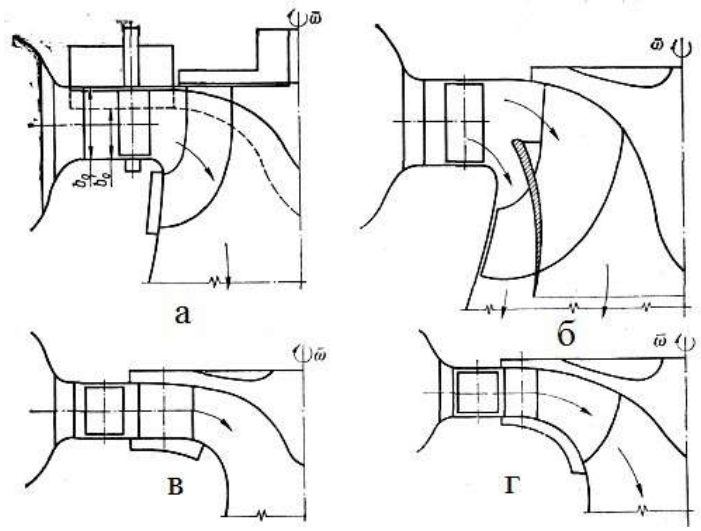


Рисунок 1.3 – Нові схеми радіально-осьових гідротурбін:
а – зі змінною висотою і регульованим НА; б – з проміжним кільцевим крилом у РК; в – високонапірна радіальна поворотно-лопатева;
г – з поворотними вхідними елементами лопатей РК

Тихохідні турбіни Френсіса на високі напори (400–700 м), РК яких має поворотні лопаті, запропонована Квятковським [74]. Порожнина РК цієї турбіни має таку форму, при якій лопаті укладені між паралельними обідами, що дозволяє здійснити одночасний поворот лопатей РК і лопаток НА (рис. 1.3, в). Як показали модельні дослідження, подвійне регулювання витрати через турбіну значно покращує її ККД на нерозрахункових режимах. Однак на

оптимальному режимі роботи ККД та кавітаційні якості такої турбіни нижче, ніж у звичайній конструкції.

Турбіна Френсіса з поворотними вхідними елементами лопаті радіально-осьового РК. У цьому випадку лопаті виконуються розрізними. Поворот вхідної частини лопаті, розташованої між паралельними ділянками обода і маточини РК (рис. 1.3, г), забезпечує більш високий ККД при зміні витрати через турбіну, оскільки втрати на вході в РК зменшуються. Однак це суттєво ускладнює конструкцію [74].

В роботі [75] запропоновано такі нові конструкції РК: радіально-осьове з поворотним вихідним елементом, що має покращити структуру потоку на вході у ВТ, знизити циркуляційні втрати; високонапірне здвоєне діагональне і осьове; високонапірне радіально-діагональне та інші [76, 77, 78].

Для покращення кавітаційних характеристик, зниження нестаціонарностей потоку в ПЧ і, відповідно, розширення діапазону експлуатації турбін Каплана запропоновано **двоперову турбіну** на середні і високі напори $H = 40–80$ м, у якій на кожному фланці лопаті розміщено два пера. Модельні та натурні випробування двоперової турбіни підтвердили її переваги у порівнянні зі звичайною при кутах установки лопаті, близьких до оптимального. При збільшенні кута установки внаслідок підвищення крокової нерівномірності помітно знижується рівень ККД [74].

В роботі [79] запропоновано конструкцію капсульної горизонтальної турбіни зі здвоєним діагонально-осьовим РК на напори до 280 м. Але на наш погляд, при такому підході суттєво ускладнюється конструкція, збільшуються терміни поточних і капітальних ремонтів, погіршуються ерозійні якості діагонального РК на часткових режимах.

В роботі [80] з метою зменшення заглиблення агрегату насос-турбіни і покращення його кавітаційних якостей при розширенні діапазону експлуатації запропоновано встановлювати у ВТ капсульний гідроагрегат. Однак функціональність і економічну ефективність такої схеми може бути виявлено тільки після детальних проєктних проробок.

Одним з відомих конструктивних заходів для розширення діапазону експлуатації турбін є застосування **контрроторних агрегатів**, які мають два послідовно розташованих РК, що дозволяє розподілити між ними напір на станції. Такі конструкції передбачають установку ротора РК і ротора генератора на одному валу, а контрротора турбіни зі «статором» генератора на іншому. В роботах [81, 82, 83] представлено результати як розрахункових робіт, проведених за допомогою CFD, так і експериментальних досліджень на гідродинамічних стендах. Наведено структуру потоку, отримано значення ККД. За результатами відмічено переваги і недоліки контрроторних схем.

Чисельні дослідження одноротoрної і контрроторної гідротурбіни із застосуванням програмного комплексу *ANSYS-CFX* представлено в статті [84]. Проведено порівняння характеристик турбін, відмічено переваги і недоліки обох схем.

Одним з можливих конструктивних рішень при покращенні характеристик ПЧ турбіни Каплана є **застосування антикавітаційних буртів** на периферійній частині лопаті РК. Такий підхід дозволяє знизити рівень щілинної кавітації та, відповідно, ерозію на лопатях, зменшити кромкові втрати при практично незмінних енергетичних показниках турбіни. У роботі [85] розглянуто застосування таких буртів з метою зменшення рівня ерозії на лопаті і на камері РК. Виконано чисельні дослідження впливу геометричних параметрів буртів на кавітацію в РК та на площу розповсюдження кінцевого вихору, що зривається з лопаті. Для досліджень було використано програмні комплекси *TurboCAD Optim* і *ANSYS FLUENT*.

1.3.3.2 Застосування робочих коліс турбін Френсіса зі сплітерами

Одним з перспективних напрямів підвищення ефективності ПЧ турбін Френсіса і зниження рівня пульсацій тиску є застосування робочих коліс з додатковими вкороченими лопатями – сплітерами.

На ГАЕС Азумі (Японія) [58, 86] вперше у світі проведено модернізацію

агрегату із заміною традиційного РК на колесо з кількістю лопатей z=8 (4 довгі лопаті та 4 короткі – сплітери). Виконані модельні та натурні дослідження показали, що модернізована насос-турбіна характеризується вищими значеннями ККД в обох режимах і може мати розширений діапазон регулювання потужності в турбінному режимі за рахунок застосування нового РК – до 20 % від номінальної потужності, зі зменшенням вібрацій кришки турбіни, НА та валу РК у 2–2,5 рази.

Однією з найкрупніших розробок РК зі сплітерами є спроєктована фірмою Voith турбіна Френсіса для ГЕС *Jin Ping II, China* [87]. Встановлено 8 агрегатів потужністю 610 МВт, діаметр РК 6,5 м.

В роботі [88] розглянуто вплив довжини (8 варіантів – від 0 до 90 %) сплітера РК високонапірної гідротурбіни Френсіса на енергетичні показники і рівень пульсацій у ВТ при номінальній потужності і при частковій (70 % від номінальної). Вибрано варіант з найкращими показниками. Схожі дослідження у високонапірній турбіні Френсіса проведено співробітниками корпорації *Hitachi*, Японія, результати яких представлено у роботі [89].

В роботі [90] наведено результати досліджень насос-турбіни на напір 140 м з різними варіантами РК: звичайних шести- та семилопатевих і РК зі сплітерами 5+5. Було досліджено вплив розташування в коловому напрямку сплітерів в каналі РК. Розроблені РК для насос-турбін показали свою здатність працювати з вищою гідравлічною ефективністю та меншими коливаннями тиску, ніж звичайні РК.

В роботі [91] представлено результати досліджень РК насосів в якості турбінного. Розглянуто звичайні РК і РК зі сплітерами. Спочатку були проведені чисельні розрахунки за допомогою програми *CFD*, які показали переваги сплітерних коліс з точки зору енергетичної ефективності і рівня пульсацій. Потім виконано експериментальна перевірка. Порівняння розрахункових і експериментальних даних показала задовільне якісне і кількісне співвідношення результатів.

В роботах [92, 93, 94, 95] розглянуто вплив наявності сплітерів у РК та

встановлення напрямних лопаток у ВТ радіально-осьової гідротурбіни на наявність і інтенсивність вихрового джгута на часткових режимах.

В роботі [96] в чисельний спосіб розглянуто вплив встановлення сплітерів на кавітаційні характеристики. Показано, що розподіл тиску на вкорочених лопатях більш рівномірний, і на них практично відсутня кавітація, в тому числі і на часткових режимах.

В статті [97] розглянуто вплив встановлення додаткових вкорочених лопатей в РК турбіни Френсіса, що працює в діапазоні напорів від 160 до 250 м, на енергетичні і пульсаційні показники. Кількість основних і додаткових лопатей – по 15. Дослідження проведено в експериментальний спосіб на гідродинамічному стенді, зроблено висновок щодо доцільності застосування наведеної конструкції.

В роботі [98] розглянуто оптимізаційні методи для розроблення і чисельного дослідження течії в ПЧ зі сплітерним РК. При оптимізаційному дослідженні було прийнято алгоритм *NSGA*-II.

1.3.3.3 Застосування вирівнювальних ребер у дифузорі відсмоктувальної труби

Ребра та перегородки у дифузорі ВТ стримують і регулюють потік, зменшуючи вплив джгута [47], однак вони не повністю знижують його інтенсивність. Також в цій роботі наведено результати експериментальних і чисельних досліджень впливу кількості вирівнювальних ребер на інтенсивність вихорів за РК в дифузорі ВТ. В роботі [44] повідомляється, що використання ребер також покращило коефіцієнт відновлення тиску у ВТ. З’являються нові методи, наприклад, регульована система напрямних лопаток у ВТ для високонапірної моделі радіально-осьової турбіни [46]. Але питання встановлення вирівнювальних ребер, в першу чергу для насос-турбін, досліджено ще недостатньо і потребує подальшого вивчення.

1.3.4 Застосування асинхронізованого гідрогенератора та генератора-двигуна з регульованою частотою обертання

Найбільший досвід використання асинхронізованого генератора має Японія, де варіювання частоти обертання ротора насос-турбін застосовується на 10 ГАЕС. Фірмою *Voith* (*voith.com*) у 2019 р. розроблено проєкт обладнання для ГАЕС *Snowy* 2.0 (Австралія), де встановлено 3 насос-турбіни потужністю 340 МВт кожна з постійною частотою обертання 500 $хв^{-1}$ і 3 агрегати з асинхронізованим генератором зі змінною частотою обертання від 455 до 523 $хв^{-1}$ тієї ж потужності. У Європі даний спосіб використовується на ГАЕС Гольдисталь (Німеччина) [99, 100, 101], де встановлено 4 радіально-осьових насос-турбіни з максимальною потужністю в турбінному режимі N=265 МВт, дві з яких мають асинхронізований генератор. Величина віброшвидкості в турбінному підшипнику насос-турбіни з асинхронізованим генератором за рахунок зменшення частоти обертання при максимальному напорі зменшилася в 2,0–2,5 рази в порівнянні з синхронним генератором, що дозволило розширити діапазон регулювання генерованої потужності до 20 % від номінальної [99, 100, 101]. Одночасно відбувалося зростання величини ККД на оптимальному режимі на 1,5-2,0 %, а в області зниженої потужності – на 10–15 % в порівнянні з одношвидкісним варіантом. Енергетичні та кавітаційні показники роботи насос-турбіни в насосному режимі також суттєво покращуються, що призводить до значного підвищення ККД циклу акумулювання ГАЕС. Необхідно відзначити, що при застосуванні асинхронізованого генератора 1,3–1,5 % генерованої потужності витрачається електроапаратурою для забезпечення регулювання частоти обертання генератора-двигуна.

Отже, застосування агрегатів зі змінною частотою обертання (як у аспекті експлуатації самих агрегатів, так і в аспекті підвищення стійкості енергосистем) має такі переваги [19, 102]:

– збільшення середньозваженого ККД та підвищення експлуатаційної надійності, а також розширення діапазону регулювання за потужністю у турбінному режимі;

– підвищення середньозваженого ККД повного циклу для насос-турбін;

– можливість часткового завантаження в насосному режимі в діапазоні в середньому від 80 до 100 % за різних напорів;

– швидкодіюче регулювання частоти в енергосистемі (як у генераторному, так і насосному режимі);

– зниження вібрації та механічного зносу; можна вибрати частоту обертання з вібрацією гідроагрегату нижче за допустимі норми при різних напорах і витратах води;

– високий рівень динамічної стійкості.

У роботах [102, 103, 104] розглядається можливість застосування асинхронного генератора зі змінною частотою обертання на ГАЕС і ГЕС з агрегатами різного типу, в тому числі і низьконапірними вертикальними осьовими гідротурбінами. Діапазон зміни частоти обертання може досягати від +30 до -30% від синхронної частоти обертання [102]. Зазначено, що основною перевагою такого конструктивного рішення є підвищення ефективності роботи турбіни (ККД, потужності, кавітаційні показники) при істотних коливаннях напору на станції за рахунок регулювання частоти обертання асинхронного генератора.

1.3.5 Одночасна робота агрегатів ГАЕС у різних режимах (турбінному і насосному) для видачі різниці їх потужностей

Для отримання більш широкого діапазону зміни потужності в енергосистемі, у тому числі при роботі агрегату в насосному режимі, проводяться заходи для одночасної роботи оборотних агрегатів ГАЕС у різних режимах для видачі різниці їх потужностей. Прикладом такого технічного рішення може служити ГАЕС *Kops* II, Австрія, оборотні агрегати якої

сконструйовані за тримашинною схемою і складаються з турбін Пельтона (3 турбомашини по 180 МВт) і високонапірних насосів (3х150 МВт), що працюють на одному валу і мають загальний генератор-двигун. Напір – 826 м [19, 105]. Установка дозволяє працювати не тільки в насосному або турбінному режимах, але і об'єднувати ці режими, здійснюючи повні або часткові перетікання води, що закачується насосом, на турбіну Пельтона і тим самим зменшуючи споживану потужність насоса.

Подібну схему одночасної експлуатації агрегатів ГАЕС у протилежних режимах для збільшення можливостей з маневрування потужності, що видається і споживається, фахівці ПрАТ «Укргідропроект» розглядали на прикладі Дністровської ГАЕС, проєкт якої передбачає встановлення 7 агрегатів одиничною номінальною потужністю 324 МВт в турбінному режимі при розрахунковому напорі і 431 МВт в насосному при середньому напорі [106, 107, 108]. На сьогодні на станції встановлено і працює 4 агрегати.

Фактично на сьогодні можливості регулювання обмежені лише регулюванням потужності турбінного режиму від 100 до 60 % для насос-турбіни: від 344 до 201 МВт при середньому напорі. При використанні паралельної роботи двох агрегатів у турбінному режимі та одного агрегату в насосному режимі додатково з'являється зона регулювання потужності від 201 до 17 МВт та від 75 до 218 МВт при середньому напорі. Сумарно це від 100 до 0 % у турбінному режимі від потужності одного агрегату та від 0 до 4 % та від 18 % до 52 % у насосному режимі [19, 107, 108]. Для забезпечення нормального режиму експлуатації агрегати, що працюють у протилежних режимах, повинні бути розділені одним агрегатом, що не працює, тобто, загалом на ГАЕС має бути включено в експлуатацію не менше 4 агрегатів. Цей діапазон може бути розширений при завершенні будівництва з пуском ще трьох агрегатів та проведенням вище вказаних заходів.

1.3.6 Впуск повітря і води під робоче колесо

Навіть при наявності густих решіток профілів РК, зона нестаціонарної роботи в радіально-осьових турбінах при потужностях (0,2…0,6)$N_{ном}$ існує і при високих напорах проявляється дуже різко.

У деяких випадках для «заспокоєння» таких режимів під РК подається атмосферне повітря, при цьому вихори під РК розриваються, нестаціонарність течії і рівень пульсацій зменшується, але знижуються також ККД і потужність турбіни. Особливо різко явища нестаціонарного течії виражаються при значному відхиленні напору від його розрахункового значення. Впуск повітря під РК з атмосфери або під тиском застосовується також для зменшення кавітації порожнин і зменшення пульсацій. Режими, при яких доцільно проводити пуск повітря під РК, конкретні місця впуску повітря, його тиск і масу визначають при проведенні пульсаційних дослідженнях характеристик геометрично подібної турбіни на гідродинамічному стенді [74]. В роботі [57] було досліджено також вплив впуску повітря на утворення низькочастотних пульсацій тиску за РК при випробуваннях модельної гідротурбіни.

Цей метод може бути як активним, так і пасивним, залежно від способу введення повітря [48], однак він призводить до зниження ККД турбіни до 3 %, а збільшення нагнітання повітря може призвести до підвищення кавітації, що впливає на ерозію елементів ПЧ турбіни.

В умовах ГАЕС, що експлуатуються, одним із засобів зменшення «джгутових» пульсацій потоку на режимах часткового навантаження є впуск стисненого повітря в напірну частину насос-турбіни, що підтверджується експериментальними дослідженнями на агрегаті № 4 ГАЕС Круоніо [58]. Натурні випробування показали, що даний спосіб має набагато меншу ефективність, тому що не дозволяє отримати прийнятних рівнів вібрацій гідроагрегату в широкому діапазоні, як методи, що описані вище.

В роботі [109] розглядається вплив кількості впуску води і повітря під РК на рівень пульсацій тиску. Оптимізація була виконана за допомогою

недомінованого генетичного алгоритму сортування. Результати показали, що найбільш оптимальними є об'ємні витрати повітря та води 1,63 % та 0,65 % відповідно при діаметрі повітряного сопла 0,019 м, що знижує коливання тиску на 33,44 %.

В роботі [110] наведено результати нагнітання повітря під тиском в моделі турбіни Каплана для пом'якшення кавітації після обтікання обтічника. В роботі [111] розглянуто характеристики потоку у ВТ турбіни Френсіса за умов вдування повітря при низьких витратах/потужностях.

Проведений огляд напрямків підвищення ефективності і розширення діапазону експлуатації показав, що немає єдиного достатнього способу вирішення цієї проблеми. Тому в кожному окремому випадку при дизайні турбін для ГЕС і ГАЕС треба виходити із конкретних умов і вимог технічного завдання на проєктування та використовувати одночасно декілька описаних вище методів.

1.4 Огляд чисельних досліджень течії рідини в проточних частинах турбін для ГЕС і ГАЕС

Дослідження робочого процесу в моделях турбін для ГЕС і ГАЕС проводять як в чисельний, так і в експериментальний спосіб. Експериментальні дослідження, що проводяться на гідродинамічних стендах відповідно до Міжнародного енергетичного коду 60193 [112], мають високу достовірність таких результатів: енергетичні характеристики (похибка вимірюваного ККД не перевищує ±0,25 %, що надважливо для приймально-здавальних випробувань), розгінні, пульсаційні, кавітаційні та інші характеристики. Крім того, сучасні стенди мають можливість візуалізувати течію рідини в моделі та зафільмувати її. Проте, в останні роки частка і роль математичного моделювання течії суттєво зросла, і без детального чисельного дослідження течії в усіх елементах ПЧ сьогодні не можливий жоден серйозний проєкт навіть для малих турбін. Його перевагами у порівнянні з експериментами на стендах є принципово

менші фінансові та часові витрати, а також більш висока інформативність результатів в будь-якому перерізі об’єктів, що досліджують. Тому актуальність застосування програм розрахунку просторових течій в’язкої нестисливої рідини в моделях турбін є очевидною.

Найбільш повно описують течію суцільних середовищ рівняння Нав'є-Стокса з коректно поставленими граничними умовами. Рівняння Нав'є-Стокса описують найбільш складну форму течій – просторова, стислива, в'язка, турбулентна, нестаціонарна течія в широкому діапазоні швидкостей. На сьогодні всі рівняння гідрогазодинаміки є однією з форм спрощення рівнянь Нав'є-Стокса, що виконані з залученням різних гіпотез, припущень і емпіричних залежностей, що знайшли відображення в роботах Андерсона Д. [113], Роуча П. [114], Флетчера К. [115] та інших авторів.

На сьогодні розроблено і застосовується декілька ефективних програмних комплексів для розрахунку тривимірного потоку ідеальної і в'язкої нестисливої і стисливої рідини в турбомашинах: *ANSYS* (США); *Star-CD, STAR-CCM+* (Англія, *http://www.cd-adapco.com*); *FlowER-U*, *IPMFlow* (Україна, *http://www.ipmach.kharkov.ua*); *Numeca* (Бельгія, *http://www.numeca.be/en*); *FLOW-3D* (США, *www.flow3d.com*) і ряд інших пакетів, що отримали широке застосування в турбомашинобудуванні.

Чисельна реалізація тривимірних задач у всіх цих зазначених пакетах виконується на основі сіткових методів. Чисельні дослідження проводяться для всіх типів турбін для ГЕС і ГАЕС, в тому числі і малих станцій.

Турбіни Каплана. В роботі [116] досліджено структуру потоку в спіральній камері (СК) зі статором, НА і РК при різних числах Рейнольдса за допомогою програми *FLUENT* з використанням к-ω моделі турбулентності, досліджено вплив вторинних течій в СК на поля тиску і швидкості в лопатевих системах. У роботі [117] за допомогою програми *CFD* виявлено вплив деяких геометричних параметрів СК на енергетичні показники турбіни в цілому.

У роботі [118] наведено результати чисельного дослідження структури потоку в підвідних елементах турбіни Каплана з наявністю напірного водоводу

і при його відсутності, виконаних за допомогою програми *ANSYS-CFX* та їх порівняння з експериментальними даними.

У роботі [119] наведено результати дослідження структури потоку в РК турбіни Каплана з удосконаленими лопатями за допомогою пакета *ANSYS-CFX*, отримано розподіл швидкостей і тисків в характерних перерізах, енергетичні показники.

В роботах [120, 121, 122] досліджено важливі питання впливу зазору між лопаттю РК і корпусом, а також зазорів лопать-камера на характеристики течії РК за допомогою програмного комплексу *ANSYS-CFX*. Результати дослідження кавітаційних явищ на лопатях РК турбіни Каплана за допомогою *ANSYS CFX* представлено в роботі [123]. Показано кавітаційні зривні характеристики і їх порівняння з експериментами залежностями.

У роботах [124, 125, 126] за допомогою програми *FLUENT* та інших [127] досліджено структуру потоку і кавітаційні явища в РК і ВТ, наведено порівняння чисельних результатів з експериментальними даними. *Mulu B. G.* в [128] дослідив нестаціонарні явища за РК і у ВТ за допомогою програмного комплексу *FLUENT* з використанням різних моделей турбулентності: отримано розподіл швидкостей і її складових в перетинах за РК і у ВТ. Порівняння результатів чисельних досліджень течії рідини у ВТ турбіни Каплана за допомогою програм *FLUENT* і *CFX* представлено в роботі [129].

У роботах [130, 131] досліджено структуру потоку в усій ПЧ за допомогою пакета *ANSYS-CFX* із застосуванням різних моделей турбулентності, наводиться порівняння отриманих гідравлічних втрат в турбіні з результатами експериментальних досліджень.

Чисельні дослідження течії з метою оптимізації ПЧ турбіни Каплана наведено в роботах [132, 133]: в [132] за результатами досліджень удосконалено РК і ВТ, а в [133] РК для малої ГЕС на напір 3 м.

В роботі [134] в чисельний спосіб досліджено вплив величини кута обхвату лопатей (150 і 180º) турбіни Френсіса на енергетичні і пульсаційні показники ПЧ. В роботі [135] методами *CFD* і термодинаміки досліджено

гідравлічні втрати у всій ПЧ насос-турбіни в турбінному і насосному режимах. Визначено, що найбільші втрати в обох режимах, в тому числі за рахунок вторинних течій, зафіксовано у РК. В роботах [136, 137, 138] досліджується можливість зменшення пульсацій тиску у ВТ турбін шляхом впуску повітря під РК. Так, в [136] доведено, що впуск повітря і встановлення напрямних ребер у ВТ турбіни Френсіса знижує рівень пульсацій на 9,2 %. В роботі [137] в чисельний спосіб показано, що впуск повітря під РК турбіни Каплана дозволив підвищити потужність на деяких режимах на 12 %. В [138] за допомогою *CFD* проведено розрахунки вихорів на часткових режимах турбіни Френсіса і шляхи зменшення їх інтенсивності за допомогою аерації потоку. В роботі [139] досліджено кавітаційні явища у РК і ВТ турбіни Френсіса при часткових і максимальних витратах/потужностях, проведено порівняння з експериментальними даними, які показали задовільну узгодженість результатів. В роботах [140, 141] досліджено вплив кількості розрахункових комірок на точність результатів: в [140] проведено розрахунок у ПЧ турбіни Каплана при застосуванні 400 млн комірок в розрахунковій області, показано, що при такій кількості результати чисельних досліджень енергетичних показників відрізняються від експериментальних на 0,8 %; в [141] досліджено вплив кількості комірок у РК і ВТ високонапірної турбіни Френсіса на точність енергетичних і пульсаційних показників. Моделювання вихорів і пульсацій тиску у ПЧ високонапірних насос-турбін та порівняння чисельних результатів з експериментальними оприлюднено в роботах [142, 143]. В роботі [144] для дослідження робочого процесу в ПЧ турбіни Френсіса запропоновано і реалізовано гібридні моделі турбулентності.

В роботі [145] наведено метод дизайну і результати оптимізаційного проєктування з використанням *CFD* розрахунків РК насос-турбіни Деріаз (діагонального типу). Максимальний ККД в обох режимах роботи перевищує 90 %, що робить застосування такої розробки перспективною для різних умов експлуатації. В роботі [146] наведено результати проєктування ПЧ турбіни Френсіса. Було оптимізовано форму меридіонального перерізу в області РК, а

також форму вхідної і вихідної кромки РК. Структуру потоку і енергетичні показники визначали за допомогою *CFD*. В результаті застосування оптимізації вдалося підвищити ККД при різних режимах від 5,0 до 8,8 %, що підтверджено експериментальними дослідженнями. В роботі [147] наведено результати 3D інверсного дизайну РК насос-турбіни за допомогою багатоцільового генетичного алгоритму оптимізації і проведення *CFD* для визначення енергетичних показників. В якості змінних геометричних параметрів вибрано форму меридіонального перерізу і кут нахилу вхідної кромки. Доведено, що РК з негативним нахилом кромки лопаті має вищу стабільність роботи на часткових режимах, ніж РК із позитивним нахилом.

Вітчизняними вченими і дослідниками також проведено цілий ряд науково-дослідних робіт з чисельних досліджень робочого процесу в моделях ПЧ турбін для ГЕС і ГАЕС. Так, у роботах Косторного С.Д. запропоновано алгоритм рішення тривимірної потенційної течії рідини з урахуванням взаємного впливу всіх елементів ПЧ турбіни Каплана [148, 149], а в роботі [150] запропоновано метод розрахунку нестаціонарних сил у ПЧ відцентрового насоса на основі розв’язання прямої тривимірної гідродинамічної задачі в нестаціонарній постановці.

Дослідниками НТУ ХПІ (Харків) для визначення кінематичних і енергетичних характеристик турбін Френсіса і насос-турбін радіально-осьового типу запропоновано метод осереднених параметрів [151, 152]. Недоліком цього методу, на наш погляд, є неврахування особливостей периферійного перерізу РК, де найбільші швидкості та, відповідно, гідравлічні втрати та неврахування взаємного розташування профілів лопатей. В роботах [153, 154, 155] представлено результати дослідження течії рідини в проточних частинах радіально-осьових насос-турбін ОРО200 і ОРО500 (на напори до 200 і 500 м відповідно) [153], високонапірної турбіни Френсіса РО310 [154] та у СК турбіни Каплана (з різними варіантами колон статора) [155] за допомогою програмного комплексу *OpenFOAM*.

Науковцями ІЕМС виконано значний обсяг робіт з розроблення методів, алгоритмів і програм досліджень з чисельного дослідження робочого процесу в моделях турбін для ТЕС, ГЕС і ГАЕС [68, 156].

В роботах [157, 158, 159] на основі розробленої програми розрахунку просторової течії рідини з використанням методу скінченних об'ємів проведено чисельне моделювання нестаціонарного потоку у ВТ турбіни Каплана [157] на напори 20–30 м і турбіни Френсіса середньої швидкохідності [158, 159]. В роботах [160, 161] за допомогою цієї ж програми було досліджено робочий процес у елементах ПЧ насос-турбіни середньої швидкохідності: в [160] визначено величини статичних, динамічних моментів та сил на лопатках НА та статора моделі для малих та оптимальних величин відкриття НА, в [161] визначено характер течії в області РК.

В спільних дослідженнях науковців ІЕМС і Сумського державного університету за допомогою ліцензованої програми *FlowVision* було досліджено структуру потоку в СК радіально-осьових насос-турбін як в турбінному [162, 163], так і насосному режимах [164], проведено порівняння з результатами експериментальних досліджень на гідродинамічному стенді.

В роботі [165] наведено результати чисельного моделювання нестаціонарної течії у ВТ моделі радіальної насос-турбіни Дністровської ГАЕС у турбінному режимі. Проведено вибір найбільш придатної моделі турбулентності на основі співставлення даних розрахунку та даних, отриманих в результаті експериментальних досліджень. Співставлення проводилось як для значень загальної амплітуди пульсацій на поверхні конусу труби, так і за частотно-амплітудним характеристиками, що демонструють задовільну відповідність.

В роботі [166] наведено результати газодинамічного вдосконалення циліндра високого тиску парової турбіни К-325-23,5. Спроєктовано нові напрямні та робочі лопатки вінців ступенів, проведено газодинамічний розрахунок вихідної та модернізованої проточних частин. За рахунок використання нової форми лопатки НА 2-го ступеня в розробленій ПЧ суттєво

зменшилися відриви потоку, що призвело до зниження втрат кінетичної енергії у перших двох ступенях з 24,9 до 18,7 %. Заміна профілів лопаток НА та РК (з урахуванням 2-го ступеня) на вдосконалені дозволила підвищити сумарний ККД з 85,89 до 89,69 %, що дало приріст потужності 4,37 МВ, тобто на 4,19 %.

Значний обсяг чисельних досліджень робочого процесу в моделях турбін Каплана, Френсіса і насос-турбін виконано в ІЕМС автором, Хорєвим О.М., з співавторами за допомогою програми *IPMFlow*. Результати цих робіт винесено на захист і буде розглянуто нижче.

1.5 Експериментальні дослідження робочого процесу в проточних частинах турбін для ГЕС і ГАЕС

Вітчизняними та зарубіжними науковцями і дослідниками виконано великий обсяг експериментальних робіт з вивчення робочого процесу в усій ПЧ моделей турбін різного типу і насос-турбін.

Результати експериментальних досліджень структури потоку в моделях турбін Каплана із застосуванням лазера знайшли широке відображення в роботах зарубіжних дослідників. В роботах [167, 168] досліджується вплив форми СК на інтенсивність вторинних течій і гідравлічних втрат в ній. Дослідження нестаціонарних явищ в турбіні Каплана, пульсацій тиску в СК описані в роботі [169]. У роботі [170] представлено результати дослідження взаємного розташування колон статора і лопаток напрямного апарату на структуру потоку в них, а також впливу геометричних параметрів статора на енергетичні показники моделі турбіни Каплана.

В роботах [171, 172] досліджено кінематику потоку за РК і отримано візуальні зображення кавітаційних явищ на лопатях РК моделі турбіни Каплана. Детальні дослідження нестаціонарних явищ, вторинних течій, вихрових джгутів у ВТ турбіни Каплана оприлюднено в роботах [173, 174, 175].

Також чимало робіт присвячено експериментальному дослідженню робочого процесу в моделях турбін Френсіса. Так, в роботі [176] визначено

енергетичні характеристики, а також визначено, що при частковому навантаженні 50 % на лопатях РК з'являються інтенсивні повітряні бульбашки, що суттєво знижують кавітаційні якості турбіни.

В роботі [177] досліджено умови і режими, при яких у дифузорі за РК з'являється інтенсивний вихровий джгут. В [178] досліджено вплив форми лопаток НА на гідравлічні втрати енергії в підводі радіально-осьової насос-турбіни. В роботах [179, 180] наведено результати дослідження структури потоку, виникнення вихрових джгутів та рівень пульсацій за РК за допомогою лазеру. В [179] досліджено течію в моделі турбіни Френсіса при потужності 20, 100 і 120 % від номінальної і показано, що при підвищенні напору розширюються діапазони по витратам негативного впливу вихору на рівень пульсацій. В [180] наведено результати вивчення течії і пульсацій тиску в ПЧ насос-турбіни в діапазоні потужностей від 40 до 120 % від номінальної з метою визначення режимів надійної експлуатації агрегату.

В роботі [181] наведено результати дослідження пульсацій тиску в моделі турбіни Френсіса, що встановлена на Даріанській ГЕС (Іран) з метою визначення і можливого розширення діапазону надійної експлуатації. В роботі [182] у ВТ моделі високонапірної турбіни Френсіса досліджено пульсації тиску на перехідних режимах з метою забезпечення безпечної експлуатації агрегату і напірного трубопроводу при частих включеннях і виключеннях. В статті [183] запропоновано і експериментально досліджено метод зниження пульсацій тиску у ВТ насос-турбіни за допомогою нанесення спіральних канавок конусі обтічника РК.

В роботі польських вчених [184] детально досліджено модель з діаметром РК 250 мм низьконапірної (H=10–50 м) турбіни Френсіса. Зазвичай на такі напори застосовують турбіни Каплана. Дослідження підтвердили перспективність встановлення турбіни Френсіса на такі параметри з точки зору високого ККД і надійної роботи в широкому діапазоні витрат і напорів.

В [185, 186] експериментально досліджено течію в моделях турбін Френсіса для малих і мікроГЕС. В роботі [185] визначено оптимальні

залежності відкриттів НА і відповідні їм потужності, витрати, частоти обертання, напори. В [186] в експериментальний спосіб доведено можливість і перспективність ефективного використання РК насосів, що серійно виготовляють, в якості турбінних на малих ГЕС.

Досліджено структуру потоку, визначено енергетичні і силові характеристики горизонтальної капсульної турбіни в публікації [187]. У висновках відмічено, що завдяки високим отриманим показникам, запропонована модель може бути базою при розробці ПЧ горизонтальних турбін на напори до 25 м.

Українськими дослідниками також виконано чимало експериментальних робіт з дослідження робочого процесу в моделях турбін для ГЕС і ГАЕС. На сьогодні сучасні гідродинамічні стенди мають АТ «Українські енергетичні машини» [188, 189, 190] та ІЕМС НАН України [191, 192].

Так, на стендах АТ «Українські енергетичні машини» в різні роки, не враховуючи великої кількості приймально-здавальних робіт, проведено комплексні дослідження структури потоку, пульсацій тисків в моделях турбін Каплана на напори до 40 м [193]. За допомогою п'ятиканальних кульових зондів досліджено вплив втулкового відношення, форм втулки і камери РК на структуру потоку та енергетичні і кавітаційні показники. В роботі [194] представлено результати зондових досліджень потоку в капсульній турбіні для низьконапірної ГЕС, приведено результати дослідження структури потоку на вході в НА, перед і за РК, визначено кавітаційні характеристики.

В НТУ «ХПІ» вченими кафедри гідромашин на чолі з Потетенком О.В. проведено унікальні дослідження з визначення структури потоку в моделях високонапірних турбін Френсіса [195, 196]. В цих роботах представлено комплексний аналіз реальної структури потоку, що формується елементами підводу перед РК на режимах, що охоплюють всю універсальну характеристику. Наводяться пояснення причин виникнення вторинних течій і суттєвих втрат енергії у всіх елементах ПЧ.

Вченими ІЕМС на гідродинамічних стендах проведено дослідження

більш ніж 90 варіантів моделей турбін для ГЕС і ГАЕС всіх типів. Детальний опис конструкції та характеристик стенда, а також результати цих робіт, що виносяться на захист, наведено нижче.

1.6 Висновки до першого розділу

1. В останні роки роль гідроенергетики в світі і України зростає, забезпечуючи балансування енергосистем, безперебійну генерацію електроенергії та регулювання пікових навантажень. Тому будівництво нових та модернізація існуючих ГЕС і ГАЕС є надважливою економічною задачею.

2. На сьогодні при проєктуванні нових проточних частин і модернізації існуючих ГЕС і ГАЕС найбільш перспективним і ефективним методом вивчення робочих процесів в моделях турбін є чисельний експеримент. Експериментальні дослідження на гідродинамічному стенді доцільно проводити на останніх етапах робіт для підтвердження результатів, отриманих в чисельний спосіб, і отримання більш кількісно точних енергетичних і пульсаційних характеристик.

3. При математичному моделюванні робочих процесів в турбінах для ГЕС і ГАЕС на сьогодні найбільш актуальним є використання тривимірних моделей на основі чисельного інтегрування осереднених рівнянь Нав'є-Стокса з застосуванням різних моделей турбулентності. Використання спрощених методів розрахунку припустимо лише на попередніх етапах проєктування проточних частин.

4. Визначено і проаналізовано основні перспективні напрями підвищення ефективності і розширення діапазону експлуатації турбін для ГЕС і ГАЕС, що дало змогу визначити шляхи і методи досягнення поставленої мети роботи.

5. Встановлено, що питання впливу просторового профілювання лопатей робочих коліс осьового та радіально-осьового типу структуру потоку в проточній частині, на енергетичні пульсаційні характеристики досліджені недостатньо і потребують подальшого вивчення.

6. Підвищення ефективності і розширення діапазону експлуатації насос-турбін за рахунок застосування сплітерних робочих коліс є перспективним і ефективним, їх застосування доцільно розглядати в кожному конкретному випадку при проєктуванні нових і модернізації існуючих агрегатів.

7. Встановлення вирівнювальних ребер у дифузорі відсмоктувальної труби є одним з дійових методів зниження інтенсивності джгутових вихорів і розширення діапазону експлуатації у генераторному режимі при часткових навантаженнях, їх застосування в агрегатах насос-турбін потребує подальшого дослідження.

8. Публікації за темою розділу:

Суботін В.Г., Осадчий С.Д., Рассовський В.Л., Бураков О.С., Єфименко В.М. , Коршунов О.О., Кобзар І.В., Ковальов Ю.М., Хорєв О.М., Калініна Л.Г. Створення високоекономічних гідроагрегатів для ГЕС України/ Харків: ПрАТ «Укргідропроект», 2021. ФОП Рубашкін Д.Ю. 248 с. ISBN: 978-617-8001-04-9;

Дедков В.Н. Разработка и исследование ортогональной микроГЭС на малые напоры/ В.Н. Дедков, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. Харьков, 2009. – т. 12, №3. С. 21–27;

Русанов А.В. Газодинамическое совершенствование проточной части цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5/ А.В. Русанов, А.И. Косьянова, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Наука та інновації. − Київ, 2013.– Вип. 1. – С. 33–40. ISSN 1815-2066.

Bykov Y., Khoryev O., Korotaiev P., Dedkov V., Agibalov Y.: Numerical Investigation of Unsteady Flow in Draft Tube with Ribs. *In: Proc. of 2022 IEEE KhPI Week on Advanced Technology, 589-594, Kharkiv, 3-7 October, 2022. https://doi.org/10.1109/KhPIWeek57572.2022.9916461. (*фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)*

Русанов А.В. Газодинамическое совершенствование проточной части цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5/ А.В. Русанов, А.И. Косьянова, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Наука та інновації. − Київ, 2013.– Вип. 1. – С. 33–40. ISSN 1815-2066.

РОЗДІЛ 2
МЕТОДИ МАТЕМАТИЧНОГО І ФІЗИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В ПРОТОЧНИХ ЧАСТИНАХ ТУРБОМАШИН, ЩО ЗАСТОСОВАНІ В РОБОТІ

2.1 Методи математичного дослідження просторових течій в'язкої нестисливої рідини в моделях проточних частинах гідромашин

2.1.1 Система рівнянь Рейнольдса з коефіцієнтом штучної стисливості

Як показав огляд сучасних публікацій (розділ 1), на сьогодні моделювання течії нестисливої в'язкої рідини найчастіше виконують за допомогою розв'язання осереднених за Рейнольдсом рівнянь Нав'є-Стокса.

«Нестисливі» рівняння Рейнольдса з двопараметричною моделлю турбулентності $k-\omega$, записані у векторній формі в декартовій системі координат, що обертається з постійною кутовою швидкістю Ω навколо осі x, мають такий вигляд [197]

$$R_t \frac{\partial}{\partial t} Q + \frac{\partial}{\partial x}\left(E_i + E_\nu\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(F_i + F_\nu\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(G_i + G_\nu\right) = H, \qquad (2.1)$$

де $Q = \begin{pmatrix} P \\ u \\ v \\ w \\ k \\ \omega \end{pmatrix}$; $R_t = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$; $H = \begin{pmatrix} 0 \\ g \\ y\Omega^2 + 2w\Omega \\ z\Omega^2 - 2v\Omega \\ H_k \\ H_\omega \end{pmatrix}$;

$$P = \frac{p}{\rho_*};\ H_k = \left(\widetilde{P}_k - \varepsilon\right) f_6;$$

$$H_\omega = \left[\frac{\gamma}{\nu_t} P_k - \beta\omega^2 f_4 + \left(1 - f_1\right)\frac{2}{\omega\sigma_{\omega 2}} C_D\right] f_7;$$

$$E_i = \begin{pmatrix} u \\ u^2 + P \\ uv \\ uw \\ uk \\ u\omega \end{pmatrix};\ F_i = \begin{pmatrix} v \\ vu \\ v^2 + P \\ vw \\ vk \\ v\omega \end{pmatrix};\ G_i = \begin{pmatrix} w \\ wu \\ wv \\ w^2 + P \\ wk \\ w\omega \end{pmatrix};$$

$$E_v = \begin{pmatrix} 0 \\ -\tau_{xx} \\ -\tau_{xy} \\ -\tau_{xz} \\ -\chi_{kx} \\ -\chi_{\omega x} \end{pmatrix};\ F_v = \begin{pmatrix} 0 \\ -\tau_{xy} \\ -\tau_{yy} \\ -\tau_{yz} \\ -\chi_{ky} \\ -\chi_{\omega y} \end{pmatrix};\ G_v = \begin{pmatrix} 0 \\ -\tau_{zx} \\ -\tau_{zy} \\ -\tau_{zz} \\ -\chi_{kz} \\ -\chi_{\omega z} \end{pmatrix};$$

$$\tau_{xx} = 2\upsilon\frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3}k;\ \tau_{yy} = 2\upsilon\frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3}k;\ \tau_{zz} = 2\upsilon\frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3}k;$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \upsilon\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right);\ \tau_{xz} = \tau_{zx} = \upsilon\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right);\ \tau_{yz} = \tau_{zy} = \upsilon\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right);$$

$$\nu = \nu_l + \nu_t;\ \nu_t = \frac{\alpha^* k}{\max\left(\omega; \frac{f_2 S}{a_1}\right)};$$

$$\chi_{kx} = \left(\nu_l + \frac{\nu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x};\ \chi_{ky} = \left(\nu_l + \frac{\nu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial y};\ \chi_{kz} = \left(\nu_l + \frac{\nu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial z};$$

$$\chi_{\omega x} = \left(\nu_l + \frac{\nu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x};\ \chi_{\omega y} = \left(\nu_l + \frac{\nu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial \omega}{\partial y};\ \chi_{\omega z} = \left(\nu_l + \frac{\nu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial \omega}{\partial z};$$

x, y, z, t – декартові координати і час;

Q – вектор консервативних змінних;

E_i, F_i, G_i – вектори потоків (нев'язка частина);

E_v, F_v, G_v – вектори потоків (в'язка частина);

p, P, u, v, w – статичний і кінематичний тиск, компоненти вектора швидкості;

k, ω – кінетична енергія турбулентності, питома швидкість дисипації;

ρ_* –щільність рідини;

ν − сумарна кінематична в'язкість рідини;

ν_l − молекулярна кінематична в'язкість (константа по всій розрахунковій області);

ν_t − турбулентна кінематична в'язкість.

Величини, на підставі яких визначаються турбулентна в'язкість ν_t і джерельні члени H_k і H_ω, відповідають двопараметричній моделі турбулентності $k-\omega$, де температура рідини передбачається постійною. Їх докладний опис наведено в роботах [156, 197].

Оскільки пряме інтегрування за часом системи рівнянь (2.1) маршовими методами неможливе [115, 198], то для гіперболізації вихідної системи диференціальних рівнянь використовується метод штучної стисливості Чоріна [115, 197, 199, 200, 201]. Перетворена за допомогою методу штучної стисливості система нестискуваних рівнянь Рейнольдса відрізняється від (2.1) матрицею R_t, яка набуває вигляду

$$R_t = \begin{pmatrix} \frac{1}{\beta} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

У цьому випадку розв'язання здійснюється методом встановлення за часом, а коефіцієнт штучної стисливості β розглядається як параметр релаксації. Якщо при $t \to \infty$ модифікована система рівнянь має стаціонарне розв'язання, то вона має фізичний сенс просторової в'язкої турбулентної течії нестисливої рідини. Чисельні розв'язання у проміжні моменти часу позбавлені фізичного сенсу [115, 197]. При подальшому викладі для скорочення систему рівнянь (2.1) будемо асоціювати також і з системою, у якій використовується коефіцієнт штучної стисливості β.

Існує кілька варіантів визначення коефіцієнта штучної стисливості, але

при цьому передбачається, що його значення зазвичай постійне або кусково-постійне. Для забезпечення високої швидкості збіжності й збереження порядку власних значень матриць Якобі векторів потоків коефіцієнт β рекомендують обирати із співвідношень [202]

$$\beta = \max\left(0.3,\, r\left(u^2 + v^2 + w^2\right)\right),\; r = 1\ldots5,$$

або

$$\beta = \delta_1 a_*^2 + \delta_0,\; \delta_1 = 1\ldots5,\; 0 < \delta_0 << 1,$$

де a_* – характерна швидкість потоку.

У роботі в якості характерної швидкості потоку розглядається його максимальна швидкість. Модифікована система (2.1) в узагальненій криволінійній системі координат $\xi = \xi(x,y,z)$, $\eta = \eta(x,y,z)$, $\zeta = \zeta(x,y,z)$ має вигляд [197]

$$\frac{\partial}{\partial t}Q + \frac{1}{J_*}\frac{\partial}{\partial \xi}J_*(E_i + E_v) + \frac{\partial}{\partial \eta}J_*(F_i + F_v) + \frac{\partial}{\partial \zeta}J_*(G_i + G_v) = H \qquad (2.2)$$

$$\text{де } Q = \begin{pmatrix} \frac{P}{\beta} \\ u \\ v \\ w \\ k \\ \omega \end{pmatrix};\; E_i = \begin{pmatrix} U \\ uU + \frac{\partial \xi}{\partial x}P \\ vU + \frac{\partial \xi}{\partial y}P \\ wU + \frac{\partial \xi}{\partial z}P \\ kU \\ \omega U \end{pmatrix};\; F_i = \begin{pmatrix} V \\ uV + \frac{\partial \eta}{\partial x}P \\ vV + \frac{\partial \eta}{\partial y}P \\ wV + \frac{\partial \eta}{\partial z}P \\ kV \\ \omega V \end{pmatrix};\; G_i = \begin{pmatrix} W \\ uW + \frac{\partial \zeta}{\partial x}P \\ vW + \frac{\partial \zeta}{\partial y}P \\ wW + \frac{\partial \zeta}{\partial z}P \\ kW \\ \omega W \end{pmatrix};$$

$$E_\upsilon = \begin{pmatrix} 0 \\ -\tau_{\xi\xi} \\ -\tau_{\xi\eta} \\ -\tau_{\xi\zeta} \\ -\chi_{k\xi} \\ -\chi_{\omega\xi} \end{pmatrix};\; F_\upsilon = \begin{pmatrix} 0 \\ -\tau_{\eta\xi} \\ -\tau_{\eta\eta} \\ -\tau_{\eta\zeta} \\ -\chi_{k\eta} \\ -\chi_{\omega\eta} \end{pmatrix};\; G_\upsilon = \begin{pmatrix} 0 \\ -\tau_{\zeta\xi} \\ -\tau_{\zeta\eta} \\ -\tau_{\zeta\zeta} \\ -\chi_{k\zeta} \\ -\chi_{\omega\zeta} \end{pmatrix};$$

$$U = \frac{\partial \xi}{\partial x}u + \frac{\partial \xi}{\partial y}v + \frac{\partial \xi}{\partial z}w;\; V = \frac{\partial \eta}{\partial x}u + \frac{\partial \eta}{\partial y}v + \frac{\partial \eta}{\partial z}w;\; W = \frac{\partial \zeta}{\partial x}u + \frac{\partial \zeta}{\partial y}v + \frac{\partial \zeta}{\partial z}w;$$

$$J=\begin{pmatrix} \frac{\partial \xi}{\partial x} & \frac{\partial \eta}{\partial x} & \frac{\partial \zeta}{\partial x} \\ \frac{\partial \xi}{\partial y} & \frac{\partial \eta}{\partial y} & \frac{\partial \zeta}{\partial y} \\ \frac{\partial \xi}{\partial z} & \frac{\partial \eta}{\partial z} & \frac{\partial \zeta}{\partial z} \end{pmatrix}=\begin{pmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \xi} & \frac{\partial z}{\partial \xi} \\ \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial y}{\partial \eta} & \frac{\partial z}{\partial \eta} \\ \frac{\partial x}{\partial \zeta} & \frac{\partial y}{\partial \zeta} & \frac{\partial z}{\partial \zeta} \end{pmatrix}^{-1};\ J_*=\det\left(J^{-1}\right);$$

J − невироджений якобіан переходу між системами координат.

Компоненти тензора деформацій мають вигляд

$$\tau_{s\xi}=\frac{\partial s}{\partial x}\tau_{xx}+\frac{\partial s}{\partial y}\tau_{xy}+\frac{\partial s}{\partial z}\tau_{xz},$$

$$\tau_{s\eta}=\frac{\partial s}{\partial x}\tau_{xy}+\frac{\partial s}{\partial y}\tau_{yy}+\frac{\partial s}{\partial z}\tau_{yz},$$

$$\tau_{s\zeta}=\frac{\partial s}{\partial x}\tau_{xz}+\frac{\partial s}{\partial y}\tau_{yz}+\frac{\partial s}{\partial z}\tau_{zz},$$

$$\chi_{ks}=s_x\chi_{kx}+s_y\chi_{ky}+s_z\chi_{kz},$$

$$\chi_{\omega s}=s_x\chi_{\omega x}+s_y\chi_{\omega y}+s_z\chi_{\omega z},$$

$$s=\{\xi,\eta,\zeta\}.$$

При моделюванні течій нев'язкої нестисливої рідини в'язкі складові векторів потоків приймаються $E_v=F_v=G_v\equiv 0$, а також не використовуються рівняння для k і ω.

Рівняння (2.2) можна записати у недивергентній формі [197]

$$\frac{\partial q}{\partial t}+A\frac{\partial q}{\partial \xi}+B\frac{\partial q}{\partial \eta}+C\frac{\partial q}{\partial \zeta}=RHS, \tag{2.3}$$

де $q=\begin{pmatrix} P \\ u \\ v \\ w \\ k \\ \omega \end{pmatrix}$ − вектор примітивних змінних;

$$T=\begin{pmatrix}\beta & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1\end{pmatrix}$$ – матриця переходу від примітивних змінних до консервативних змінних;

$$A=T\frac{\partial E_i}{\partial Q}T^{-1};\ B=T\frac{\partial F_i}{\partial Q}T^{-1};\ C=T\frac{\partial G_i}{\partial Q}T^{-1};$$

$$RHS=H-\frac{1}{J_*}\left(\frac{\partial}{\partial\xi}\left(J_*E_\nu\right)+\frac{\partial}{\partial\eta}\left(J_*F_\nu\right)+\frac{\partial}{\partial\zeta}\left(J_*G_\nu\right)\right).$$

Введені матриці Якобі A, B, C можна записати у вигляді [197]

$$M_s=\begin{pmatrix}0 & \beta\cdot s_x & \beta\cdot s_y & \beta\cdot s_z & 0 & 0\\ s_x & s_xu+\Theta & s_yu & s_zu & 0 & 0\\ s_y & s_xv & s_yv+\Theta & s_zv & 0 & 0\\ s_z & s_xw & s_yw & s_zw+\Theta & 0 & 0\\ 0 & k\cdot s_x & k\cdot s_y & k\cdot s_z & \Theta & 0\\ 0 & \omega\cdot s_x & \omega\cdot s_y & \omega\cdot s_z & 0 & \Theta\end{pmatrix},$$

$$M_s=\left[A,B,C\right],\ s=\left[\xi,\eta,\zeta\right],\ \Theta=\left[U,V,W\right].$$

Введене скорочення означає, що матриця A отримується у разі $s=\xi$ і $\Theta=U$, матриця B – у разі $s=\eta$ і $\Theta=V$, а матриця C – якщо $s=\zeta$ і $\Theta=W$.

Для кожного s матрицю M_s можна привести до діагонального вигляду Λ_s

$$L_sM_sR_s=\Lambda_s,\ L_s=R_s^{-1},$$

$$\Lambda_s=\begin{pmatrix}\lambda_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0\\ 0 & \lambda_2 & 0 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & \lambda_3 & 0 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & \lambda_4 & 0 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda_5 & 0\\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda_6\end{pmatrix},$$

$$\lambda_{1,4}=\Theta\mp\sqrt{\Theta^2+\beta\cdot s_0^2}=\Theta\mp\Theta_0,\ \lambda_{2,3,5,6}=\Theta,\ s_0^2=s_x^2+s_y^2+s_z^2,$$

де R_s − матриця, стовпці якої є власними векторами для власних значень λ_i, $i = 1\ldots6$ відповідно.

Загальний вигляд матриці R_s [197]

$$R_s = \begin{pmatrix} -\beta\cdot\Theta_0 & 0 & 0 & \beta\cdot\Theta_0 & 0 & 0 \\ \beta\cdot s_x + \lambda_1 u & c_x & d_x & \beta\cdot s_x + \lambda_4 u & 0 & 0 \\ \beta\cdot s_y + \lambda_1 v & c_y & d_y & \beta\cdot s_y + \lambda_4 v & 0 & 0 \\ \beta\cdot s_z + \lambda_1 w & c_z & d_z & \beta\cdot s_z + \lambda_4 w & 0 & 0 \\ \lambda_1 k & 0 & 0 & \lambda_4 k & 1 & 0 \\ \lambda_1 \omega & 0 & 0 & \lambda_4 \omega & 0 & 1 \end{pmatrix},$$

$$c_x s_x + c_y s_y + c_z s_z = 0,\ d_x s_x + d_y s_y + d_z s_z = 0.$$

Для визначення коефіцієнтів c_x, c_y, c_z і d_x, d_y, d_z використовують співвідношення для метричних коефіцієнтів [197]

$$\begin{pmatrix} x_\xi & y_\xi & z_\xi \\ x_\eta & y_\eta & z_\eta \\ x_\zeta & y_\zeta & z_\zeta \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \xi_x & \eta_x & \zeta_x \\ \xi_y & \eta_y & \zeta_y \\ \xi_z & \eta_z & \zeta_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Матриця R_s є невиродженою.

Чисельне розв’язання системи рівнянь (2.2), враховуючи елементи матриць Якобі, які було приведено до діагонального вигляду, ефективно здійснюється за допомогою неявної квазімонотонної ENO схеми підвищеної точності, наведеної в роботах [156, 197] і орієнтованої на використання неструктурованих сіток із шестигранними комірками.

2.1.2 Моделювання турбулентних явищ

При чисельному моделюванні течії в проточних частинах турбомашин для ГЕС і ГАЕС важливе значення приділяють вибору такої моделі турбулентності, яка може мати значний вплив на заплановані результати. При виборі моделі турбулентності враховують такі основні критерії:

– простоту і зручність у використанні при чисельних дослідженнях;

– високу обчислювальну ефективність;

– широку апробованість класу течій, що розглядається, для різних типів проточних частин.

Для знаходження коефіцієнта турбулентної в'язкості використовують різні моделі турбулентності. Сімейство двопараметричних моделей турбулентності $k-\omega$ можна записати у загальному вигляді [197]

$$\frac{\partial Q}{\partial t}+\frac{\partial\left(E_i+E_v\right)}{\partial x}+\frac{\partial\left(F_i+F_v\right)}{\partial y}+\frac{\partial\left(G_i+G_v\right)}{\partial z}=H, \qquad (2.4)$$

де $$Q=\begin{vmatrix}\rho k\\ \rho\omega\end{vmatrix};\ \mu_k=\mu_l+\frac{\mu_t}{\sigma_k};\ \mu_\omega=\mu_l+\frac{\mu_t}{\sigma_\omega};$$

$$E_i=\begin{vmatrix}\rho uk\\ \rho u\omega\end{vmatrix};\ E_v=\begin{vmatrix}-\chi_{kx}\\ -\chi_{\omega x}\end{vmatrix};\ \chi_{kx}=\mu_k\frac{\partial k}{\partial x};\ \chi_{\omega x}=\mu_\omega\frac{\partial\omega}{\partial x};$$

$$F_i=\begin{vmatrix}\rho vk\\ \rho v\omega\end{vmatrix};\ F_v=\begin{vmatrix}-\chi_{ky}\\ -\chi_{\omega y}\end{vmatrix};\ \chi_{ky}=\mu_k\frac{\partial k}{\partial y};\ \chi_{\omega y}=\mu_\omega\frac{\partial\omega}{\partial y};$$

$$G_i=\begin{vmatrix}\rho wk\\ \rho w\omega\end{vmatrix};\ G_v=\begin{vmatrix}-\chi_{kz}\\ -\chi_{\omega z}\end{vmatrix};\ \chi_{kz}=\mu_k\frac{\partial k}{\partial z};\ \chi_{\omega z}=\mu_\omega\frac{\partial\omega}{\partial z};$$

$$H=\begin{vmatrix}\left(\widetilde{P}_k-\varepsilon\right)f_6\\ \left[\frac{\gamma\rho}{\mu_t}P_k-\beta\rho\omega^2 f_4+\left(1-f_1\right)\frac{2\rho}{\omega\sigma_{\omega 2}}C_D\right]f_7\end{vmatrix};$$

$$\widetilde{P}_k=\min\left(c_l\varepsilon,P_k\right);\ \varepsilon=\beta^*\rho\omega k f_8;\ C_D=\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j}=\frac{\partial k}{\partial x}\frac{\partial\omega}{\partial x}+\frac{\partial k}{\partial y}\frac{\partial\omega}{\partial y}+\frac{\partial k}{\partial z}\frac{\partial\omega}{\partial z};$$

$$P_k=\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j};\ S=\sqrt{2S_{ij}S_{ij}};\ S_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right);\ \Omega=\sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}};$$

$$\Omega_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right);\ B_1=\frac{\sqrt{k}}{\beta^*\omega d};\ B_2=\frac{\mu_l}{\rho\omega d^2};$$

d – відстань до найближчої стінки; $A_1=\min\left[\max\left(B_1;c_1B_2\right);\overline{B}_3\right];$

$$\overline{B}_3=\frac{2k\omega}{\overline{C}_{D,k-\omega}d^2};\ \overline{C}_{D,k-\omega}=\max\left(C_D;\overline{C}_{D,k-\omega,\min}\right);\ \overline{C}_{D,k-\omega,\min}=1\cdot10^{-8}\cdot\max_{\Phi}\left(C_D\right);$$

Φ – розрахункова область; $\mu_t = \dfrac{\alpha^* \rho k}{\max\left(\omega; f_2 S/a_1\right)}$; $f_4 = \dfrac{1}{1+c_{rc}Ri}$; $Ri = \dfrac{\Omega}{S}\left(\dfrac{\Omega}{S}-1\right)$;

$I_2 = \dfrac{1}{2}\left(\dfrac{\partial u_i}{\partial x_i}\dfrac{\partial u_j}{\partial x_j} - \dfrac{\partial u_i}{\partial x_j}\dfrac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$; Δ – об'єм елементу; $f_6 = 1-\text{th}\left(A_4\right)$; $A_4 = \left|I_2\Delta\right|\widetilde{\Pi}_{6\max}$;

$f_7 = 1-\text{th}\left(A_5\right)$; $A_5 = \left|I_2\Delta\right|\widetilde{\Pi}_{7\max}$; $\sigma_{\omega 1} = 2$; β_1=0,075; $\sigma_{k2} = 1$; $\sigma_{\omega 2}$=1,1682;

β_2=0,0828; $\gamma_2 = \dfrac{\beta_2}{\beta^*} - \sigma_{\omega 2}\dfrac{k^2}{\sqrt{\beta^*}} = 0{,}4403$; β^*=0,09; α_1=0,31;

$c_1 = 500$; $c_2 = 500$; $c_3 = 150$; $c_l = 20$;

$\left|\sigma_k, \sigma_\omega, \sigma, \gamma\right|^T = f_1\left|\sigma_{k1}, \sigma_{\omega 1}, \beta_1, \gamma_1\right|^T + \left(1-f_1\right)\left|\sigma_{k2}, \sigma_{\omega 2}, \beta_2, \gamma_2\right|^T$;

$\overline{\omega} = \max\left(\omega, \upsilon S\right)$; $\upsilon = 1{,}5$; $f_2 = c_4\,\text{th}\left(A_2^2\right)$; $R_\omega = \dfrac{\rho k}{\mu\omega}$; $f_1 = 1 - c_5\left[1-\text{th}\left(A_1^4\right)\right]$;

$\sigma_{k1} = c_4\sigma_{k1,SST} + \left(1-c_4\right)\sigma_{k1,k-\omega}$; $\sigma_{k1,SST} = 1{,}1765$; $\sigma_{k1,k-\omega} = 2$;

$\gamma_1 = \left[c_5\gamma_{1,SST} + \left(1-c_5\right)\gamma_{1,k-\omega}\right]\cdot\left[\left(1-c_6\right) + c_6\dfrac{0{,}27+R_\omega}{2{,}7+R_\omega}\right]$; $\gamma_{1,SST} = 0{,}5532$; $\gamma_{1,k-\omega} = \dfrac{5}{9}$;

$\overline{\alpha}^* = \alpha^*\left[\left(1-c_6\right) + c_6\dfrac{0{,}15+R_\omega}{6+R_\omega}\right]$; $\overline{\beta}^* = \beta^*\left[\left(1-c_6\right) + c_6\dfrac{1137{,}78+R_\omega^4}{4096+R_\omega^4}\right]$; β^*=0,09.

Залежно від вибору значень констант в рівнянні (2.4) реалізуються різні двопараметричні моделі турбулентності $k-\omega$. У випадку $c_4 = 0$ и $c_5 = 0$ маємо звичайну $k-\omega$ **модель Уілкокса**, а при константах $c_4 = 0$ і $c_5 = 1$ – модель $k-\omega$ **BSL Ментера**. У стінки та більшої частини пограничного шару BSL модель поводиться подібно $k-\omega$ моделі, забезпечуючи при цьому точне і надійне моделювання пристінної турбулентності, а далеко від твердих тіл – переходить в $k-\varepsilon$ модель, що забезпечує незалежність результату від малості значення питомої швидкості дисипації на границях входу.

При завданні величин констант рівними $c_4 = 1$ і $c_5 = 1$ буде отримана модель $k-\omega$ **SST Ментера** [197, 203]. Відмінність SST від BSL моделі полягає у використанні гіпотези Бредшоу, в якій турбулентні дотичні напруження пропорційні кінетичній енергії турбулентності. Ця гіпотеза має вирішальне

значення при моделюванні відривних течій з високими позитивними градієнтами тиску. Крім того, внесено ряд модифікацій в формулу (2.4), які відсутні в оригінальних моделях, що дозволяють більш коректно описувати складні закручені тривимірні турбулентні течії, в тому числі в системі координат, що обертається.

На сьогодні серед диференціальних моделей турбулентної в'язкості цим вимогам найбільшою мірою задовольняє модель SST Ментера [197].

2.1.3 Граничні умови. Чисельна схема

Для чисельного розв’язання рівнянь, що описані в підрозділі 2.1.1, необхідно задати додаткові умови на границях розрахункової області. У розв'язуваних задачах розглядаються такі типи границь: вхід, вихід, непрозора границя (стінка). Також існують границі періодичності і поверхонь ковзання, однак ці межі або внутрішні і не вимагають спеціальних умов, або штучні і вимагають завдання додаткових співвідношень.

Вхід: границя, через яку робоче тіло втікає в розрахункову область. На границі входу задаються або повний тиск

$$P_0 = p + \frac{u^2 + v^2 + w^2}{2}$$

і напрямні косинуси вектора швидкостей, або розподіл компонент вектора швидкості. Додатково визначаються ступінь турбулентності, умова рівноважності турбулентності, а також (в разі необхідності) товщини пограничних шарів.

Вихід: границя, через яку робоче тіло витікає з розрахункової області. На границі виходу задається розподіл статичного тиску p.

На границях входу і виходу в якості додаткових співвідношень використовуються рівняння, отримані з співвідношень на характеристиках $L_\psi dq = 0$, де ψ – локальний сітковий напрямок.

При цьому для входу вибирається рівняння, відповідне власному числу

λ_1, а для виходу – λ_4.

Непроникна поверхня (стінка): на стінці для рівнянь Ейлера задається умова $u\psi_x + v\psi_y + w\psi_z = 0$ (ψ – напрямок, ортогональний до поверхні стінки в даній точці), а для рівнянь Нав'є-Стокса – умова прилипання $u = v = w = 0$. Всі співвідношення записуються у відносній системі координат. Тиск на стінці визначається з урахуванням співвідношення:

$$\frac{\partial p}{\partial \psi} = x_\psi\left(\psi_x \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial \psi} + \psi_y \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial \psi} + \psi_z \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial \psi}\right) +$$

$$+ \mathrm{y}_\psi\left(\psi_\mathrm{x} \frac{\partial \tau_{\mathrm{xy}}}{\partial \psi} + \psi_\mathrm{y} \frac{\partial \tau_{\mathrm{yy}}}{\partial \psi} + \psi_\mathrm{z} \frac{\partial \tau_{\mathrm{yz}}}{\partial \psi}\right) +$$

$$+ \mathrm{z}_\psi\left(\psi_\mathrm{x} \frac{\partial \tau_{\mathrm{xz}}}{\partial \psi} + \psi_\mathrm{y} \frac{\partial \tau_{\mathrm{yz}}}{\partial \psi} + \psi_\mathrm{z} \frac{\partial \tau_{\mathrm{zz}}}{\partial \psi}\right) +$$

$$+ \left[\psi_\mathrm{x} \mathrm{H}_2 + \psi_\mathrm{y} \mathrm{H}_3 + \psi_\mathrm{y} \mathrm{H}_4\right],$$

де $\psi -$ сітковий напрямок, ортогональний до стінки.

Для визначення значень на внутрішніх границях також використовуються співвідношення на характеристиках (для розв’язання задачі про розпад-розрив). Значення нормальної компоненти швидкості і статичного тиску отримують з співвідношень для λ_1 і λ_4, а дотичні компоненти вектора швидкості, кінетична енергія турбулентності і питома швидкість дисипації зносяться з сусіднього елементу згідно знаку λ_2.

Фізична область відображається на розрахункову область за допомогою неструктурованої сітки з шестигранними елементами. Така сітка допускає локальну структуризацію. Чисельне інтегрування рівнянь виконується за допомогою неявної квазімонотонної схеми Годунова підвищеної точності [198, 203]. Більш детально чисельний метод описаний в роботах [197, 203].

2.1.4 Апробація математичних моделей

Математична модель і чисельний метод, які описано вище, реалізовано в

програмному комплексі *IPMFlow* (розробка ІЕМС), який є розвитком програм *FlowER i FlowER-U* [68, 156, 197] і доопрацьованого для розрахунків нестисливих течій [197, 200].

Для апробації чисельної схеми було розглянуто ряд тестових задач:

а) розрахунок течії нев'язкої нестисливої рідини. З використанням системи рівнянь Ейлера виконано чисельне моделювання стаціонарної течії навколо профілю NACA0012 [197]. Отримані результати розподілу ізоліній статичного тиску при кутах атаки $\phi = -3°, \phi = 0°, \phi = 3°$ дають задовільне співвідношення з результатами, наведеними в роботі [201];

б) моделювання ламінарної течії в'язкої рідини вздовж плоскої пластини за допомогою розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса [197]. Проведено порівняння розрахованого профілю поздовжня компоненти швидкості у примежовому шарі з теоретичним профілем швидкості по Л. Хоуарту, результати показали задовільний збіг з відомими даними[197, 204];

в) розглянуто задачу обтікання профілю SIBNIA S–16 під різними кутами атаки, результатом якої стає розподіл коефіцієнта тиску на поверхні профілю при куті атаки α=5,16º. Отримані результати порівняно з результатами експерименту [197, 205], які демонструють задовільне співвідношення результатів.

2.2 Апробація математичних моделей і програм для дослідження робочого процесу в моделі осьової турбіни

Також для апробації математичної моделі і чисельного методу виконано розрахунки просторової в'язкої течії рідини в моделі ПЧ номенклатурної осьової поворотно-лопатевої турбіни ПЛ20/811-В (турбіни Каплана) і проведено порівняння отриманих результатів з даними експериментальної універсальної характеристики [197, 206, 207, 208, 209, 210, 211].

Розрахункові дослідження було виконано для моделі турбіни при приведених (до діаметру робочого колеса D_1=1 м і до напору H=1 м) режимних

параметрах. Основні характеристики елементів ПЧ: СК СУБ-0,43-210°; решітка симетричних профілів НА з числом лопаток z_o=28, висотою b_0=0,43D_1, діаметр розташування осей повороту лопаток D_0 =1,2D_1. Параметри РК ПЛ20/811: діаметр корпусу $d_{вт}$=0,4D_1, число лопатей z_1=4. Основні характеристики ВТ: висота h=2,43D_1, довжина L =4,05D_1, коліно типу КУ-1ПЛ.

Розрахунки проведено для режимів, визначених по універсальній характеристиці (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 –Режимні параметри розрахункових досліджень

Параметр	Режим			
	1	2	3	4
a_0, мм (для D_1=500 мм)	27,5	32,5	37,5	42,5
Q_I', л/с	1005	1170	1360	1580
n_1', хв$^{-1}$	122	147	175	209
ККД, %	90,5	92	90	82

На границях розрахункової області задавалися:

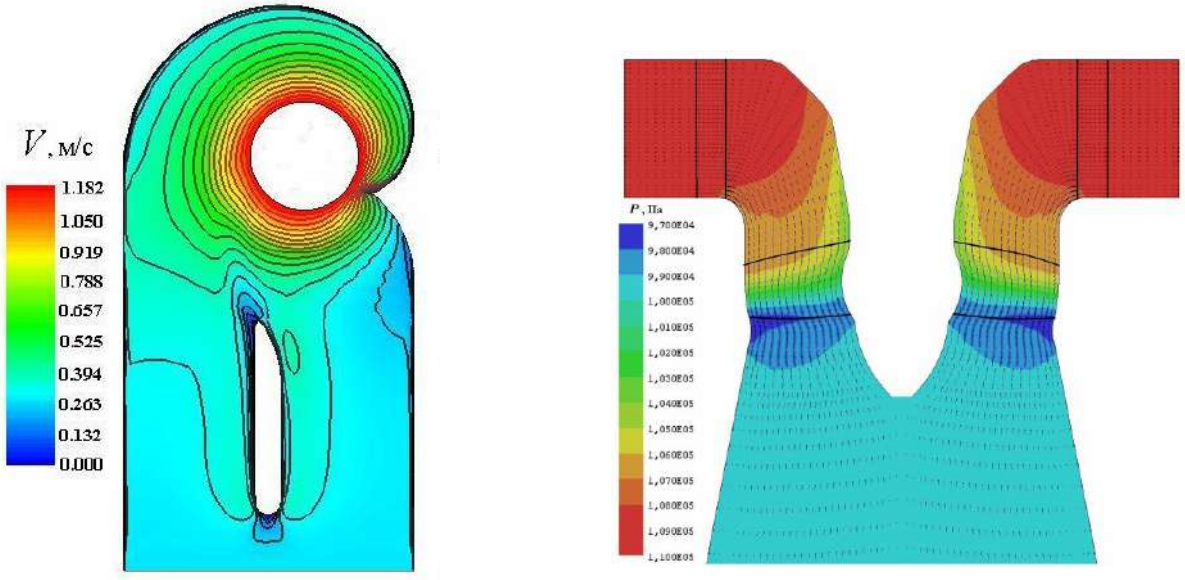
– на вході в СК– компоненти вектора швидкості потоку, що відповідає необхідній витраті;

– на стінках – умови прилипання (швидкість дорівнює нулю);

– на виході з ВТ – статичний тиск.

Фізична область відображалася на розрахункову з використанням сітки із загальним числом шестигранних елементів 5,5 млн: СК – 2 млн елементів, міжлопатковий канал НА – 512 тис. (80·80·80), міжлопатевий канал РК – 512 тис., ВТ – 2,5 млн. Дискретизацію досліджуваних розрахункових областей СК та ВТ виконано за допомогою неструктурованої сітки, в каналах РК і НА – автоматизовано побудовано структуровану сітку.

На рис. 2.1 наведено розподіл швидкості у СК, а також поля тиску і вектори швидкості в меридіональному перерізі в області НА і РК при оптимальному режимі 2 [206, 207, 208, 210].



а б

Рисунок 2.1 – Структура потоку в елементах проточної частини турбіни Каплана ПЛ20/811 при режимі 2: а – розподіл швидкості у середньому горизонтальному перерізі СК; б – поле тиску і вектори швидкості у меридіональному перерізі в області НА і РК

На рис. 2.2 представлено розподіл осереднених за висотою каналу НА радіальної V_r та колової V_u складових абсолютної швидкості і сформованого СК кута потоку $\alpha_{сп}$. Величина осередненого кута потоку $\alpha_{сп}$=34,5° в діапазоні кута обхвату спіралі $\varphi_{сп}$=0–210° добре відповідає рекомендованому ДСТУ осередненому куті СК СУБ-0,43-210°, рівному 35,67° [207, 210, 211].

На рис. 2.3 наведено розподіл швидкості у вертикальному перерізі ВТ при режимі 2 [209, 210, 211].

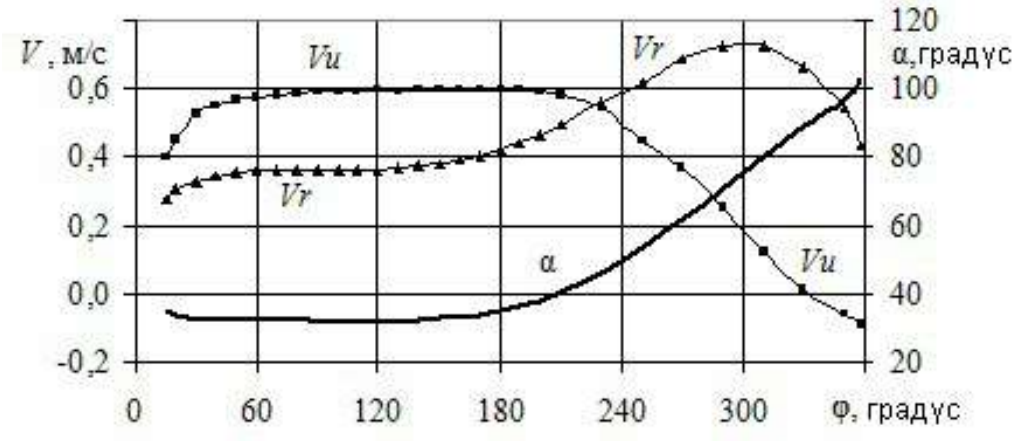


Рисунок 2.2 – Осереднені за висотою каналу НА колова та радіальна складові абсолютної швидкості і сформованого СК кута потоку $\alpha_{сп}$

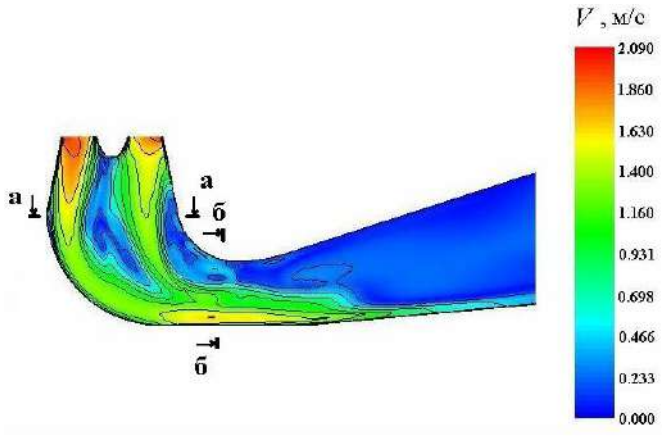


Рисунок 2.3 – Розподіл швидкості у ВТ при режимі 2

Кавітаційні показники оцінювалися за значеннями локального кавітаційного коефіцієнта $\sigma_л$, який визначався за розрахунком течії в зоні з мінімальними значеннями тиску на стороні розрідження лопаті при висоті відсмоктування H_s=0 для чотирьох режимів роботи. Локальний кавітаційний коефіцієнт $\sigma_л$ визначався за формулою

$$-\sigma_л = \frac{\frac{P_{\min}}{\rho g} - \frac{P_{вих}}{\rho g}}{H},$$

де $P_{вих}$ – прийнятий тиск на виході з розрахункової; P_{min} – максимальне розрідження на тильній стороні лопаті.

На рис. 2.4 наведено розрахункові значення локального кавітаційного коефіцієнта $\sigma_л$ і експериментальні величини кавітаційного коефіцієнта $\sigma_{експ}$, взяті з універсальної характеристики для чотирьох режимів роботи турбіни [210, 211].

В результаті проведених досліджень визначено гідравлічні втрати в елементах ПЧ [209, 210, 211]. На рис. 2.5 представлено розрахунковий енергетичний баланс і дані досліджень на гідродинамічному стенді.

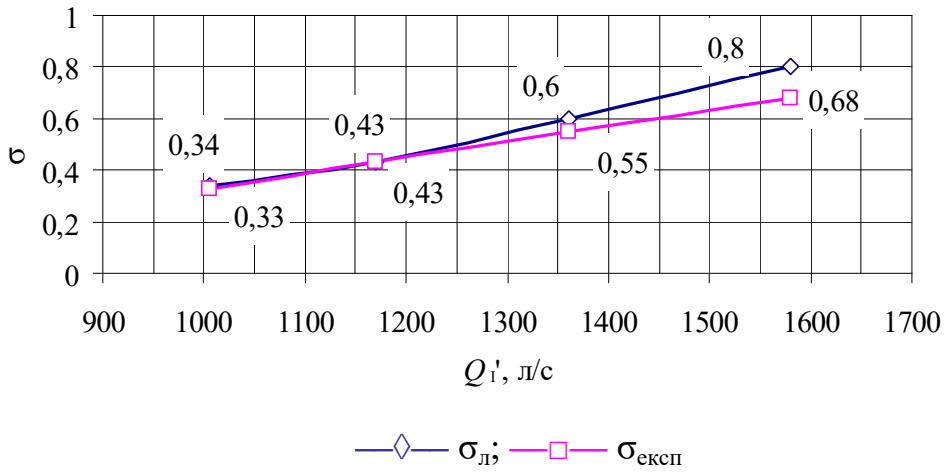


Рисунок 2.4 – Порівняння чисельних і експериментальних значень кавітаційних коефіцієнтів

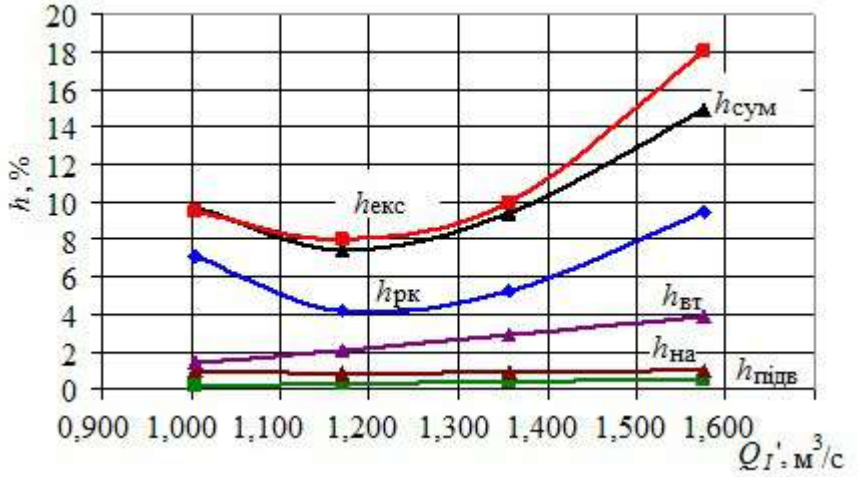


Рисунок 2.5 – Баланс гідравлічних втрат в проточній частині ПЛ20/811

Сумарні гідравлічні втрати визначалися як сума розрахункових втрат в окремих елементах ПЧ: в підводі $h_{підв}$, НА $h_{на}$, РК $h_{рк}$, і ВТ $h_{вт}$. Експериментальні втрати визначалися: $h_{експ}$ = 100-η, де η – значення ККД з універсальної характеристики турбіни.

Порівняння енергетичних та кавітаційних показників, отриманих в чисельний спосіб, з даними експериментальних досліджень демонструють їх задовільне кількісне і якісне узгодження. Різниця в значеннях пояснюється припущеннями, прийнятими при чисельних дослідженнях, і похибкою визначення ККД при експерименті на гідродинамічному стенді. Такі результати обґрунтовують можливість використовувати програмний комплекс

IPMFlow і математичні моделі і методи, що в ньому реалізовано, для дослідження робочого процесу в моделях турбомашин для ГЕС і ГАЕС.

2.3 Апробація математичних моделей и програм для дослідження робочого процесу в моделі низьконапірної радіально-осьової турбіни

В підрозділі наведено результати апробації чисельного дослідження течії рідини в моделі турбіни Френсіса на напори до 45 м, що проєктувалася у ТОВ «Харківтурбоінжинірінг» (далі – ХТІ) та впроваджена компанією *Go Goal* (Індія) для проєкту модернізації ГЕС Дхаліпур (Індія) [212].

Основні геометричні параметри елементів ПЧ:

– СК: перетини кругла, кут охоплення 350º, діаметр входу 1,29D_1, ширина в плані ~3,789D_1, швидкісний коефіцієнт $\alpha = \frac{V}{\sqrt{\mathrm{H}}}$ =0,89;

– статор: кількість статорних колон – 12, в тому числі зуб спіралі;

– НА: діаметр розташування осей повороту лопаток 1,284D_1, висота лопаток 0,326D_1, профіль симетричний, кількість лопаток 24;

– РК: кількість лопатей 13;

– ВТ: тип – вигнута, висота 2,9D_1, довжина 5,65D_1 [212].

Чисельні дослідження проведено в моделі ПЧ натурної турбіни Френсіса РО45 з діаметром РК D_1=3,1 м. Було побудовано 3D моделі СК зі статором, канали НА і РК та ВТ. Дискретизацію досліджуваних СК та ВТ виконано за допомогою неструктурованої сітки з шестигранними елементами. Число елементів у СК з колонами статора − 806 тис.; у ВТ – 922 тис. В каналах НА і РК сітка структурована і налічувала 80·80·100=640 тис. і 80·80·120=768 тис. елементів відповідно [212]. На рис. 2.6 наведено розрахункові сітки елементів ПЧ.

Дослідження виконано для низки розрахункових точок, що відповідають експлуатаційним режимам з потужністю 60; 70; 80; 90; 100 % від номінальної $N_{ном}$=17,91 МВт, а також максимальної N_{max}=18,64 МВт при розрахунковому та

максимальному напорах 29,988 і 30,688 м відповідно. Дослідження проведено в 2 етапи: спочатку було розраховано потік рідини в СК зі статором; на другому – в розрахунковій області, що містила канали НА і РК та ВТ.

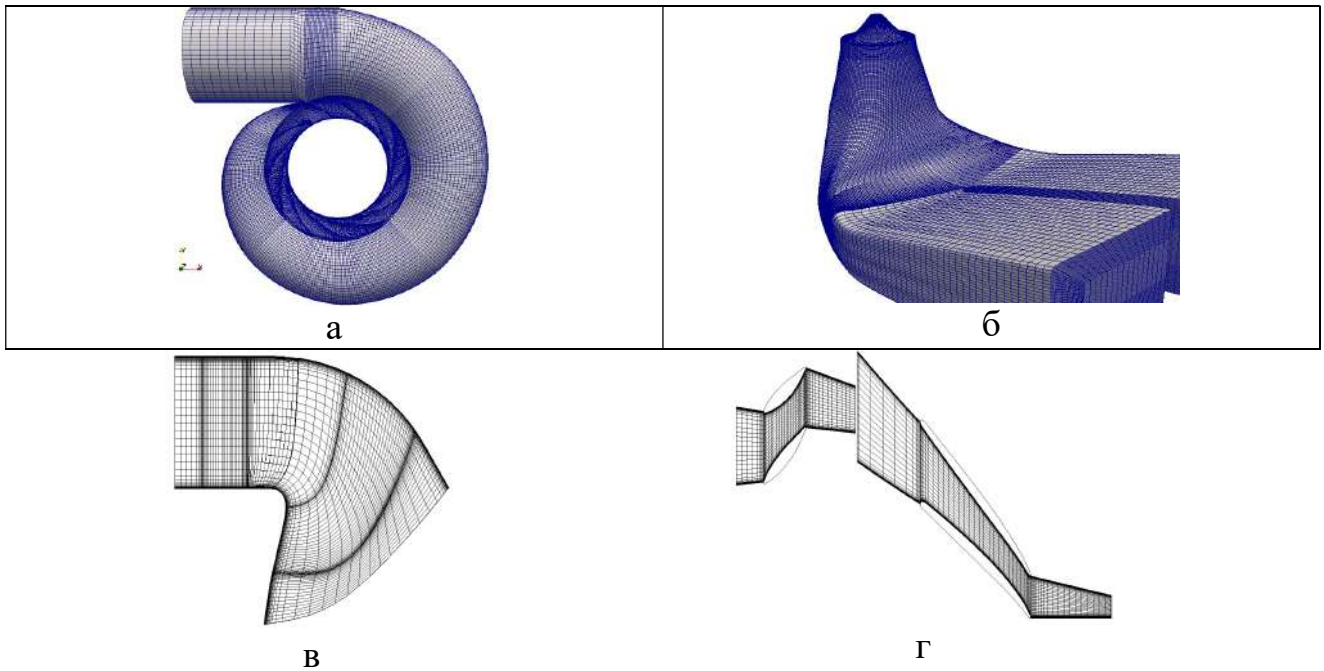


Рисунок 2.6 – Розрахункова сітка в елементах ПЧ турбіни Френсіса:
а – СК з колонами статора; б – відсмоктувальна труба; в – канали НА і РК в меридіональному перерізі; г – канали НА і РК в тангенціальному перерізі (другий рівень сітки)

На рис. 2.7 приведено поле швидкостей і тиску в горизонтальному перерізі, що проходить через середину колон статора, при витраті рідини Q=64 93 м^3/с, яка відповідає витраті при розрахунковому напорі $H_р$=29,988 м і потужності 100 % від номінальної [212].

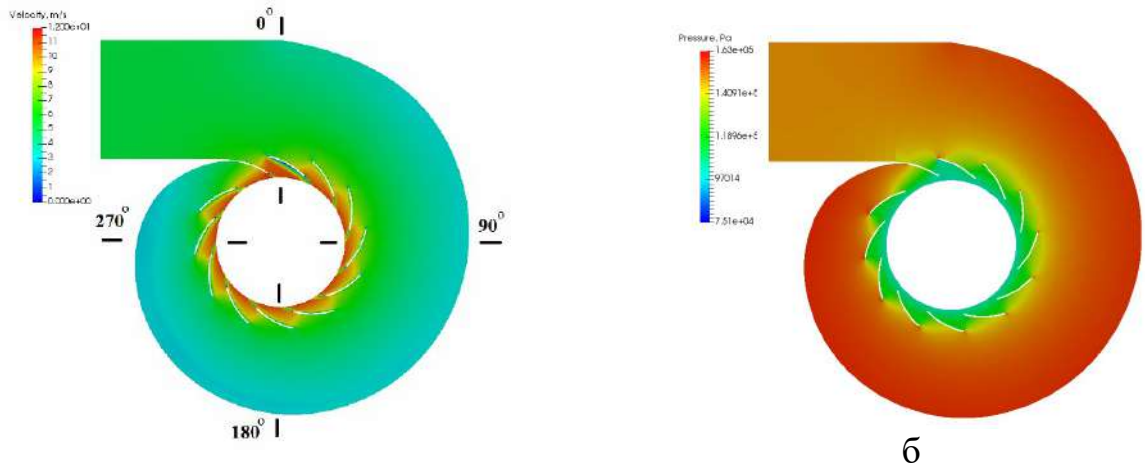


Рисунок 2.7 – Структура потоку в горизонтальному перерізі СК при витраті рідини Q=64,93 м^3/с (номінальна потужність):
а – розподіл абсолютної швидкості; б – розподіл тиску

Як видно, потік в СК рівномірний, колони статора обтікаються сприятливо, крім першої після зуба, де на увігнутій стороні спостерігається помітне зниження рівня швидкості [212].

Проведені чисельні дослідження показали, що структура потоку в підводі – СК і статорі – не залежить від величини витрати, змінюються тільки значення повної (абсолютної) швидкості та її складових пропорційно витраті [212].

На рис. 2.8 наведено розподіл за кутом обхвату спіралі осереднених по висоті значень компонент абсолютної швидкості: колової V_u, радіальної V_r, осьової V_z, а також кута потоку $\alpha_{сп}$, який формує СК на виході статора при витраті Q=64,93 м^3/с. Як видно з рисунка, розподіл компонент швидкості і кута потоку досить плавний. Значення радіальної швидкості та кута потоку в діапазоні кутів від 300 до 350º зростають. Величина осередненої по висоті осьової складової швидкості близька до нуля при всіх значеннях куті спіралі φ. Осереднене в коловому напрямку значення кута потоку $\alpha_{сп}$, який формує СК, дорівнює 25,4º, його величина практично не залежить від величин витрати. Це значення використано при подальших дослідженнях потоку в розрахункових областях турбіни, що складалися з НА, РК і ВТ, в якості граничних умов на вході [212].

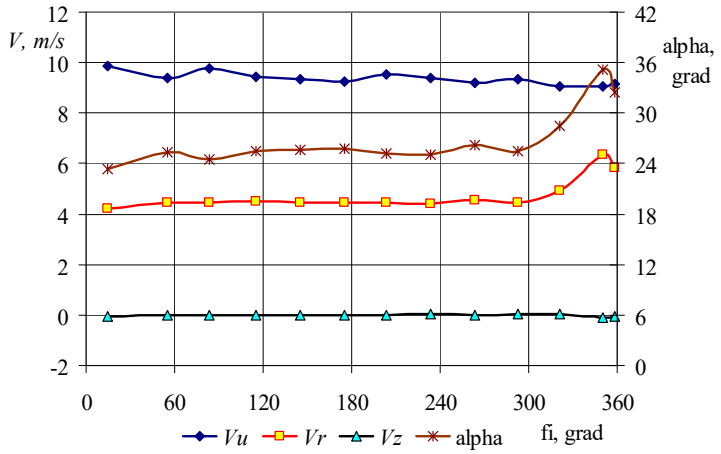
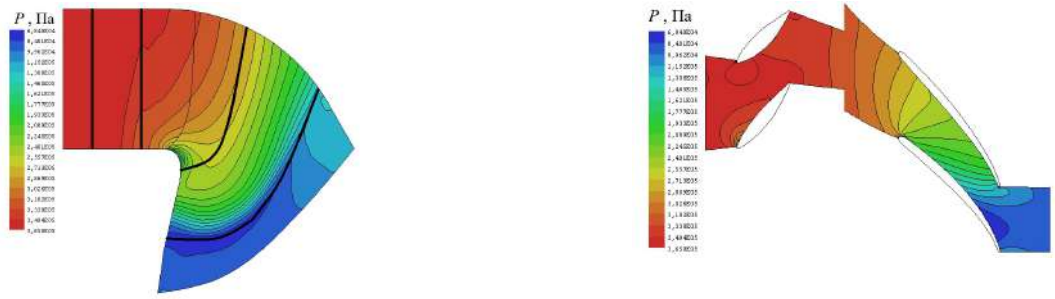


Рисунок 2.8 – Розподіл осереднених складових абсолютної швидкості і кута потоку за кутом охвату на виході з колон статора, витрата Q=64,93 м^3/с

На рис. 2.9–2.12 як приклад наведено розподіл тиску та швидкості у

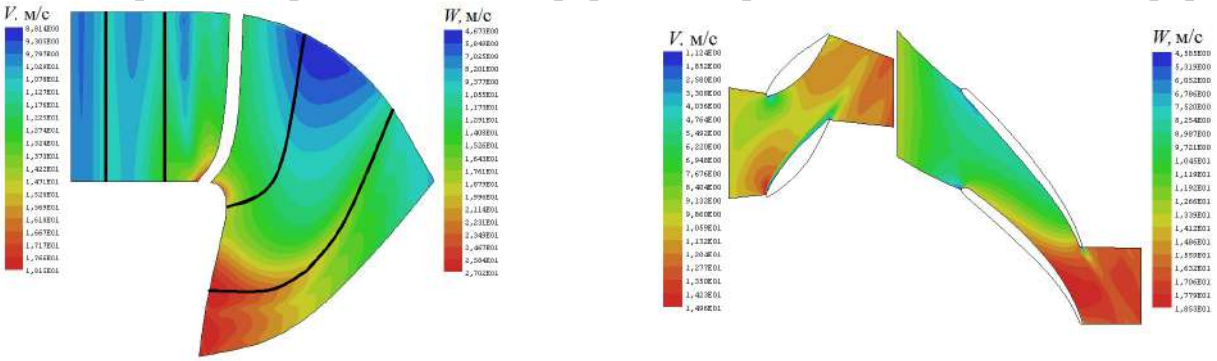
середніх меридіональних та тангенціальних перетинах в області НА та РК при розрахунковому напорі $H_р$=29,988 м для режимів, що відповідають номінальній і мінімальній частковій потужності (60 % від номінальної) [212].

Аналіз отриманих результатів показує, що при режимах, які відповідають 90, 100 % розрахункової потужності, розподіл тиску та швидкостей в області НА та РК досить рівномірний, відсутні істотні піки швидкостей та тисків на вхідних кромках, а також відсутні зони зі вторинними течіями в каналах. При зменшенні витрати рідини підвищується нерівномірність потоку в розрахунковій області: на вході в РК на лицьовій стороні з'являються області зі зниженим рівнем швидкості, а в каналі РК – суттєві зони зі вторинними течіями, розмір та інтенсивність яких збільшується з пониженням витрати/потужності. Найпомітніше це проявляється на режимах, що відповідають 60 та 70 % номінальної потужності [212].



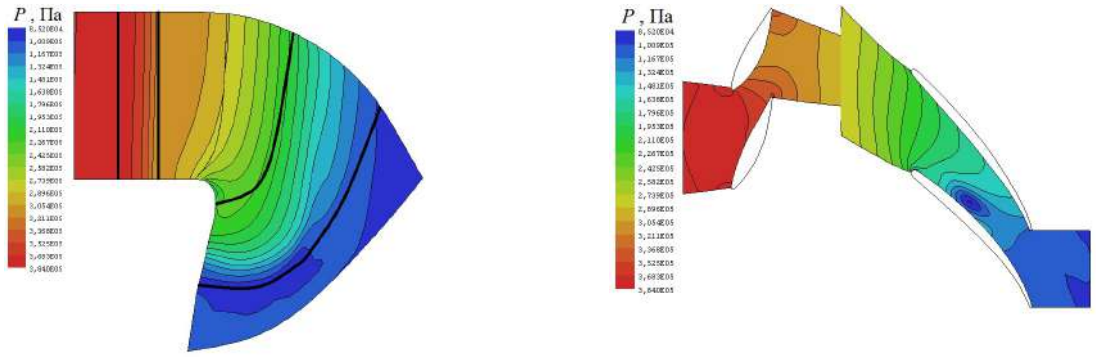
а б

Рисунок 2.9 – Розподіл тиску в каналах НА і РК для режиму 100 % потужності при розрахунковому напорі $H_р$=29,988 м, Q=64,93 м^3/с:
а – середній меридіональний переріз; б – середній тангенціальний переріз



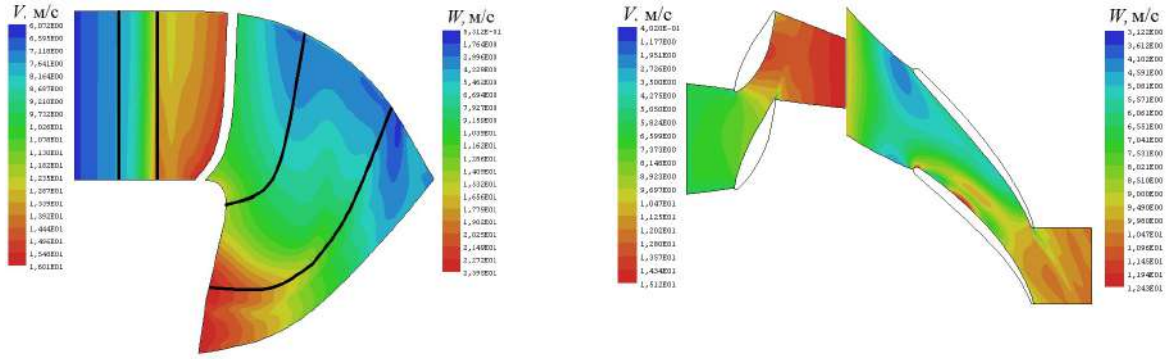
а б

Рисунок 2.10 – Розподіл швидкостей в каналах НА і РК для режиму 100 % потужності при розрахунковому напорі $H_р$=29,988 м, Q=64,93 м^3/с:
а – середній меридіональний переріз; б – середній тангенціальний переріз



а б

Рисунок 2.11 – Розподіл тиску в каналах НА і РК для режиму 100 % потужності при розрахунковому напорі $H_р$=29,988 м, Q=42,1 м^3/с:
а – середній меридіональний переріз; б – середній тангенціальний переріз



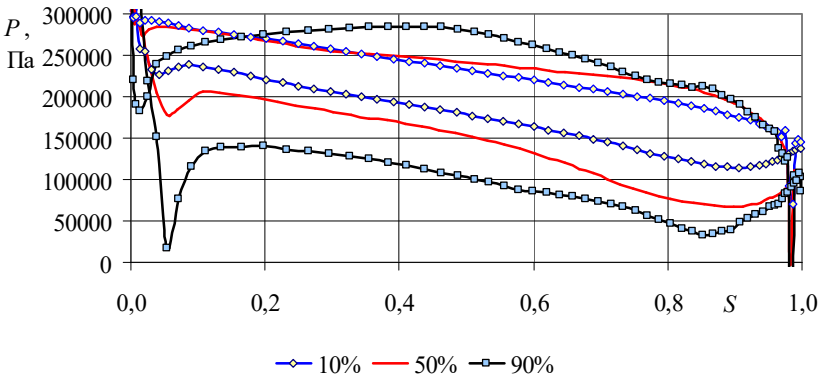
а б

Рисунок 2.12 – Розподіл швидкостей в каналах НА і РК для режиму 100 % потужності при розрахунковому напорі $H_р$=29,988 м, Q=42,1 м^3/с:
а – середній меридіональний переріз; б – середній тангенціальний переріз

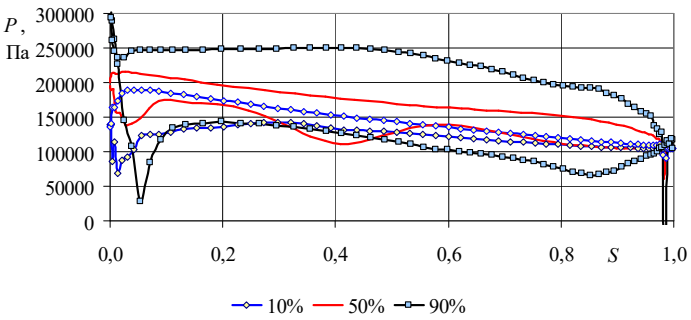
На рис. 2.13 наведено епюри тиску вздовж трьох перерізів лопаті РК: втулкового (10 % ширини лопаті), середнього (50 %) та периферійного (90 %) при розрахунковому напорі $H_р$=29,988 м для режимів, що відповідають 100 та 60 % від номінальної потужності [212].

При *CFD* дослідженнях значення тиску на виході з розрахункової області задавалося рівним 100 000 Па. На всіх досліджуваних режимах більший перепад тиску спостерігається на периферійному перетині, найнижчий – на втулковому. На режимах, які відповідають потужності 80; 90; 100 %, спостерігається рівномірний розподіл тиску вздовж всіх трьох перетинів: втулкового, середнього та периферійного. При зменшенні витрати знижується перепад тиску на середньому та втулковому перерізах. При режимах, що

відповідають 70 та 60 % розрахункової потужності, в області середнього перерізу посередині лопаті на стороні розрідження з'являється суттєва нерівномірність розподілу тиску, що пов'язано з досить високою нестаціонарністю потоку при цих режимах [212].



а



б

Рисунок 2.13 – Розподіл тиску вздовж трьох перерізів лопаті РК: втулкового (10 % ширини лопаті), середнього (50 %) та периферійного (90 %) при розрахунковому напорі: а – 100 % $N_{ном}$, Q=64,92 м^3/с; б – 60 % $N_{ном}$, Q=42,1 м^3/с

На рис. 2.14 наведено розподіл осереднених за кроком меридіональної (витратної) $V_m = \sqrt{V_z^2 + V_r^2}$ та колової V_u компонент швидкості за РК на режимі номінальної та часткової (60 %) потужності. Ці дані характеризують якість роботи РК та турбіни в цілому.

Найбільш рівномірний розподіл меридіональної складової швидкості отримано, як і очікувалося, при режимах близьких до оптимальних. При зменшенні витрати/потужності рівномірність розподілу меридіональної швидкості погіршується, в першу чергу за рахунок суттєвого зниження її значень у втулковій зоні. Колова складова при номінальній потужності близька до 0 в області маточини, в середині каналу має негативну закрутку, а при

наближенні до ободу її значення плавно підвищуються до 1,2 м/с. При зниженні витрати/потужності позитивні значення колової складової підвищуються, їх максимальний рівень спостерігаються поблизу втулки і плавно зменшується при наближенні до периферійної зони [212].

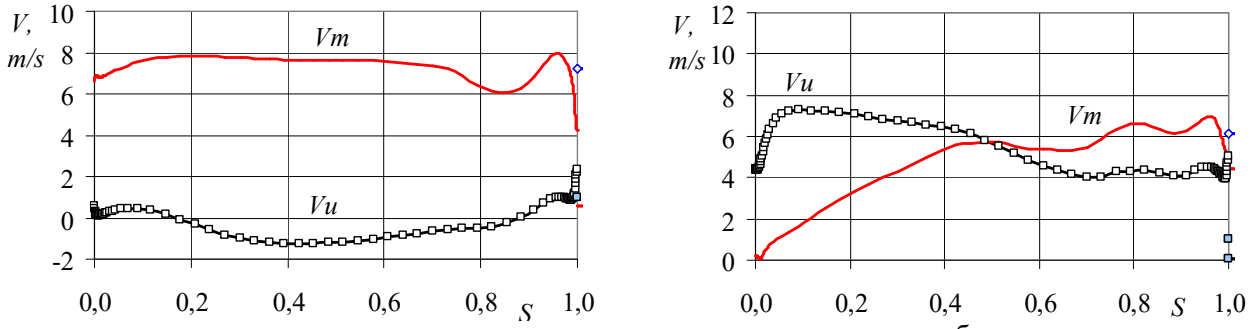


Рисунок 2.14 – Розподіл меридіональної V_m і колової V_u за РК при розрахунковому напорі $H_р$=29,988 м, Q=64,93 м^3/с: а – 100 % $N_{ном}$; б – 60 % $N_{ном}$

На рис. 2.15 і 2.16 наведено візуалізацію течії і розподіл швидкості в характерних перерізах ВТ при розрахунковому напорі для режимів, що відповідають 100 і 60 % від номінальної потужності відповідно [212]. Перетин 1 – вхід у вертикальний дифузор; 2 – вхід у коліно; 3 – середина коліна; 4 – переріз перед бичком.

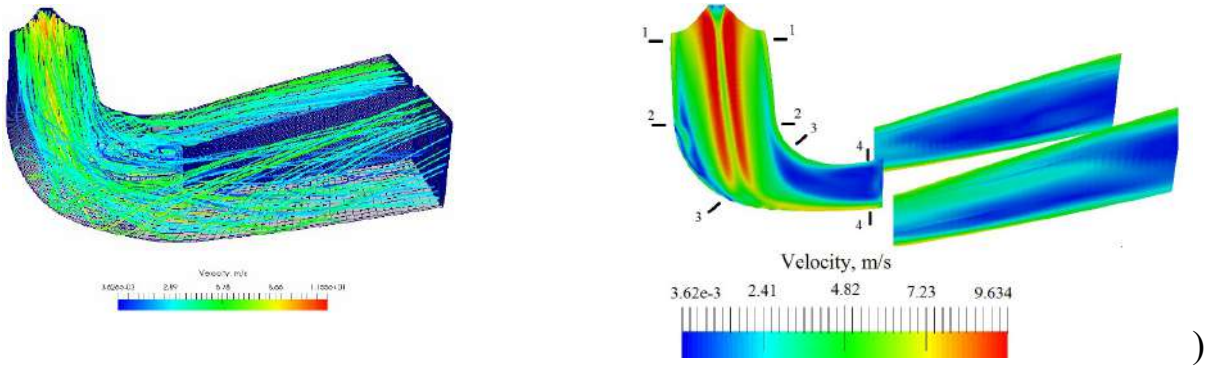


Рисунок 2.15 – Візуалізація течії у ВТ при розрахунковому напорі $H_р$=29,988 м, 100 % номінальної потужності $N_{ном}$, Q=64,93 м^3/с: а – лінії струму; б – вертикальний переріз

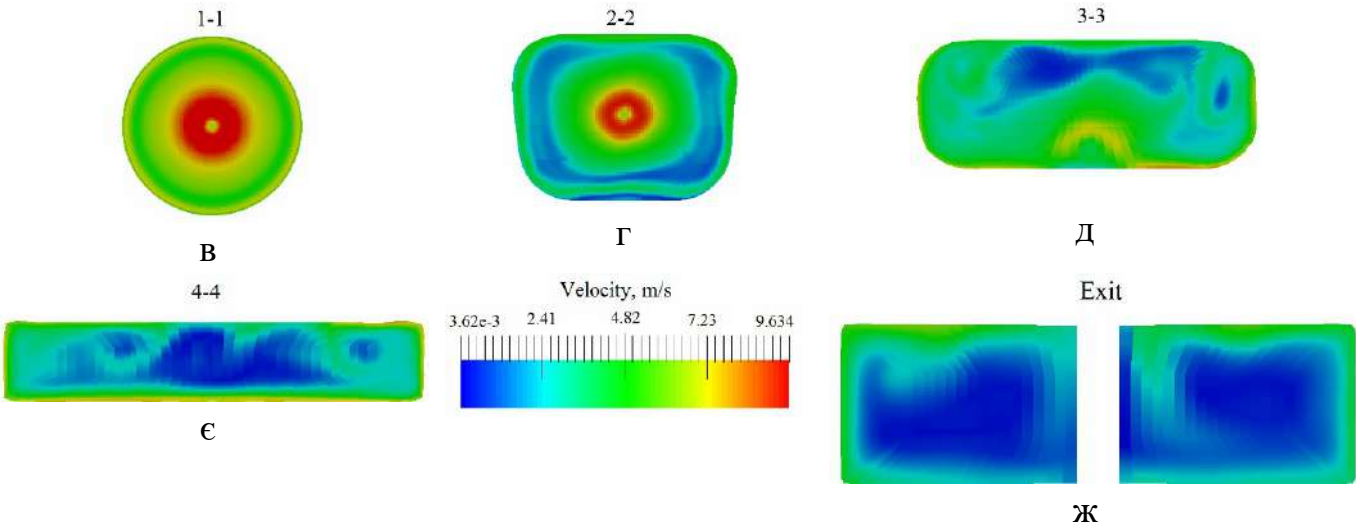


Рисунок 2.15, аркуш 2: в – вхід в дифузор; г – вхід до коліна;
д – коліно; є – переріз перед бичком; ж – вихід з труби

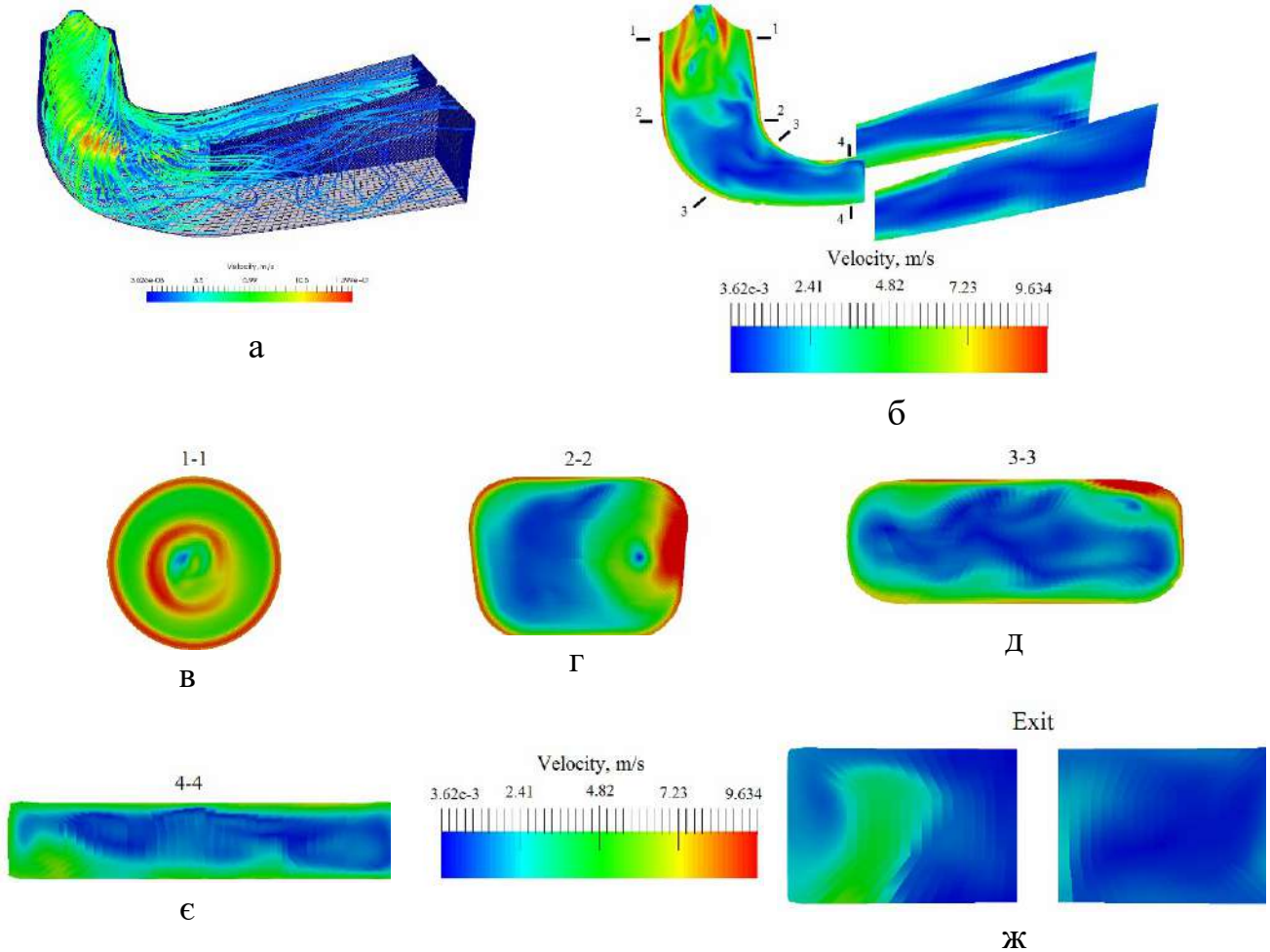


Рисунок 2.16 – Візуалізація течії у ВТ при розрахунковому напорі H_p=29,988 м, 60 % номінальної потужності $N_{ном}$, Q=42,1 м^3/с: а – лінії струму;
б – вертикальний переріз; в – вхід в дифузор; г – вхід до коліна; д – коліно;
є – перетин перед бичком; ж – вихід з ВТ

Результати чисельних досліджень підтверджують, що структура потоку у

ВТ має складний просторовий характер, течія нестаціонарна. При всіх досліджуваних режимах у коліні та горизонтальному дифузорі спостерігаються значні за розмірами так звані «мертві зони», де швидкість потоку близька до нуля. Їхнє положення у трубі, розміри та значення швидкості у них змінюється за часом. При режимі, що відповідає 100 % номінальної потужності, тобто з більшою витратою, за обтікачем присутній слід, що досягає дна коліна труби. Довжина сліду при зниженні витрати зменшується. При режимах з меншою витратою у коліні та горизонтальному дифузорі присутні суттєві поперечні та зворотні течії. Розподіл ліній струму демонструє, що на режимі 100 % потужності за РК присутня невелика негативна закрутка, а при зниженні витрати закрутка за РК змінює знак на позитивний [212].

На рис. 2.17 наведено залежності відносного ККД від потужності, отримані при модельних та чисельних дослідженнях за допомогою CFD для режимів з розрахунковим напором $H_р$=29,988 м [212]. Під відносним ККД ми тут розуміємо відношення поточного значення ККД до його максимальної величини. Аналогічні графіки залежностей для режимів з максимальним напором H_{max}=30,688 м наведено на рис. 2.18.

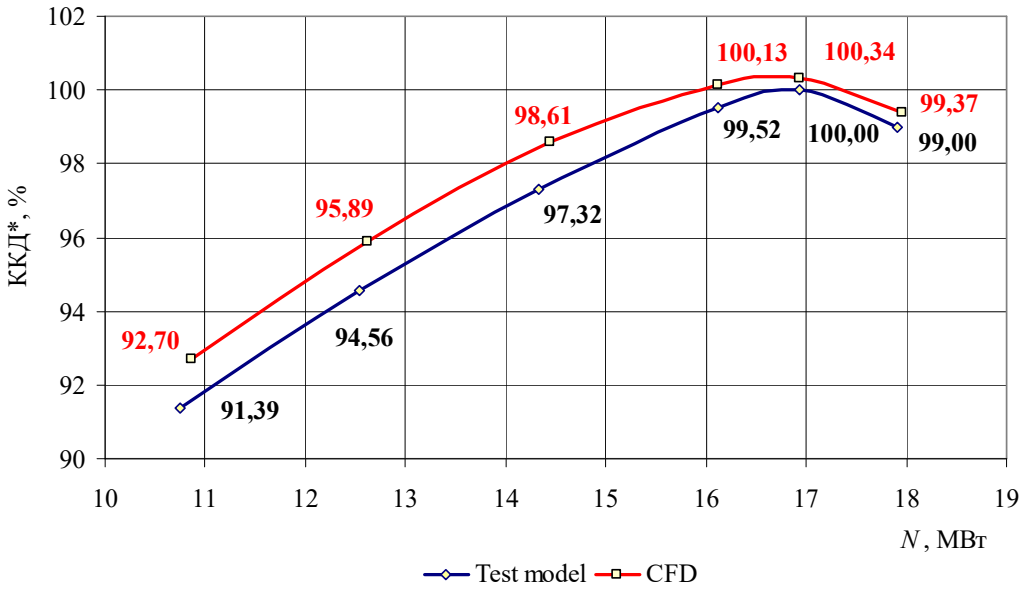


Рисунок 2.17 – Залежність ККД гідротурбіни від потужності при розрахунковому напорі $H_р$=29,988 м

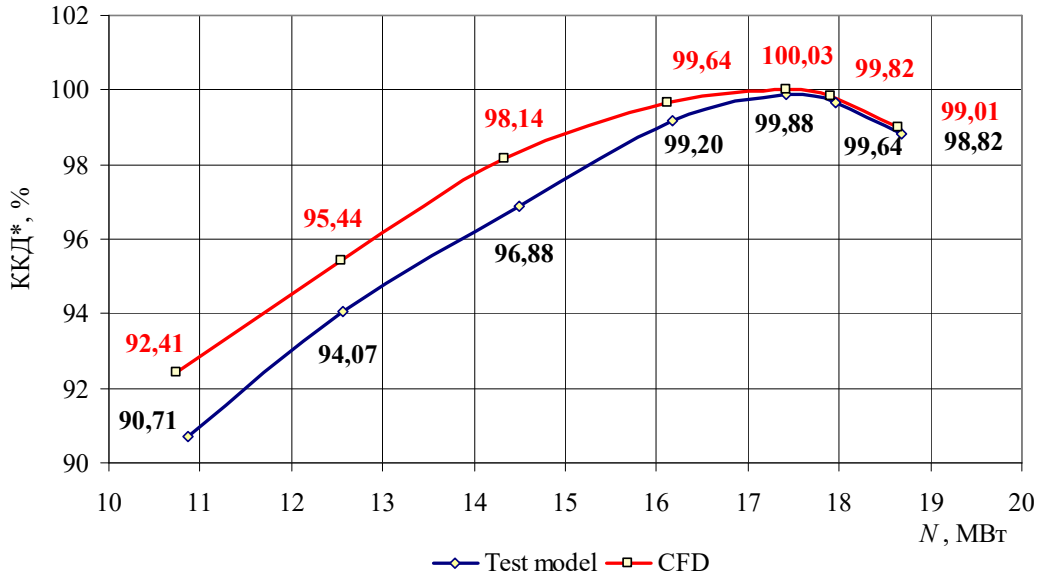


Рисунок 2.18 – Залежність ККД гідротурбіни від потужності при максимальному напорі H_{max}=30,688 м

З наведених результатів видно, що має місце задовільна відповідність результатів фізичного та чисельного експерименту як для розрахункового, так і для максимального напорів. Залежності ККД від потужності, отримані експериментальним та чисельним шляхом, мають практичну однакову форму як при розрахунковому, так і при максимальному напорах. Значення ККД, отримані за результатами *CFD* мають дещо вищі значення [212].

Максимальне значення ККД при розрахунковому напорі за допомогою CFD отримано при витраті Q=60,9 м^3/с, потужність становила 16,932 МВт; при експериментальних дослідженнях – при витраті Q=60,884 м^3/с та потужності 16,938 МВт. Тобто має місце дуже добра відповідність розрахункових та чисельних методів дослідження.

Максимальне значення ККД при максимальному напорі отримано при витраті Q=61,11 м^3/с, потужність становила N=17,419 МВт. При експериментальних дослідженнях максимальне значення ККД при цьому напорі отримано при витраті Q=61,22 м^3/с, а потужність N=17,424 МВт. Тобто, як і при розрахунковому напорі, має місце добра якісна і кількісна відповідність експериментальних та чисельних досліджень [212].

Таким чином, доведено можливість для радіально-осьових турбін

невеликих потужностей замінити фізичний експеримент на чисельний з отриманням достовірних енергетичних характеристик і надважливої інформації щодо структури потоку.

2.4 Фізичне моделювання робочого процесу на гідродинамічному стенді

2.4.1 Методологія визначення характеристик моделей насос-турбін. Критерії подібності

Робочі параметри натурних турбін для ГЕС і ГАЕС розраховуються за допомогою використання загальноприйнятих у світовій практиці критеріїв подібності (геометричної, кінематичної, динамічної), що рекомендовані у відповідних міжнародних енергетичних кодах (МЕК 60193, МЕК 60995 та ін.) [112] і базуються на накопиченому досвіді модельних і натурних випробувань різного типу турбомашин для ГЕС і ГАЕС. Устаткування випробувальних стендів та прилади для вимірювання основних параметрів забезпечують отримання характеристик модельної турбіни з високим ступенем достовірності, а також дотримання основних критеріїв подібності модельної і натурної турбін, передбачених стандартом МЕК 60193 [112].

Відповідно до теорії подібності двох гідромеханічних систем крім геометричної подібності необхідною і достатньою умовою є рівність для цих систем таких безрозмірних чисел (критеріїв) подібності:

числа Рейнольдса $\mathrm{Re} = \frac{VL}{v}$,

числа Фруда $Fr = \frac{V^2}{gL}$

числа Струхаля $Sh = \frac{L}{VT}$

При дотриманні рівності чисел *Re* і *Sh* в двох геометрично подібних потоках забезпечується рівність ще однієї безрозмірною величини – числа Ейлера

$$Eu = \frac{\Delta P}{\rho V^2}$$

У практиці модельних випробувань турбін і насос-турбін зазвичай користуються критеріями подібності, які виражені в іншій формі – так званими приведеною витратою Q_1' і приведеною частотою обертання n_1', які по суті є похідними з критеріїв Струхаля *Sh* і Ейлера *Eu*

$$Q_1' = \frac{F}{D_1^2} \cdot \sqrt{\frac{g}{Eu}},$$

$$n_1' = \frac{30}{\pi \cdot Sh} \cdot \sqrt{\frac{g}{Eu}}$$

Приведені величини виражають частоту обертання і витрати турбіни з діаметром РК D_1 = 1 м при напорі H=1 м.

Тут: F – площа характерного перетину проточного тракту турбіни, $F \sim D_1^2$.

Наслідком подібності потоків в геометрично подібних гідромашинах є рівність приведених витрат

$$Q_1' = \frac{Q}{D_1^2 \cdot \sqrt{H}} \; ; \; Q_{1m}' = Q_{1p}'$$

і рівність приведеної частоти обертання

$$n_1' = \frac{n \cdot D_1}{\sqrt{H}}; \; n_{1m}' = n_{1p}'.$$

Оскільки при моделюванні і випробуванні турбін на стенді не вдається забезпечити повну динамічну подібність внаслідок того, що розміри моделі в 10–30 разів менше прототипу, а швидкість потоку при випробуваннях в 2–10 разів менше, натурних умов, МЕК 60193 передбачає рекомендовані мінімальні значення чисел

$$\mathrm{Re}_{\text{мод min}} = \frac{U \cdot D_1}{\upsilon} = 4 \cdot 10^6,$$

де: U – колова швидкість, D_1 – діаметр РК.

В дисертації при випробуваннях моделі насос-турбін число Рейнольдса складало $\mathrm{Re}_{\text{вип}}$ = 2 · 10^6 – 3,5· 10^6 (при діаметрі РК моделі D_1 =350 мм) і

заносилося у протокол для кожної режимної точки.

Приведені величини, що визначаються в процесі модельних випробувань, використовують для визначення витрати, частоти обертання, потужності та інших величин серії геометрично подібних гідротурбін різних розмірів, які працюють при різних напорах.

2.4.2 Опис і характеристики гідродинамічного стенда ЕКС-30 лабораторії гідромашин ІЕМС ім. А.М. Підгорного НАН України

Лабораторія гідромашин ІЕМС має таке експериментальне устаткування і обладнання [191, 192]:

– вертикальний універсальний енергокавітаційний стенд для комплексних енергетичних, кавітаційних та інших модельних випробувань поворотно-лопатевих гідротурбін Каплана та насос-турбін ЕКС-15 з D_1 350–380 мм при напорах 5–15 м (рис. 2.19). На рис. 2.19 позначено: 1 – зливний трубопровід; 2 – бак нижнього б'єфу; 3 – датчик швидкості; 4 – балансирна машина; 5 – модельний блок; 6 – перехідна ділянка; 7 – перехідна ділянка прямокутної форми; 8 – електромагнітний витратомір (основний); 9 – витратомір типу Вентурі (дублюючий); 10 – напірний трубопровід; 11 – ресорбер; 12 – насосний агрегат; 13 – вакуумний насос.

– вертикальний універсальний енергокавітаційний стенд для комплексних енергетичних, кавітаційних і інших модельних випробувань радіально-осьових гідротурбін та насос-турбін ЕКС-30 з D_1 від 350 до 500 мм, напором до 30 м (рис. 2.20). На рис. 2.20 позначено: 1 – зливний трубопровід; 2 – бак нижнього б'єфу; 3 – датчик швидкості обертання; 4 – балансирна машина; 5 – модельний блок; 6 – бак верхнього б'єфу; 7 – вакуумний насос; 8 – електромагнітний витратомір (основний); 9 – витратомір типу Вентурі (дублюючий); 10 – напірний трубопровід; 11 – ресорбер; 12 – циркуляційний насос стенда ЕКС-15; 13 – циркуляційний насос стенда ЕКС-30; 14 – збірний бак ємністю 60 м^3; 15 – мірний бак ємністю 30 м^3 з ваговимірювальним комплексом БВТ-30-5,0; 16 –

калібрувальний бак ємністю 1 $м^3$ з ваговимірювальним комплексом БВТ-1-01; 17 – відсічний пристрій з пневмоприводом; 18 – підвід води до відсічного пристрою; 19 – відвід води зі збірного баку.

За основними параметрами на стендах дотримані умови випробувань, передбачені стандартом МЕК 60193, з врахуванням числа Рейнольдса *Re* для приймально-здавальних модельних випробувань:

– вимірювання параметрів випробуваної моделі можуть проводитися у всіх режимах з дотриманням рекомендованих стандартом чисел Re за рахунок застосування раціонального співвідношення масштабу моделі та величини випробувального напору;

– стенди оснащені вимірювально-обчислювальними комплексами, з комп'ютерним управлінням [191, 192], що забезпечує автоматичне вимірювання всіх параметрів, їх повну математичну обробку за заданою програмою і підсумкове представлення у вигляді цифрової та графічної інформації, аж до побудови універсальної характеристики;

– лабораторія гідромашин ІЕМС НАН України має в своєму розпорядженні унікальну установку УГ-1 [213, 214] для градуювання витратомірів енергокавітаційних стендів, яка дозволяє проводити градуювання електромагнітних і дублюючих витратомірів стендів без їх демонтажу;

– основна контрольно-вимірювальна апаратура може бути відкалібрована в процесі проведення енергокавітаційних випробувань для перевірки точності показань кожного приладу;

– засоби вимірювання основних параметрів періодично і при проведенні приймально-здавальних випробувань проходять метрологічну атестацію без проведення демонтажу за допомогою первинних еталонів, що підтверджується відповідними свідоцтвами та атестатами, виданими ДП «Харківстандартметрологія».

Крім модельних досліджень по визначенню гідравлічних характеристик, таких як ККД, потужність і коефіцієнт кавітації, випробувальні стенди можуть також використовуватися для проведення інших випробувань:

– вимірювання пульсацій тиску в ПЧ модельної турбіни і їх спектральний аналіз по частотах;

– вимірювання осьового зусилля, що діє на ротор модельної турбіни;

– визначення гідравлічних моментів на лопатках НА, лопатях РК моделі турбіни Каплана та ін.;

– візуальні дослідження при кавітаційних модельних випробуваннях і при необхідності, фотографування і спостереження за допомогою стробоскопа, зон виникнення кавітації в міжлопатевих каналах і під РК.

Енергокавітаційний стенд ЕКС-30 (рис. 2.21) є установкою з замкнутим контуром циркуляції води, призначений для проведення енергетичних, кавітаційних, розгінних, пульсаційних, силових та інших випробувань моделей гідротурбін, насосів і оборотних гідромашин з діаметром РК D_1 до 500 мм. Широкі оперативні можливості стенда, стабільність режимів, оснащеність необхідними приладами і засобами їх градуювання, автоматизована система вимірювань параметрів і математичної обробки режимних параметрів дозволяють отримувати характеристики моделей гідротурбін з високим ступенем достовірності, забезпечують дотримання критеріїв моделювання, передбачених МЕК 60193 та інших вимог, що пред'являють до приймально-здавальних випробувань.

Гідродинамічний стенд ЕКС-30 лабораторії гідромашин ІЕМС, на якому проводилися випробування моделей насос-турбін, його вимірювальна апаратура і умови випробувань відповідають вимогам МЕК60193.

Стенд характеризується такими основними параметрами:

Максимальний напір випробувань $H_{макс}$ = 30 м;

Максимальна витрата $Q_{макс}$ = 0,550 м^3/с;

Потужність балансирної машини N = 200 кВт;

Частота обертання n 250–1500 хв$^{-1}$.

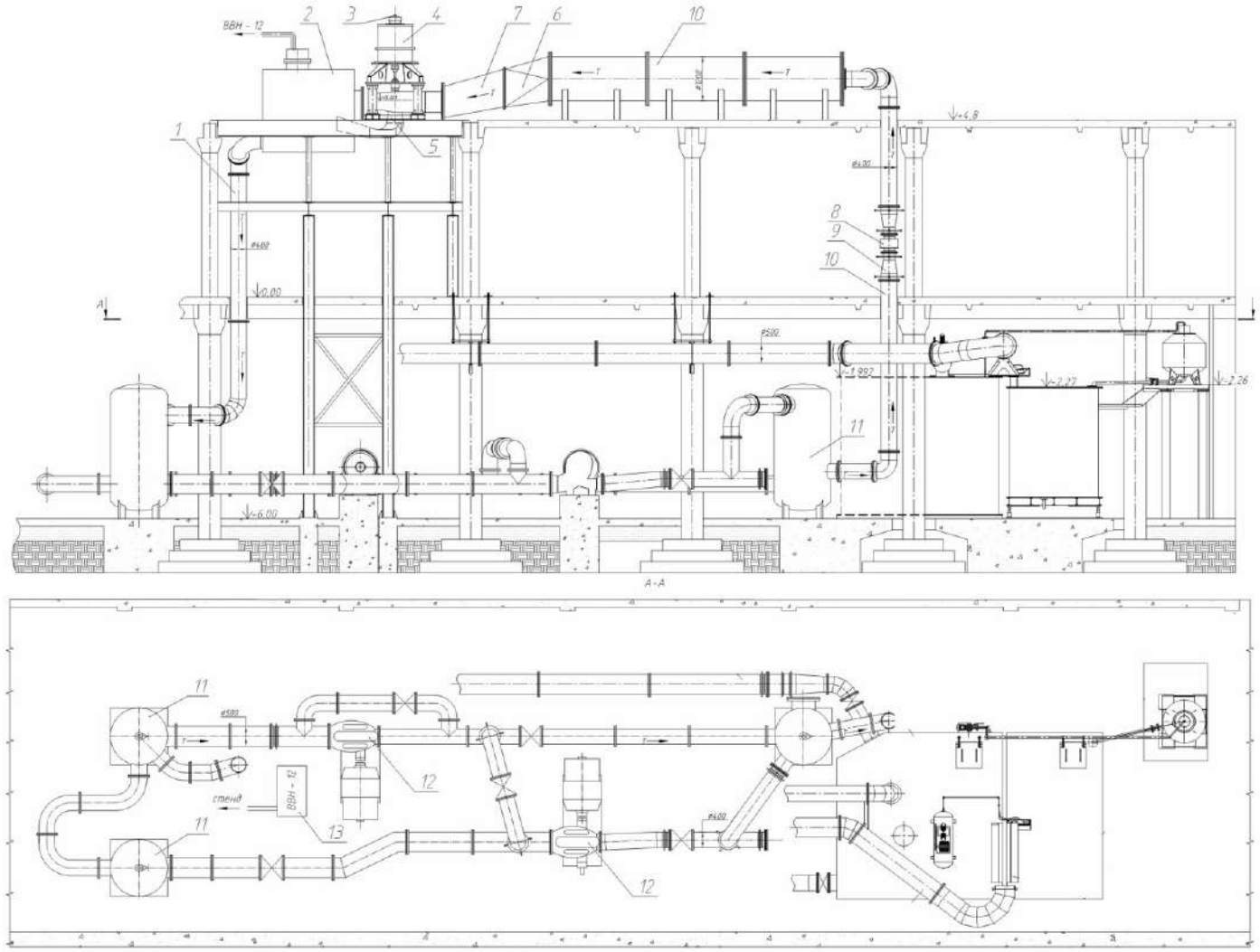


Рисунок 2.19 – Схема універсального енергокавітаційного стенда ЕКС-15 ІЕМС НАН України

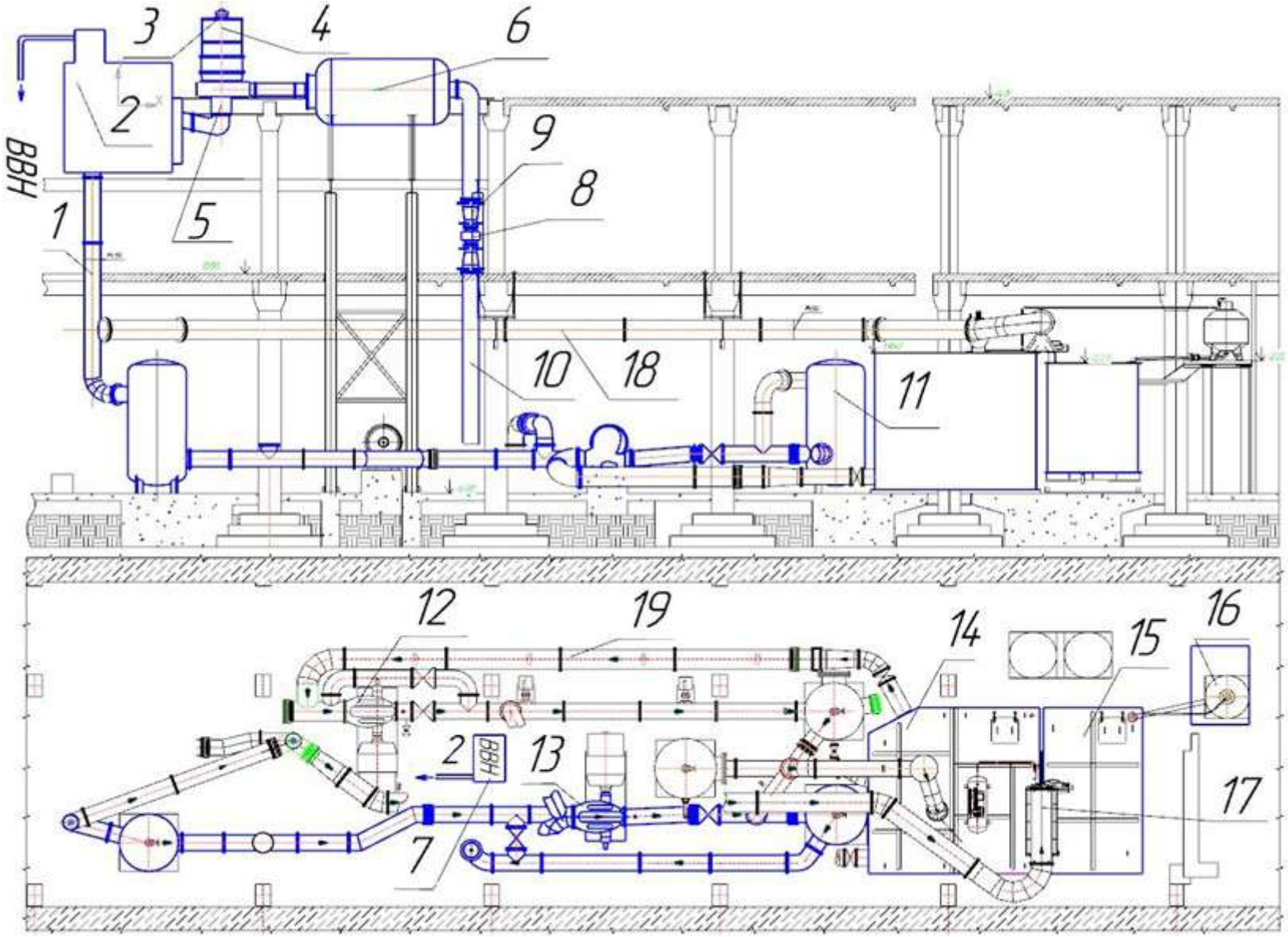


Рисунок 2.20 – Схема універсального енергокавітаційнного стенда ЕКС-30 ІЕМС НАН України



Рисунок 2.21 – Стенд ЕКС-30

Основне обладнання стенда розташовано на трьох рівнях/поверхах лабораторного корпусу ІЕМС. На нижньому рівні на позначці - 6 м. розташоване все силове гідромеханічне та електротехнічне обладнання. Гідромеханічне містить: 2 циркуляційних насоси типу Д-2000, які можуть бути включені як паралельно, так і послідовно для забезпечення необхідних випробувальних параметрів (витрат і напорів), бак ресорбер, бак-заспокоювач, трубопровід гідросистеми, засувки, установку УГ-1 для градуювання витратоміра стенда з мірним баком об'ємом 30 $м^3$, перемикачем потоку, збірним баком об'ємом 60 $м^3$, калібрувальним баком об'ємом 1 $м^3$, вагові пристрої, вакуум-насос. Електротехнічне включає обладнання з приводними електродвигунами постійного струму потужністю по 160 кВт кожен, які

живляться від перетворювачів постійного струму по 250 кВт кожен. На середньому рівні, на позначці 0,0 м знаходиться електромагнітний витратомір і трубопроводи стенда.

На верхньому рівні на позначці + 4,8 м знаходяться: напірний бак верхнього б'єфу, модельна установка з балансирним динамометром потужністю 187 кВт, вакуумний бак нижнього б'єфу, пульт управління стендом. Різниця висот в 10,5 м між рівнями створює сприятливі умови для безкавітаційної роботи циркуляційних насосів.

При проведенні випробувань в турбінному режимі вода подається відцентровим насосом через ресорбер, напірний трубопровід, витратомір і напірний бак до моделі. Після моделі вода надходить в бак нижнього б'єфу і по відвідному трубопроводу повертається до всмоктувального патрубку циркуляційного насоса. Умови випробувань, що відповідають заданому коефіцієнту кавітації σ, створюються зміною тиску над поверхнею води в баку нижнього б'єфу за допомогою вакуум-насоса для зниження тиску нижче атмосферного.

Для вимірювання витрати стенд укомплектований двосторонньою трубою типу Вентурі, в центральну частину якої вмонтований електромагнітний витратомір типу «*ADMAG AXF300*» (фірма *YOKOGAWA*, Японія). Цей пристрій знаходиться на вертикальній ділянці напірного трубопроводу діаметром 400 мм, сполученого з баком верхнього б'єфу. В процесі градуювання витратоміру стенд працює по відкритому контуру з забором води зі збірного резервуару. Генерована балансирним динамометром потужність рекуперується в загальну мережу через навантажувальний агрегат потужністю 200 кВт. Регулювання балансирної машини і приводних двигунів постійного струму дозволяє в широкому діапазоні плавно змінювати режими випробувань моделей гідромашин.

Модельний блок з вертикальною лінією валів розміщується між баками верхнього і нижнього б’єфів на спеціальній конструкції, що закріплена на металевих опорних колонах.

На пульті встановлена пускорегулююча і контрольно-вимірювальна апаратура, яка забезпечує плавний вихід на заданий режим випробувань і підтримання його стабільності та роботу вимірювально-обчислювального комплексу на базі персонального комп'ютера і комплекту датчиків-перетворювачів, а також узгоджувальних елементів ліній зв'язку та автоматизації вимірювань, що забезпечують реєстрацію і математичну обробку параметрів досліджуваних режимів з побудовою енергетичних і кавітаційних характеристик.

При проведенні енергетичних, кавітаційних і розгінних випробувань моделей гідромашин на стенді вимірюються такі параметри:

– наявний напір на модельній гідромашині при випробуваннях H_n, м;

– об'ємна витрата води через модель Q_V, м^3/с;

– крутний момент на валу моделі T, кгс м;

– частота обертання валу моделі n, хв$^{-1}$;

– абсолютний тиск води в баку НБ P_a, м вод. ст.;

– температура води t, °С;

– загальний вміст повітря в воді α, %.

Вимірювання проводяться за допомогою комплекту аналогових тензометричних датчиків і вторинної апаратури. Сигнали від датчиків надходять на пульт управління в комп’ютер вимірювально-обчислювального комплексу і після обробки дозволяють встановити заданий режим, а в процесі вимірювань комп’ютер виконує їх накопичення і осереднення за 10 секунд.

Всі вимірювальні пристрої стенда забезпечені засобами градуювання, що дозволяє оперативно, без демонтажу, проводити перевірку їх функціонування на місці установки. Схема підключення вимірювальних приладів наведена на рис. 2.22.

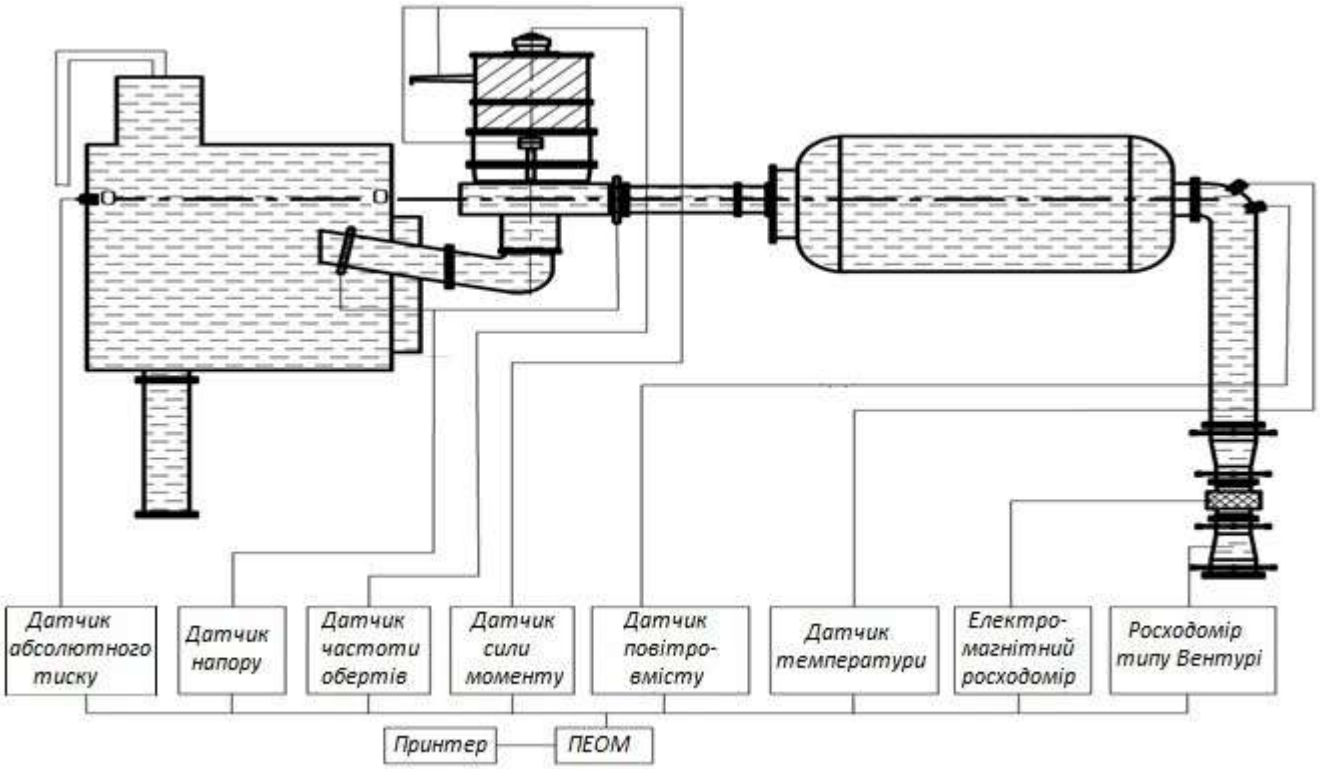


Рисунок 2.22 – Схема підключення вимірювальних приладів

Основне завдання управління комплексом виконує комп'ютер, на базі якого створена система автоматизованого збору та обробки інформації при випробуваннях моделей гідромашин, а прикладне програмне забезпечення дозволяє реалізувати такі функції:

– генерацію бази даних датчиків стенда;

– отримання градуювальних характеристик первинних датчиків стенда;

– корекцію нульових значень первинних датчиків;

– усереднення отриманих значень і перетворення їх в фізичні величини для отримання протоколу випробувань і побудови характеристик;

– градуювання витратомірних пристроїв стендів;

– побудова енергетичних і кавітаційних характеристик;

– зберігання отриманих експериментальних результатів в базі даних.

В таблиці 2.2 наведено відповідність параметрів вимірювання стендів вимогам МЕК 60193.

Таблиця 2.2 – Порівняння похибки вимірювання параметрів модельних гідромашин на стенді ЕКС-30

Параметр	Похибка вимірювання	
	Вимоги МЕК 60193, %	Досягнуте значення, %
Частота обертання	± 0,075	± 0,030
Напір	± 0,100	± 0,100
Крутний момент	± 0,100	± 0,100
Витрата	± 0,200	± 0,200
ККД моделі	± 0,250	± 0,250

Витрата рідини вимірюється електромагнітним витратоміром фірми *Yokogawa* (Японія) з похибкою, що не перевищує ±0,2 %. Крутний момент і частота обертання вимірюються датчиком моменту типу *T10FS* (Німеччина) з похибкою, що не перевищує ±0,1 % і ±0,03 % відповідно. Напір вимірювався диференціальним датчиком перепаду тиску з похибкою, що не перевищує ±0,1 %. Всі засоби вимірювання проградуйовані на місці установки відповідно до вимог міжнародного коду модельних випробувань. Сумарна похибка визначення ККД моделі не перевищує ±0,25 %.

2.5 Висновки до другого розділу

1. Усереднені за Рейнольдсом рівняння Нав'є-Стокса дозволяють з достатньо високим рівнем достовірності в чисельний спосіб моделювати просторові в'язкі течії нестисливої рідини в проточних частинах гідромашин.

2. Прийнята в роботі модель турбулентності *SST* Ментера добре «працює» як поблизу стінок, так і у середині потоку, а також задовільно описує течії з великими позитивними градієнтами і інтенсивними відривами.

3. Результати проведених тестових розрахунків, а також результати дослідження просторової в'язкої течії рідини в проточній частині номенклатурної турбіни Каплана ПЛ20/811, що були отримані за допомогою

програми *IPMFlow*, з даними випробувань на гідродинамічному стенді, демонструє їх задовільну якісну і кількісну відповідність. Це обґрунтовує можливість використання розглянутих математичних моделей і програм для моделювання просторових течій в'язкої нестисливої рідини в проточних частинах гідромашин з метою дослідження особливостей робочого процесу.

4. Встановлено, що запропонований підхід часткової заміни експериментальних досліджень моделі турбіни Френсіса на чисельні за допомогою програмного комплексу *IPMFlow* дозволяє з високою достовірністю – кількісно і якісно – визначати енергетичні показники: при розрахунковому напорі значення оптимального ККД, отриманого в чисельний спосіб, має похибку 0,32 % відносно експериментального, а при максимальному – 0,14 %.

5. Обладнання та вимірювальна апаратура гідродинамічного стенда ЕКС-30 лабораторії гідромашин ІЕМС відповідають усім вимогам, що передбачені міжнародним кодом МЕК60193, і дозволяють з високим ступенем достовірності моделювати робочий процес в проточних частинах та отримувати достовірні енергетичні, кавітаційні та інші характеристики моделей гідромашин.

6. Для подальшого удосконалення проточних частин гідромашин різного типу необхідно проводити чисельні дослідження робочого процесу за допомогою програм розрахунку просторової в’язкої течії нестисливої рідини у всіх елементах проточних частин з подальшим підтвердженням результатів на гідродинамічному стенді.

7. Публікації за темою розділу:

Русанов А.В., Гнесін В.І., Хорєв О.М., Жандковскі Р., Колодяжна Л.В., Косьянова А.І., Косьянов Д.Ю., Пащенко Н.В., Русанов Р.А., Сухоребрий П.М., Чугай М.О. Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок /ред. чл.-кор. НАН України А. В. Русанов. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного, 2019. 384 с.. ISBN 978-966-680-866-3;

Русанов А.В. Моделирование пространственного течения вязкой жидкости в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины/ А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. Харьков, 2010. т. 13, №4. – С. 15–23;

Русанов А.В. Численное исследование пространственного вязкого

течения жидкости в спиральной камере осевой гидротурбины/ А.В. Русанов, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Східно-Європейський журнал передових технологій. Харків: – 2010. №5/7 (47). – С. 33–36;

Русанов А.В. Численное исследование физических процессов в проточной части осевой поворотно-лопасной гидротурбины/ А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков, 2011. – № 10 (87). – С. 49–53;

Русанов А.В. Расчетное исследование пространственного течения жидкости в отсасывающей трубе осевой гидротурбины/ А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. – Харьков, 2011. – т. 14, №4. – С. 16-24;

Городецкий Ю.В. Анализ рабочего процесса в проточной части осевой гидротурбины на основе численного моделирования пространственного вязкого течения жидкости/Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, А.В. Русанов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Прикладная гидромеханика. – Киев, − 2012.– Том. 14 (86), №3. – С. 45–54;

Русанов А.В. Чисельне моделювання робочого процесу в проточній частині радіально-осьової гідротурбіни РО45/ А.В. Русанов, О.М. Хорєв, Ю.А. Биков, Д.Ю. Косьянов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків, 2019. № 2. – С. 22 – 29. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.03.

РОЗДІЛ 3
УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОТОЧНИХ ЧАСТИН ОСЬОВИХ ТУРБІН ШЛЯХОМ ПРОСТОРОВОГО ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТЕЙ РОБОЧИХ КОЛІС

3.1 Чисельне моделювання гідродинамічних процесів в проточних частинах турбін Каплана

3.1.1 Об'єкт дослідження. Умови проведення розрахунків

У розділі 1 показано, що одним з основних напрямків розвитку гідроенергетики України, в тому числі і у повоєнний час, є модернізація ГЕС Дніпровського каскаду, обладнання яких відпрацювало нормативні ресурси (40–50 років), морально і фізично застаріло та не відповідає сучасним вимогам до енергосистем. Цей напрямок визначено пріоритетним, тому що дозволяє досягнути запланованих результатів при суттєво менших фінансових витратах (в 2–3 рази), ніж при будівництві нових ГЕС.

Головними завданнями модернізації та реконструкції є продовження терміну експлуатації енергетичного обладнання ГЕС, збільшення потужності та підвищення ефективності ПЧ та її надійності і безпеки.

Модернізації підлягають в першу чергу основні елементи турбін: РК та лопатки НА при незмінності будівельної частини турбінного блоку. Такий підхід знижує загальні витрати, але обмежує пошук оптимального рішення по ПЧ турбіни через збереження, як правило, таких елементів проточного тракту як СК, статор, ВТ. Таким чином, в межах існуючих розмірів блоку і форм елементів підводу і відводу потрібно досягти максимально можливого рівня основних параметрів турбіни (номінальна і максимальна потужність, ККД, запаси по кавітації, діапазон роботи по навантаженнях та ін.) за рахунок удосконалення робочого процесу в першу чергу в РК. При цьому вирішуються завдання не тільки забезпечення високої надійності турбоустановок з урахуванням вимог енергосистем по режимах роботи, що постійно

підвищуються, а й питання забезпечення максимальної екологічної безпеки. Для ГЕС України, що оснащені потужними осьовими поворотно-лопатевими турбінами (Каплана) з маслонаповненими РК (часто під великим тиском), які відпрацювали свій ресурс, ця проблема стає все більш актуальною [14, 215].

В дисертаційній роботі в якості об'єкта дослідження розглянуто сучасну, найкращу на свої параметри, встановлену при модернізації в перше десятиріччя XXI століття турбіну ПЛ20/3271у Кременчуцької ГЕС [216]. Аналогічна турбіна ПЛ20/3271, лопаті РК якої відрізняються тільки відносною максимальною товщиною, встановлена на Середньодніпровській ГЕС.

Основні геометричні характеристики її елементів ПЧ такі:

– **СК**: з трапецеїдальними меридіональними перерізами, що розвинені вниз; кут обхвату в плані $\varphi_{сп}$=180°; на вході встановлено два опорних бичка, які розділяють потік на три рівних за площею каналу;

– **статор** з 17 колонами (5 груп різного виду), в тому числі зуб спіралі;

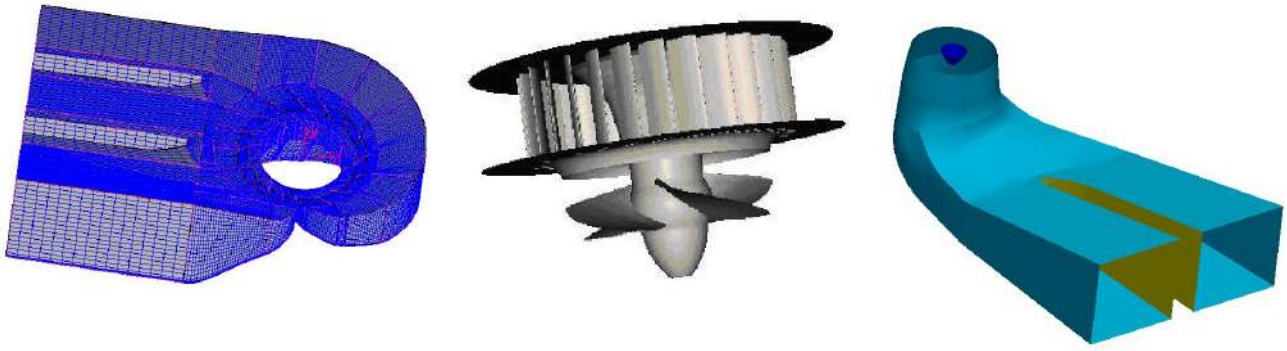
– профіль лопатки **НА** симетричний, типу УП-32-2, висота b_0=0,4D_1, діаметр розташування осей повороту лопаток D_0=1,1625D_1, кількість лопаток z_0=32;

– діаметр корпусу **РК** $d_{вт}$=0,37D_1, кількість лопатей z_1=4;

–габарити **ВТ**: висота h=1,915D_1, довжина l=4,1D_1, коліно типу 4А. У вихідному дифузорі з міркувань забезпечення міцності встановлено опорний бичок, який розділяє потік на два рівних за площею каналу.

Чисельні дослідження просторової течії в'язкої нестисливої рідини в ПЧ турбіни виконано для таких розрахункових областей (рис. 3.1): підвід, який включає СК з колонами статора; область, яка включає по одному каналу НА і РК; ВТ [217, 218, 219]. Характеристики потоку, що отримані на виході з однієї розрахункової області, приймалися в якості граничних умов на вході в наступну за потоком. Чисельне моделювання течії виконано за допомогою програмного комплексу *IPMFlow*. Математична модель та чисельний метод докладно описані в підрозділі 2.1.

Дискретизацію розрахункових областей ПЧ проведено за допомогою сітки з шестигранними елементами. В СК зі статором і у ВТ сітка неструктурована, в каналах НА і РК – структурована. Загальна кількість комірок 5,480 млн: підвід (СК із статорними колонами) − 2,84 млн, один міжлопатковий канал НА – 518 тис., один міжлопатевий канал РК – 622 тис., ВТ − 1500 тис. [217, 218, 219]. Біля стінок розрахункових областей задавалося згущення сіток – параметр y^+ не перевищував 12.



а б в

Рисунок 3.1 – Комп'ютерна модель елементів ПЧ гідротурбіни:
а – СК і статор з сіткою на поверхнях; б – НА і РК; в – відсмоктувальна труба

На границях розрахункових областей задавалися такі умови:

– на вході – вектор швидкості потоку, що відповідає режимній витраті;

– на стінках – умова прилипання (швидкість дорівнює нулю);

– на виході – статичний тиск P=100 000 Па.

Чисельні дослідження виконано для моделі з діаметром РК D_1=1 м при напорі H=1 м при двох значеннях кутів установки лопаті РК, що відповідають оптимальному $\varphi_л$=15º і максимальному $\varphi_л$=35º значенням; при десяти значеннях відкриттів НА (по 5 для кожного кута установки лопаті РК) і відповідних їм величинах приведених витрат і частот обертання, визначених за універсальною характеристикою ПЛ 20/3271у-В-46 (табл. 3.1, рис. 3.2).

В результаті проведення чисельного експерименту отримано і проаналізовано такі дані [217, 218, 219]:

– візуалізація потоку в характерних перетинах в усіх елементах ПЧ (поля швидкостей і тиску);

– епюри розподілу швидкостей та тиску вздовж перетинів лопаток НА і лопатей РК;

– розподіл осереднених значень компонент швидкості в характерних перетинах ПЧ (за НА, перед і за РК);

– інтегральні енергетичні та кавітаційні характеристики ПЧ, у тому числі значення гідравлічних втрат у всіх її елементах.

Таблиця 3.1 Режимні параметри при дослідженнях

Параметри	Режими									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	$\varphi_л$=15°					$\varphi_л$=35°				
a_0*, D_1=460 мм	22,5	25	26	27,5	30	32,5	34	35	36	37,5
a_0, D_1=1 м	48,91	54,35	56,52	59,78	65,22	70,65	73,91	76,09	78,26	81,5
Q_I', л/с	950	1071,4	1117,9	1185,7	1317,8	1980	2131	2240	2364	2560
n_I', хв$^{-1}$	123,2	145,3	152,9	162,9	182,1	120,8	131,9	140,0	149,3	164
ККД, %	89,2	90,7	90,65	90,05	88	83,0	82,7	81,8	80,5	76,8

* – відкриття НА з універсальної характеристики з діаметром РК D_1=460 мм

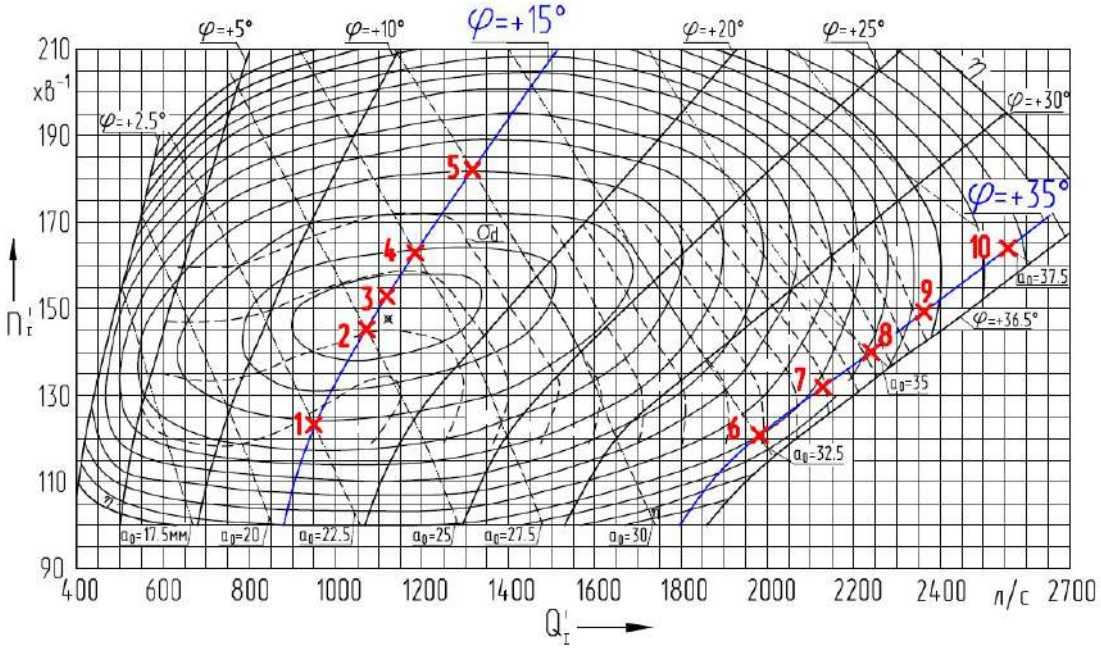
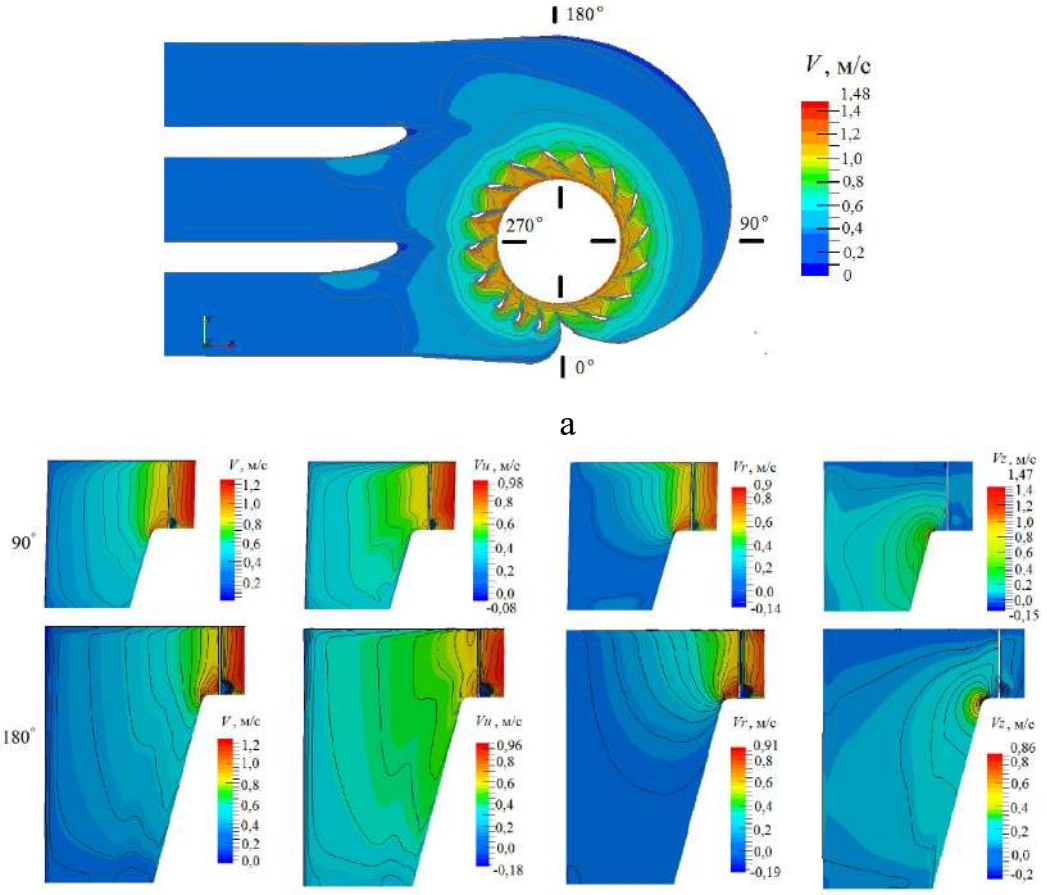


Рисунок 3.2 – Розрахункові режими в полі універсальної характеристики турбіни ПЛ 20/3271у-В-46

3.1.2 Результати гідродинамічного розрахунку потоку в елементах проточної частини

Спіральна камера зі статором. Чисельні дослідження течії в підводі проведено для всіх розрахункових режимів. Отримано та проведено аналіз структури потоку в СК і статорі. На рис. 3.3 а наведено розподіл абсолютної швидкості в середньому по висоті НА перерізі при оптимальному режимі 3 (витрата Q_I'=1117,9 л/с), а на рис. 3.3 б – ізолінії абсолютної швидкості та її складових: осьової V_z, колової V_u і радіальної V_r у вертикальних перерізах спіральної камери, що відповідають кутам обхвату $\varphi_{сп}$=90° і $\varphi_{сп}$=180°. Особливістю потоку в СК з меридіональними перерізами, що розвинені вниз, є наявність зон у нижній частині, де швидкість майже дорівнює нулю. Значення складових швидкості збільшуються при наближенні до колон статора. Аналіз отриманих результатів показав, що структура течії в СК не залежить від витрати, а значення абсолютної швидкості та її складових пропорційні витраті [217, 218, 219].

Ізолінії в середньому по висоті каналу перерізі при обтіканні колон статора при оптимальному режимі (режим 3) і максимальної витрати при куті установки лопатей робочого колеса 35º (режим 10) наведено на рис. 3.4. Колони, що розташовані в спіральній частині камери, обтікаються досить рівномірно. У цій області піки швидкостей на вході відносно малі і, відповідно, ударні втрати майже відсутні, гідродинамічний слід за колонами незначний. У відкритій частині СК менш сприятливе: швидкість на профілях різко зростають, що призводить до утворення за колонами розвиненого гідродинамічного сліду. Зі збільшенням витрати і швидкості потоку довжина гідродинамічного сліду зростає [217, 218, 219].



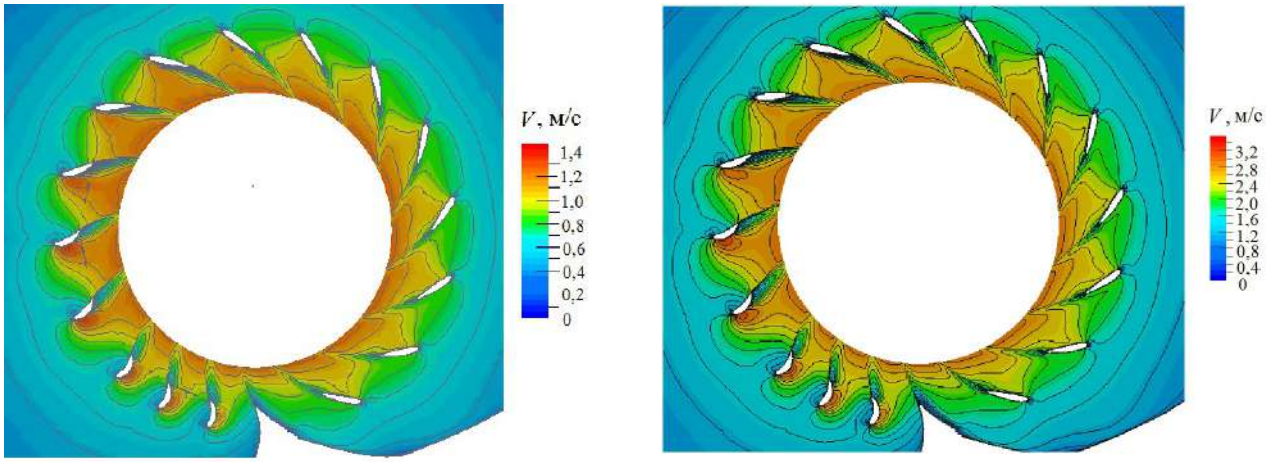
а

б

Рисунок 3.3 – Візуалізація течії у підводі при оптимальному режимі 3:
а – розподіл абсолютної швидкості в середньому по висоті НА перетині
б – розподіл абсолютної швидкості та її складових (колової V_u, радіальної V_r, осьової V_z) у меридіональних перерізах СК $\varphi_{сп}$=90° та $\varphi_{сп}$=180°

На рис. 3.5 представлено основні кінематичні характеристики підводу (СК зі статором): розподіл кута потоку, що створює СК $\alpha_{сп}$, осереднених по висоті каналу значень швидкості та її складових за колонами статора для оптимального режиму 3 (Q_I'=1117,9 л/с) [217, 218, 219]. По всьому обхвату спіралі величина абсолютної швидкості V практично постійна, а осьова складова V_z близька до нуля. Значення колової V_u, радіальної (витратної) V_r складових швидкості і кута потоку $\alpha_{сп}$ в спіральній частині СК змінюються незначно, а у відкритій частині СК значення колової складової зі зростанням кута обхвату камери зменшується, а радіальної складової і кута потоку $\alpha_{сп}$ – зростають. Осереднене значення кута потоку в спіральній частині камери дорівнює $\alpha_{сп}$=38,9°, що відповідає значенню, прийнятому при проєктуванні

спіралі [220]. При значеннях $\varphi_{сп}$ від 300 до 330° кут, що створює спіраль, максимально зростає до 76°.



а б

Рисунок 3.4 – Поля швидкості при обтіканні колон статора:
а – Q_I'=1117,9 л/с (режим 3); б – Q_I'=2560 л/с (режим 10)

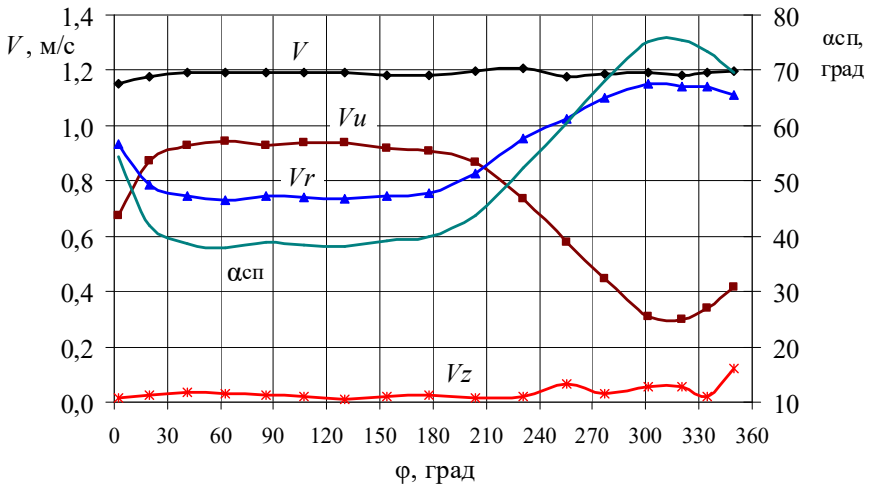


Рисунок 3.5 – Розподіл осередненої абсолютної швидкості, її складових і кута потоку за кутом охвату спіралі (витрата Q_I'=1117,9 л/с; режим 3)

Розрахункові дослідження течії, проведені у СК зі статором для всіх режимних параметрів показали, що характер розподілу швидкості і кута потоку, що створює підвід, із зміною витрати практично не змінюється, а значення компонент швидкості пропорційні витраті [217, 218, 219].

Розподіл компонент швидкості за колонами статора було прийнято в якості граничних при дослідженні розрахункових областей, що містили канали НА і РК, а також ВТ.

Напрямний апарат. Галузевий стандарт [220] в якості граничних умов на вході при дослідження течії в області НА пропонує приймати кут потоку, який створюється саме спіральною частиною СК. Проте при цьому не береться до уваги те, що значна частина лопаток НА (в СК Кременчуцької турбіни при $\varphi_{сп}$=180° це 16 лопаток, тобто половина від загальної кількості) обтікаються потоком з кутом закрутки, що суттєво відрізняється від прийнятого за рекомендацією стандарту або за розрахунком тільки спіральної частини. Було проведено дослідження течії в області, що містила НА, РК і ВТ при різних величинах кутів потоку на вході, що відповідали розміщенню окремих груп лопаток НА у коловому напрямі. Для лопаток, розташованих у спіральній частині (кут обхвату СК 0–180º), прийнято кут натікання 38,9º; для діапазону розташування від 180 до 270º (8 лопаток) кут потоку дорівнює 57,7º; та для 8 лопаток діапазону від 270 до 360º вибрано кут потоку 73,3º. На рис. 3.6 наведено поля швидкості в каналах НА при наведених вище кутах потоку $\alpha_{п1}$ на границі в розрахункову область для двох характерних розрахункових режимів [217, 218, 219]: режиму оптимального ККД (номер 3) та режиму з максимальною витратою (10-й). З рисунків видно, що при відкриттях НА, відповідних куту установки лопаті РК $\varphi_{л}$=15°, лопатки, які розташовані у спіральній частині СК, обтікаються з невеликими позитивними кутами атаки. Обтікання лопаток НА з відкритої частини СК відбувається з негативними кутами атаки, які досягають 30°. При максимальному куті установки лопаті $\varphi_{л}$=35° найбільш рівномірне обтікання лопаток спостерігається при куті натікання потоку $\alpha_{п1}$=57,7º, найменш – при $\alpha_{п1}$=38,9º.Встановлено, що зі збільшенням відкриттів НА та витрати, зростає кут атаки на 16 лопатках, які розташовані в області спіральної частини камери. Це призводить до погіршення обтікання, з’являються відриви потоку на лопатках і підвищуються гідравлічні втрати в НА [217, 218, 219].

Дані про гідравлічні втрати, в тому числі і при обтіканні лопаток НА з різними кутами натікання, для всіх режимів наведено нижче в табл. 3.4 і 3.5.

На рис. 3.7 наведено залежності кутів потоку за НА $\alpha_{п2,}$ а також вхідних $\alpha_{лоп1}$ і вихідних $\alpha_{лоп2}$ геометричних кутів лопаток від значень відкриття НА для десяти розрахункових відкриттів НА [217]. Як видно з графіка, кути потоку за НА менше вихідного геометричного кута лопатки на 1–3°, їх різниця зростає із збільшенням витрат.

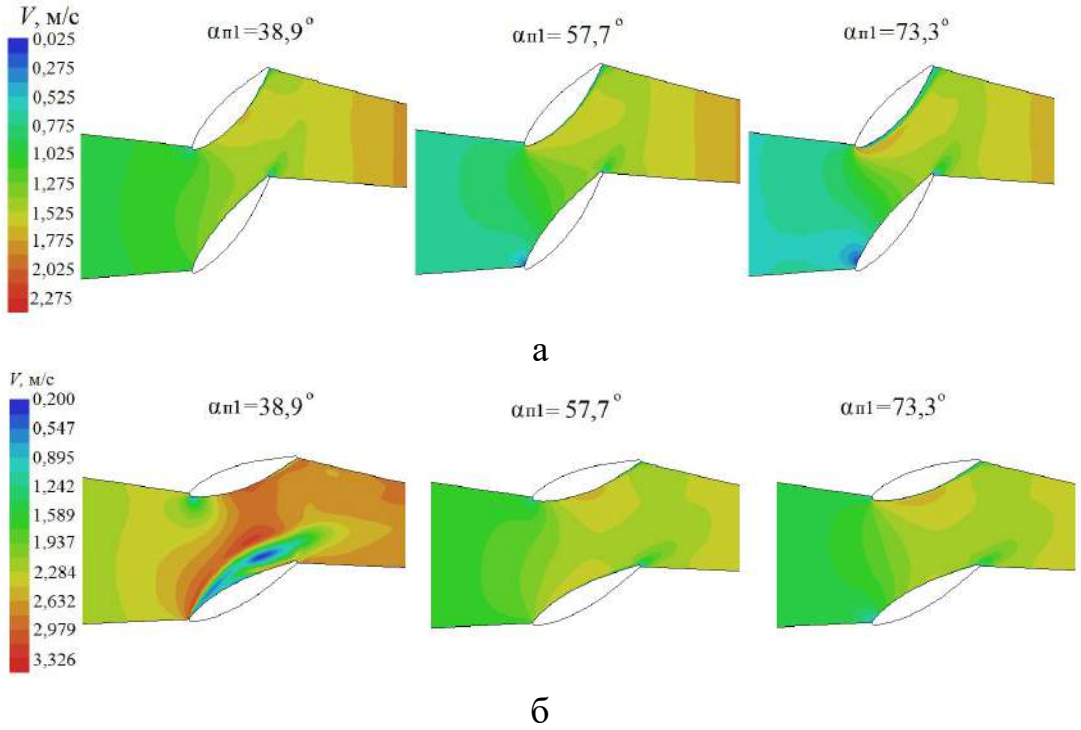


Рисунок 3.6 – Візуалізація течії в області НА для трьох розрахункових режимів: а – режим 3 ($\varphi_л$=15°); б – режим 10 ($\varphi_л$=35°)

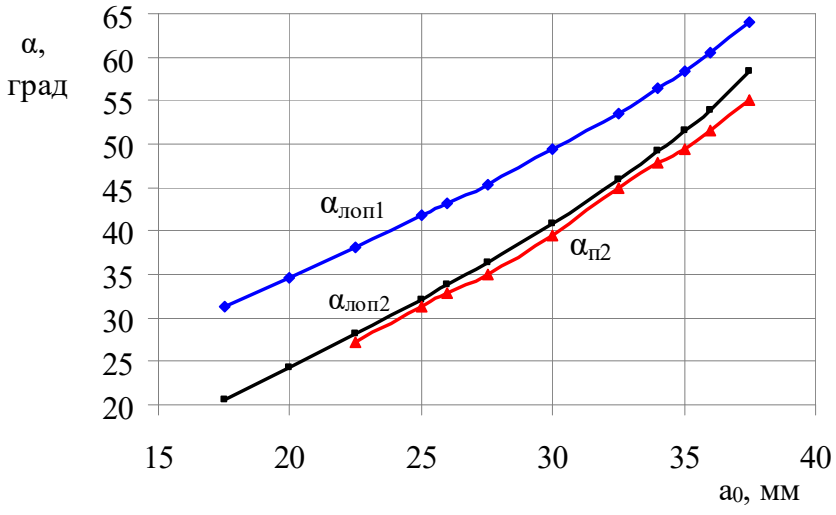


Рисунок 3.7 – Залежність вхідного $\alpha_{лоп1}$ і вихідного $\alpha_{лоп2}$ геометричних кутів лопатки та кута потоку за НА $\alpha_{п2}$ від відкриття

Робоче колесо. РК є найважливішим елементом ПЧ, його енергетичні характеристики в основному визначають енергокавітаційні показники турбіни в цілому.

На рис. 3.8 наведено розподіл тиску та векторів швидкості в середньому меридіональному перерізі каналів НА та РК при оптимальній Q_{I}'=1117,9 л/с та максимальній витраті Q_{I}'=2560 л/с (режими 3 і 10) [218, 219]. Значна нерівномірність швидкості і тиску в області між НА і РК викликана різким поворотом потоку з радіального напрямку на осьовий. Зі збільшенням значень відкриття НА і, відповідно, витрати нерівномірність розподілу тиску і швидкості зростає [218, 219].

На рис. 3.9 розподіл відносної швидкості в міжлопатевому каналі РК на розгортках сіткових поверхонь у тангенціальних перетинах для ділянки лопаті біля корпусу РК (10 % b), середини лопаті (50 % b) і периферійної ділянки (90 % b) для оптимального режиму (режим 3), номінальної потужності (режим 7) і максимальної витрати (режим 10).

Як видно з представлених результатів, обтікання частини лопаті біля корпусу з великими позитивними кутами атаки призводить до наявності помітних піків швидкості в районі вхідної кромки, інтенсивність яких зменшується зі збільшенням витрати. За вихідною кромкою профілю спостерігається гідродинамічний слід, який має більші розміри на периферії лопаті [218, 219].

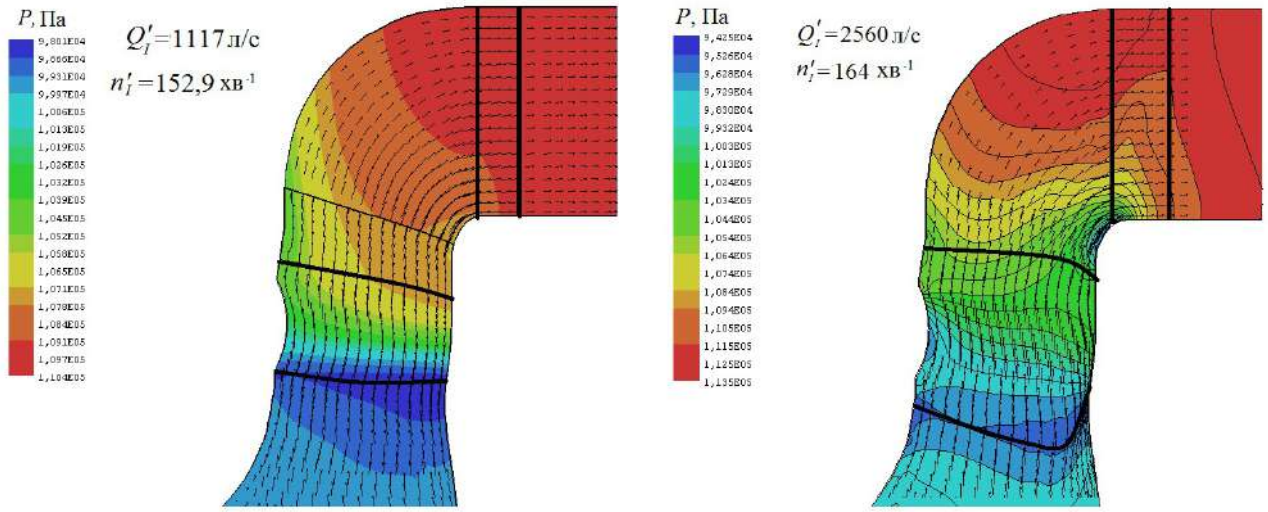
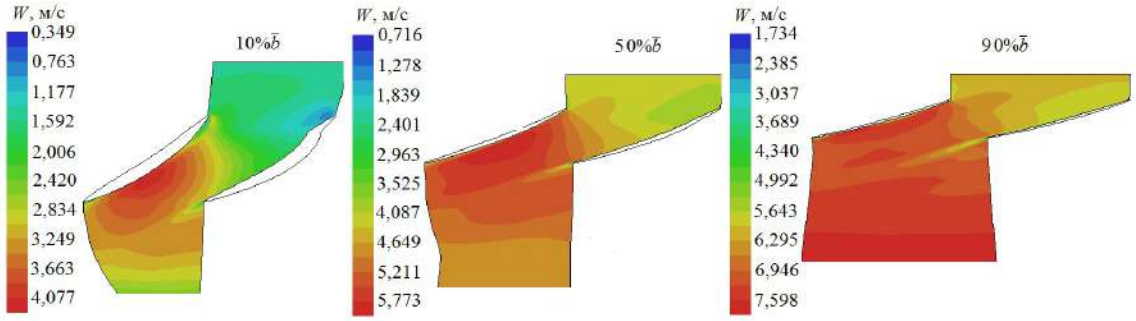
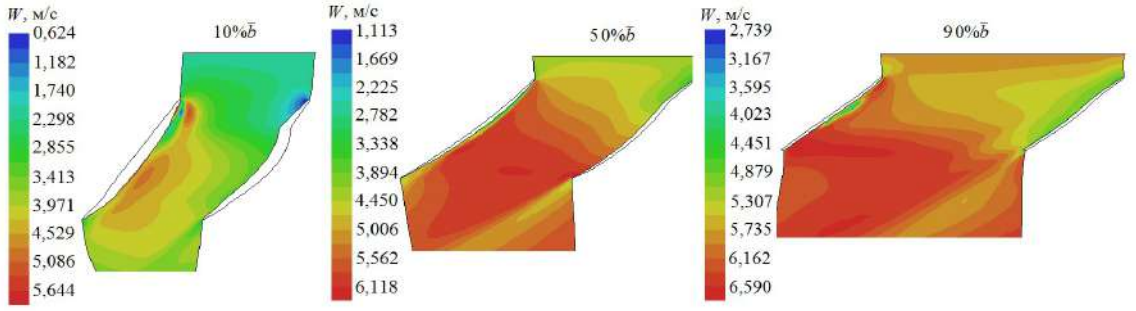


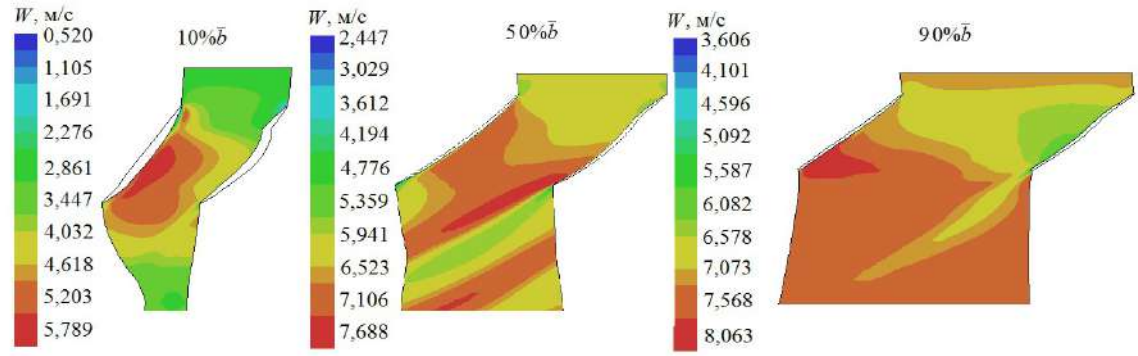
Рисунок 3.8 – Розподіл тиску і векторів швидкості в середньому меридіональному перетині каналу НА та РК при Q_{I}'=1117,9 л/с (режим 3), Q_{I}'=2560 л/с (режим 10)



а



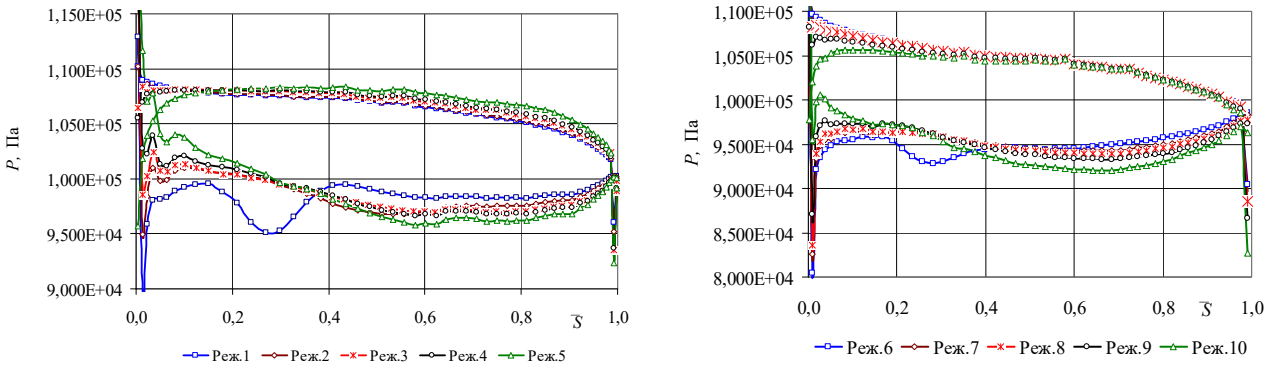
б



в

Рисунок 3.9 – Розподіл відносної швидкості в міжлопатевому каналі РК: а – режим 3 ($\varphi_л$=15°, Q_I'=1117,9 л/с); б – режим 7 ($\varphi_л$=35°, Q_I'=2131 л/с); в – режим 10 ($\varphi_л$=35°, Q_I'=2560 л/с)

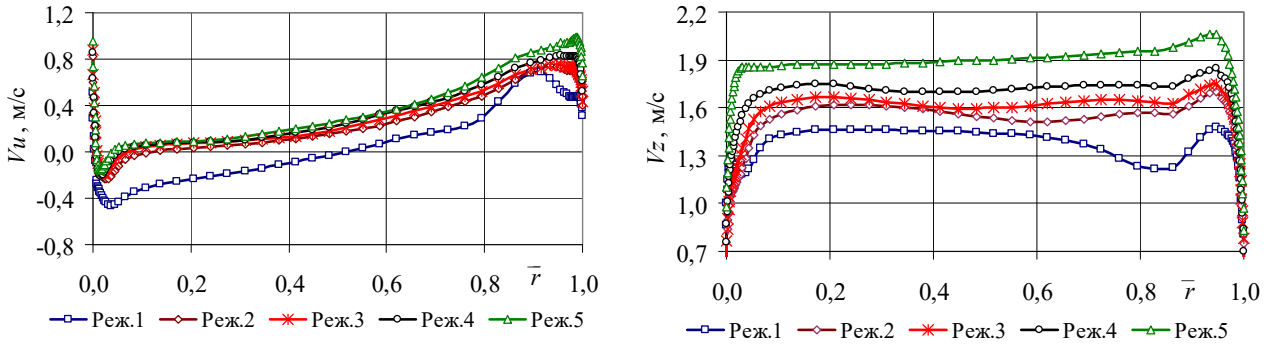
На рис. 3.10 показано розподіл тиску P вздовж середнього по ширині каналу перерізу лопаті РК для кутів установки лопаті $\varphi_л$=15º і $\varphi_л$=35º при десяти розрахункових режимах. Епюри майже при всіх досліджуваних режимах досить рівномірні, при збільшенні витрати зменшується перепад тиску у вхідній частині лопаті. Найбільша нерівномірність епюр спостерігається на стороні розрідження при режимах 1 і 6, тобто режимах з низькими значеннями приведеної частоти обертання: n_I'=123,2 та 120,8 хв$^{-1}$ відповідно [218, 219].



а б

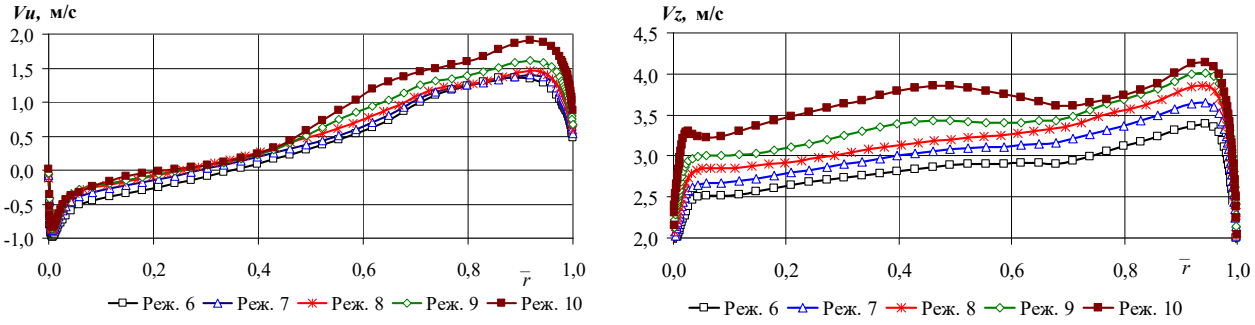
Рисунок 3.10 – Розподіл тиску P на профілі для середнього перерізу лопаті: а – кут установки лопаті РК $\varphi_л$=15º; б – $\varphi_л$=35º.

На рис. 3.11 та 3.12 наведено розподіл колової V_u та осьової V_z складових абсолютної швидкості за РК при оптимальному куті установки лопаті РК $\varphi_л$=15° і максимальному $\varphi_л$=35° для всіх десяти розрахункових режимів [218, 219]. Ці результати доцільно використовувати для завдання граничних умов на вході в ВТ при проведенні розрахунків течії, а також для оцінки ефективності роботи РК.



а б

Рисунок 3.11 – Розподіл компонент швидкості потоку за РК для $\varphi_л$=15º: а – колова швидкість V_u; б – осьова швидкість V_z,



а б

Рисунок 3.12 – Розподіл компонент швидкості потоку за РК для $\varphi_л$=35º: а – колова швидкість V_u; б – осьова швидкість V_z

Колова складова абсолютної швидкості V_u біля корпусу РК має невелику негативну закрутку, і її значення плавно підвищуються у напрямку до периферії, де закрутка позитивна на всіх розрахункових режимах. При підвищенні витрати значення колової швидкості зростають. Значення осьової складової абсолютної швидкості V_z за РК при куті установки лопаті $\varphi_л$=15° практично постійні (за винятком режиму 1 з найменшою витратою і найнижчою приведеною частотою обертання) і пропорційні витраті. При максимальному куті установки лопаті $\varphi_л$=35° при режимах 6-8 осьова складова швидкості V_z рівномірно підвищується від корпусу до периферії. При подальшому збільшенні витрати (режими 9, 10) виникає значна нерівномірність розподілу V_z по ширині каналу [218, 219].

Попередньо кавітаційні якості РК осьової турбіни можна охарактеризувати за допомогою локального коефіцієнту кавітації $\sigma_л$. Локальний коефіцієнт кавітації, який виражає відношення динамічного розрідження до напору, визначається при висоті всмоктування H_s=0 за формулою

$$-\sigma_л = \frac{\frac{P_{\min}}{\rho g} - \frac{P_{вих}}{\rho g}}{H},$$

де P_{min} – мінімальний тиск на тильній стороні лопаті; $P_{вих}$ – тиск на виході з розрахункової області.

В точці на поверхні лопаті з найбільшим розрідженням локальний коефіцієнт кавітації приймає максимальне значення. Умовою виникнення кавітації в даній точці лопаті є рівність максимального локального коефіцієнту кавітації $\sigma_л$ кавітаційному коефіцієнту установки.

Для розрахунку кавітаційних показників РК на всіх режимах було визначено зони з максимальним розрідженням (мінімальними значеннями тиску) на тильній стороні лопаті. Як приклад, на рис. 3.13 наведено розподіл тиску на тильній стороні лопаті РК в меридіональній проєкції для режимів оптимального ККД (режим 3, $\varphi_л$=15°, Q_I'=1117,9 л/с), і номінальної потужності

(режим 7, $\varphi_л$=35°, Q_I'=2131 л/с) [218, 219]. Області з мінімальним тиском розташовані в центральній частині лопаті.

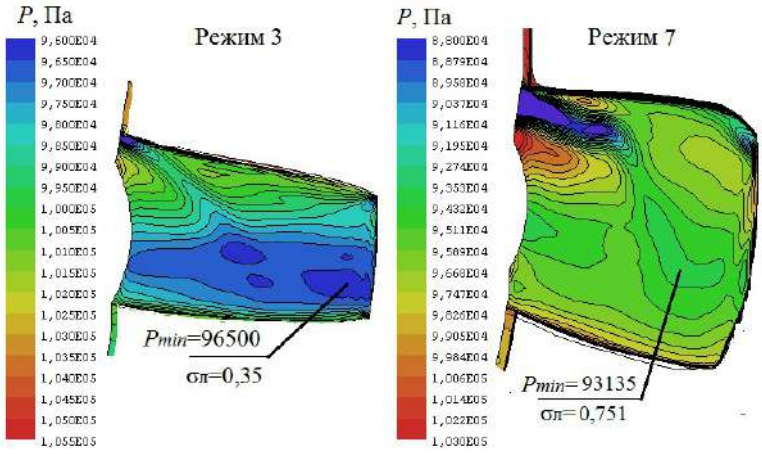


Рисунок 3.13 – Розподіл тиску на тильній стороні лопаті РК для режимів оптимального ККД (режим 3) та номінальної потужності (режим 7)

В табл. 3.2 і на рис. 3.14 наведено розрахункові величини локального кавітаційного коефіцієнту $\sigma_л$ і експериментального кавітаційного коефіцієнта турбіни $\sigma_т$ [218, 219]. Значення дають $\sigma_л$ можливість визначати початок кавітації, однак не дозволяють знайти величину критичного кавітаційного коефіцієнту, який визначається, як правило, при експерименті на гідродинамічних стендах. Порівняння експериментальних і розрахункових енергокавітаційних характеристик виявило задовільну якісну і кількісну відповідність. Різниця їх значень пояснюється припущеннями, прийнятими при чисельних дослідженнях і похибкою визначення параметрів при експериментальних дослідженнях. Зіставлення експериментальних і розрахункових енергокавітаційних характеристик також показує задовільне якісне і кількісне узгодження.

Таблиця 3.2 Експериментальні та розрахункові кавітаційні показники

Параметри	Режими									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	$\varphi_л$=15°					$\varphi_л$=35°				
$\sigma_л$ розрахунок	0,27	0,28	0,35	0,41	0,52	0,625	0,751	0,79	0,85	–
$\sigma_т$ експеримент	0,23	0,30	0,32	0,37	0,45	0,64	0,75	0,87	1,01	–

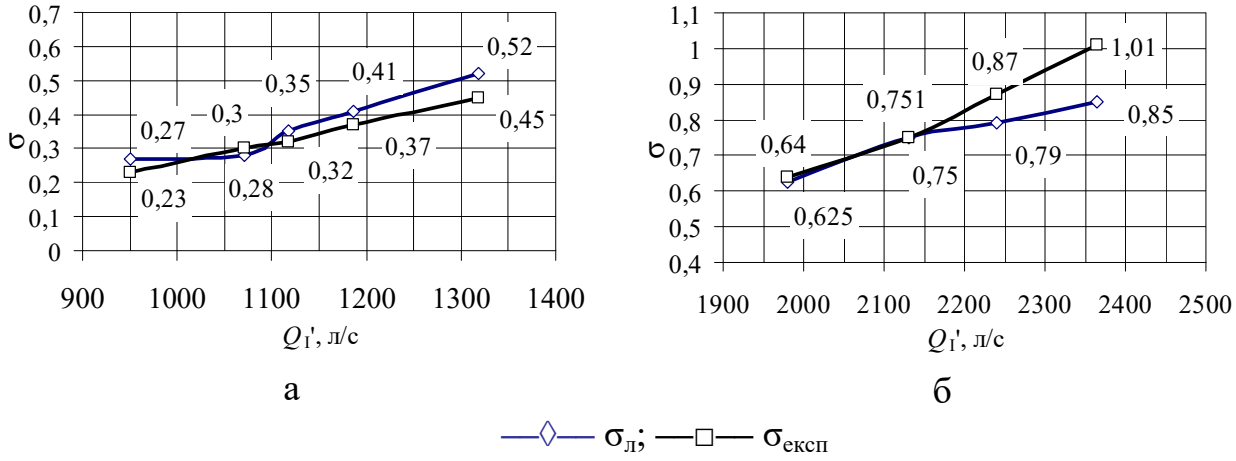
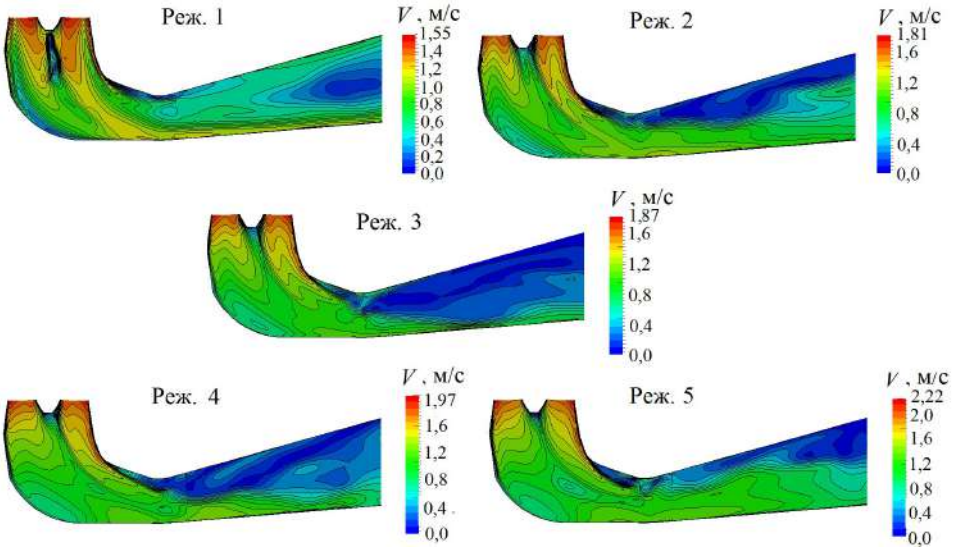
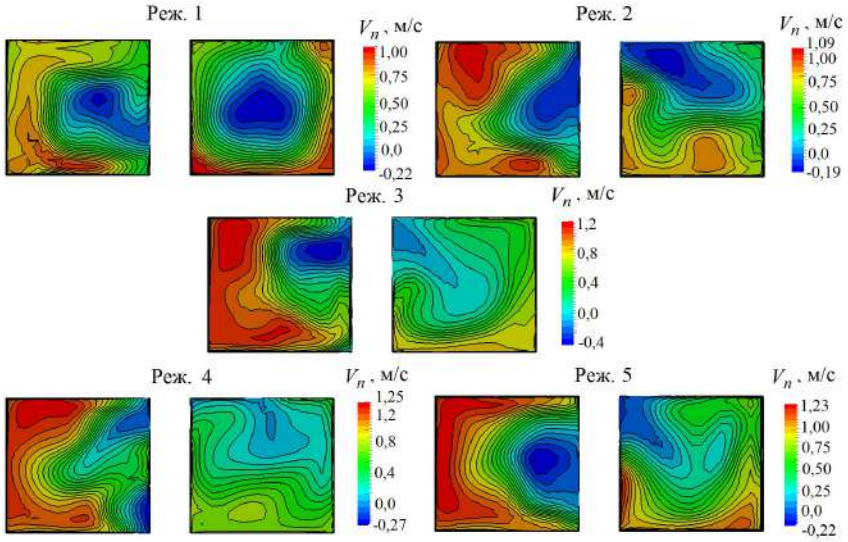


Рисунок 3.14 – Порівняння розрахункового та експериментального кавітаційних коефіцієнтів турбіни:
а – при оптимальному куті установки лопаті РК $\varphi_л$=15º (режими 1-5);
б – при максимальному куті установки лопаті РК $\varphi_л$=35º (режими 6-10)

Відсмоктувальна труба. Течія в'язкої нестисливої рідини у ВТ істотно нерівномірна на всіх режимах, що були досліджені, розподіл швидкості наведено на рис. 3.15, 3.16. За обтікачем РК утворюється вихровий джгут, що сягає коліна труби (рис. 3.15 а, 3.16 а). Майже на всіх режимах у коліні і вихідній частині спостерігаються зони, де швидкість потоку практично дорівнює нулю [218, 219]. Ці зони змінюють своє положення та інтенсивність в залежності від режиму роботи гідротурбіни та за часом. Потік на виході з ВТ також нерівномірний. У вихідному перетині на всіх режимах спостерігаються області з протитечіями, тобто з негативними значеннями витратної складової швидкості (рис. 3.15 б, 3.16 б). Максимальні значення швидкості потоку у вихідному перетині ВТ знаходяться у лівій за ходом руху рідини стінки горизонтального дифузора. Нерівномірність потоку у вихідному перетині спостерігається на всіх досліджених режимах, вона змінюється як за своєю інтенсивністю, так і за розміром [218, 219].



а



б

Рисунок 3.15 – Розподіл швидкості у ВТ при куті установки лопатей $\varphi_л$=15° (режими 1–5): а – абсолютна швидкість; б – нормальна швидкість на виході з ВТ

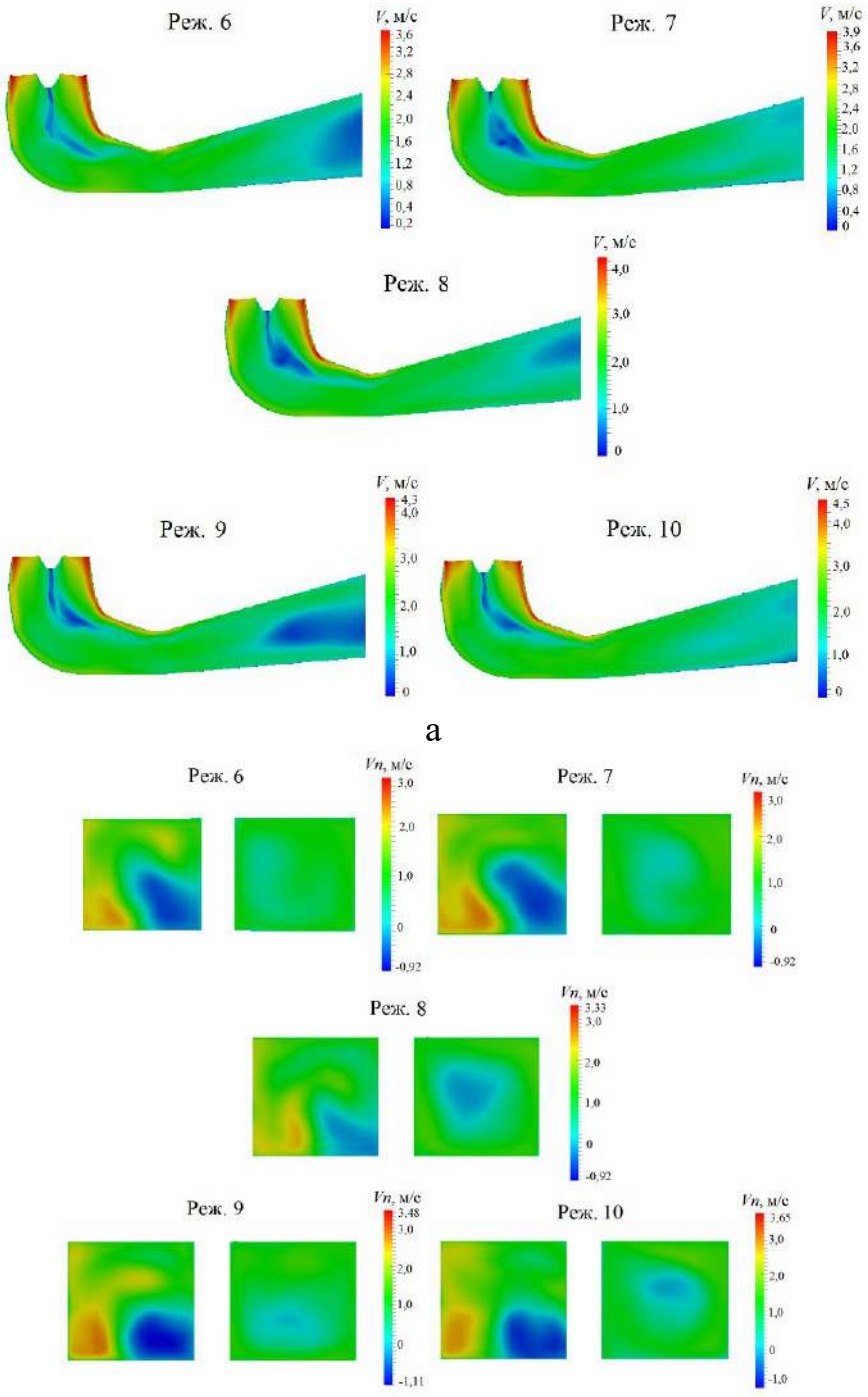


Рисунок 3.16 – Розподіл швидкості у ВТ при куті установки лопатей $\varphi_л$=35° (режими 6–10): а – абсолютна швидкість; б – нормальна швидкість на виході з ВТ

Інтегральні енергетичні характеристики проточної частини. Проведені чисельні дослідження нестисливої течії в'язкої рідини в ПЧ турбіни Кременчуцької ГЕС дозволили визначити її інтегральні характеристики і гідравлічні втрати у кожному елементі ПЧ [217, 218, 219]. Сумарні

розрахункові гідравлічні втрати визначалися як сума втрат у кожному елементі: СК зі статором, напрямному апараті, РК відсмоктувальній трубі.

$$h_{сум}= h_{сп+ст}+h_{на}+h_{рк}+ h_{вт}$$

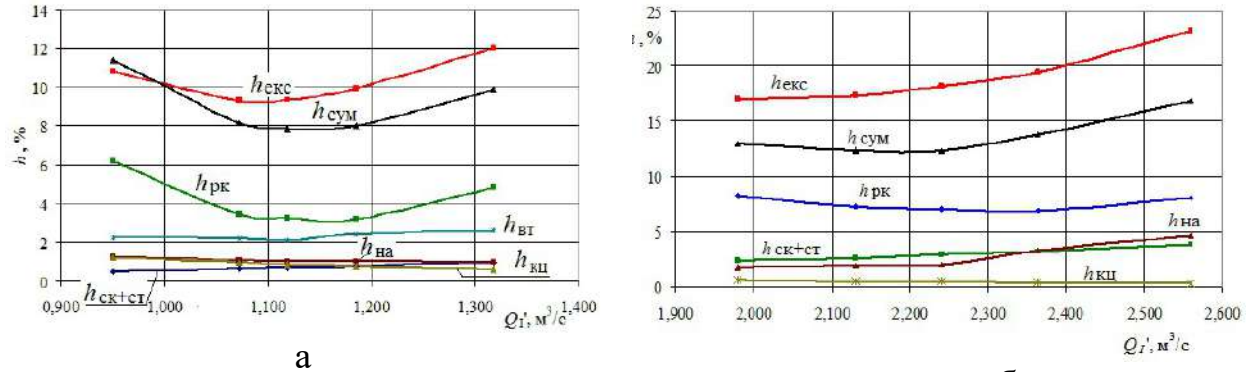
На рис. 3.17 наведено залежності сумарних гідравлічних втрат в ПЧ та їх складових від приведеної витрати при куті установки лопаті $\varphi_л$=15° і $\varphi_л$=35°, а також їх порівняння з експериментальними результатами, що були взяті з відомої універсальної характеристики моделі турбіни Каплана ПЛ203271у. У підводі (спіраль зі статором) гідравлічні втрати визначали як різницю повної енергії на вході в спіраль і виході зі статора,поділену на напір. Гідравлічні втрати в НА розраховано за формулою $h_{на}$=0,5$h_{на1}$+0,25$h_{на2}$+0,25$h_{на3}$, де $h_{на1}$, $h_{на2}$ і $h_{на3}$ – гідравлічні втрати при кутах потоку на вході НА $\alpha_{п1}$=38,9; 57,7; 73,3° відповідно, тобто було усереднено результати чисельних досліджень з різними кутами натікання на лопатки НА пропорційно витраті. Додатково за методикою [221] обчислено кінцеві втрати $h_{кц}$ від перетікання рідини в зазорах між лопатями і камерою та корпусом РК з робочої сторони на сторону розрідження,.

При оптимальному куті установки лопаті РК $\varphi_л$=15º (рис. 3.17 а) гідравлічні втрати у підводі $h_{сп+ст}$ зростають зі збільшенням витрати і частоти обертання практично за квадратичною залежністю. У НА менші гідравлічні втрати отримано при більших значеннях відкриття НА та приведеної витрати, що відповідає сучасному уявленню про гідравлічні втрати у НА. Сумарні гідравлічні втрати в підводі гідротурбіни (СК, статор, НА) при куті установки лопаті РК $\varphi_л$=15º змінюються незначно, їх мінімальне значення становить 1,68 % та відповідає витраті Q_I'=1071,4 л/с. В РК $h_{рк}$ мінімальні втрати отримано при режимі 4 і становлять 3,14 %. Мінімальні гідравлічні втрати в ВТ $h_{вт}$ становлять 2,11 % та приблизно відповідають витраті, близькій до режиму 3 (оптимального ККД). Мінімальні сумарні гідравлічні втрати $h_{сум}$ в розглянутих елементах ПЧ дорівнюють 7,87 % і відповідають режиму оптимального ККД (режим 3) [217, 218, 219].

При куті установки лопаті РК $\varphi_л$=35º сумарні гідравлічні втрати в підводі ГТ (СК, статор, НА) зростають зі збільшенням витрати і частоти обертання

(рис. 3.17 б). При режимі номінальної потужності (режим 7) сумарні гідравлічні втрати в підводі складають 4,55 %, при максимальному значенні витрати (режим 10) – 8,45 %. У РК мінімальні гідравлічні втрати, що дорівнюють 6,8 %, відповідають витраті Q_I'=2300 л/с. Втрати у ВТ плавно зростають зі збільшенням витрати, при режимі номінальної потужності (режим 7) вони складають 7,97 %, а при максимальній витраті (режим 10) 9,23 %. Сумарні гідравлічні втрати при $\varphi_л$=35º плавно підвищуються зі збільшенням витрати. Їх мінімум становить 20 % і відповідає Q_I'=1980 л/с (режим 6) [217, 218, 219].

Максимальний експериментальний ККД $\eta_{експ}$ моделі турбіни Каплана для кута установки лопаті $\varphi_л$=15° склав 90,7 % при Q_I'=1071,4 л/с (режим 2), розрахунковий ККД $\eta_{розр}$ – 92,13 % при Q_I'=1117,9 л/с (режим 3). При куті установки лопаті $\varphi_л$=35° максимальний $\eta_{експ}$ дорівнює 83 %, а $\eta_{розр}$ – 80 % при Q_I'=1980 л/с (режим 6) і Q_I'=2131 л/с (режим 7) відповідно [218, 219]. Порівняння експериментальних і чисельних характеристик демонструє їх задовільну якісну і кількісну відповідність. Різниця їх значень пояснюється припущеннями, прийнятими в математичних моделях, в методиці проведення чисельних дослідженнях і похибкою визначення даних при випробуваннях на гідродинамічному стенді.



а б

Рисунок 3.17 – Залежність гідравлічних втрат в елементах ПЧ від приведеної витрати: а – при оптимальному куті установки лопаті РК $\varphi_л$=15º;
б – при максимальному куті установки лопаті РК $\varphi_л$ =35º

Інтегральні енергетичні показники, що були отримані при чисельних дослідженнях течії в ПЧ турбіни Каплана ПЛ20/3271у при кутах установки лопаті РК $\varphi_л$=15º і $\varphi_л$=35º для десяти режимів при різних кутах натікання потоку в розрахункову область НА–РК наведено відповідно в табл. 3.3 і 3.4.

Проведені чисельні дослідження дали можливість детально вивчити структуру потоку у всіх елементах ПЧ в широкому діапазоні експлуатації. Вони також підтвердили високі енергокавітаційні характеристики турбіни ПЛ20/3271у. Задовільне узгодження розрахункових і експериментальних результатів дає обґрунтовану можливість застосовувати запропоновані чисельні методи досліджень для модернізації і удосконалення РК турбін Каплана, а також для часткової заміни коштовних експериментальних досліджень на чисельні для турбін невеликих потужностей.

Для підвищення ефективності ПЧ з РК ПЛ 20/3271у, а також з метою можливого застосування результатів для третього та подальших етапів модернізації Кременчуцької ГЕС доцільно провести гідродинамічне удосконалення лопатевої системи РК, в першу чергу шляхом її просторового профілювання, ефективність якого в турбоустановках різного типу підтверджено в огляді літературних джерел, розділ 1.

Таблиця 3.3 Енергетичні характеристики при оптимальному куті установки лопаті РК $\varphi_л$=15º

Параметр	**Режим 1** a_0**=22,5 мм,** Q_1'**=950 л/с,** n_1'**=123,2 хв$^{-1}$**			**Режим 2** a_0**=25 мм,** Q_1'**=1071,4 л/с,** n_1'**=145,3 хв$^{-1}$**			**Режим 3** a_0**=26 мм,** Q_1'**=1117,9 л/с,** n_1'**=152,9 хв$^{-1}$**			**Режим 4** a_0**=27,5 мм,** Q_1'**=1185,7 л/с,** n_1'**=162,9 хв$^{-1}$**			**Режим 5** a_0**=30 мм,** Q_1'**=1317,8 л/с,** n_1'**=182,1 хв$^{-1}$**		
$\alpha_{сп}$, град	38,9	57,7	73,3	38,9	57,7	73,3	38,9	57,7	73,3	38,9	57,7	57,7	38,9	57,7	57,7
$Q_{р\ вх}$, м^3/с	0,9500	0,9500	0,9500	1,0713	1,0714	1,0714	1,1179	1,1179	1,1179	1,1856	1,1857	1,1857	1,3178	1,3178	1,3177
$Q_{р\ вих}$, м^3/с	0,9497	0,9499	0,9500	1,0708	1,0708	1,0709	1,1174	1,1174	1,1174	1,1851	1,1851	1,1851	1,3172	1,3171	1,3170
$H_р$	1,012	0,993	0,994	1,000	0,978	0,971	1,002	0,979	0,970	1,021	0,999	0,992	1,030	0,998	0,984
$E_{НАвх}$, Па	110610	110420	110416	110564	110338	110267	110649	110417	110325	110936	110718	110642	111237	110926	110789
$E_{НАвих}$, Па	110505	110309	110255	110475	110242	110125	110564	110320	110190	110849	110632	110516	111152	110846	110674
$E_{РКвх}$, Па	110493	110297	110242	110471	110238	110117	110557	110312	110180	110845	110627	110508	111112	110808	110631
$E_{ПЧвых}$, Па	100687	100679	100669	100753	100748	100743	100820	100816	100810	100917	100916	100910	101132	101133	101133
$N_г$=9,81HQ, Вт	9426,9	9254,0	9259,7	10510,5	10274,7	10204,0	10987,8	10733,0	10636,8	11878,5	11622,2	11539,2	13316,4	12905,2	12723,7
$N_р$, Вт	8724,34	8580,88	8543,35	10050,4	9826,92	9710,9	10539,1	10283,4	10146,1	11413,1	11155,2	11016,4	12602,4	12173,2	11924,3
η= $N_р$/$N_г$, %	92,55	92,73	92,26	95,62	95,64	95,17	95,92	95,81	95,39	96,08	95,98	95,47	94,64	94,33	93,72
h=1-η, %	7,45	7,27	7,74	4,38	4,36	4,83	4,08	4,19	4,61	3,92	4,02	4,53	5,36	5,67	6,28
$h_{НА}$, %	1,07	1,13	1,64	0,91	0,98	1,45	0,87	0,99	1,38	0,89	0,88	1,28	0,87	0,82	1,17
$h_{РК}$, %	6,38	6,14	6,09	3,47	3,38	3,39	3,22	3,20	3,24	3,03	3,14	3,25	4,50	4,86	5,11
$h_{СП+СТ}$, %	0,48			0,62			0,67			0,75			0,93		
$h_{НА}$, %	1,23			1,06			1,03			0,99			0,93		
$h_{РК}$, %	6,20			3,41			3,22			3,14			4,82		
$h_{кц}$, %	1,22			0,92			0,84			0,74			0,59		
$h_{ВТ}$, %	2,25			2,18			2,11			2,40			2,62		
$h_{сум}$, %	11,38			8,18			7,87			8,02			9,89		
$\sigma_л$	0,27			0,28			0,35			0,41			0,52		

Таблиця 3.4 Енергетичні характеристики при максимальному куті установки лопаті РК $\varphi_л$=35º

Параметр	**Режим 6** a_0**=32,5 мм,** Q_1'**=1980 л/с,** n_1'**=120,8 хв$^{-1}$**			**Режим 7** a_0**=34 мм,** Q_1'**=2131 л/с,** n_1'**=131,9 хв$^{-1}$**			**Режим 8** a_0**=35 мм,** Q_1'**=2240 л/с,** n_1'**=140 хв$^{-1}$**			**Режим 9** a_0**=36 мм,** Q_1'**=2364 л/с,** n_1'**=149,3 хв$^{-1}$**			**Режим 10** a_0**=37,5 мм,** Q_1'**=2560 л/с,** n_1'**=164 хв$^{-1}$**		
$\alpha_{сп}$, град	38,9	57,7	73,3	38,9	57,7	73,3	38,9	57,7	73,3	38,9	57,7	57,7	38,9	57,7	57,7
$Q_{р\ вх}$, м^3/с	1,98000	1,98005	1,97987	2,13095	2,1310	2,13109	2,23987	2,23982	2,23981	2,3646	2,36443	2,36469	2,56057	2,56015	2,56008
$Q_{р\ вих}$, м^3/с	1,98120	1,97963	1,97833	2,13085	2,1313	2,13111	2,23822	2,24054	2,24002	2,36234	2,36311	2,36395	2,56177	2,55917	2,55933
$H_р$	0,922	0,869	0,851	0,932	0,856	0,835	0,961	0,850	0,830	0,986	0,846	0,828	1,025	0,807	0,791
$E_{НАвх}$, Па	111888	111359	111158	112362	111585	111362	112922	111829	111582	113587	112167	111907	114750	112353	112172
$E_{НАвих}$, Па	111735	111223	110990	112184	111437	111199	112719	111708	111418	113141	112022	111744	114032	112188	112001
$E_{РКвх}$, Па	111708	111196	110957	112156	111411	111168	112695	111685	111391	113110	111998	111714	113959	112163	111971
$E_{ПЧвых}$, Па	102843	102832	102812	103215	103188	103169	103492	103493	103444	103915	103867	103787	104694	104438	104414
$N_г$=9,81HQ, Вт	17909,1	16883,9	16524,0	19491,8	17894,3	17460,0	21122,0	18671,1	18227,6	22870,4	19624,8	19201,3	25749,1	20263,6	19861,1
$N_р$, Вт	16068,0	15242,4	14859,1	17607,7	16318,0	15873,8	19142,0	17092,1	16602,9	20337,4	17888,5	17452,2	22119,1	18127,5	17676,2
η= $N_р$/$N_г$, %	89,72	90,28	89,92	90,33	91,19	90,92	90,63	91,54	91,09	88,92	91,15	90,89	85,90	89,46	89,00
h=1-η, %	10,28	9,72	10,08	9,67	8,81	9,08	9,37	8,46	8,91	11,08	8,85	9,11	14,10	10,54	11,00
$h_{НА}$, %	1,56	1,39	1,71	1,81	1,51	1,66	2,07	1,23	1,67	4,55	1,48	1,66	7,32	1,68	1,74
$h_{РК}$, %	8,72	8,34	8,36	7,85	7,30	7,42	7,30	7,22	7,24	6,53	7,37	7,45	6,78	8,86	9,26
$h_{СП+СТ}$, %	2,34			2,64			2,89			3,19			3,81		
$h_{НА}$, %	1,75			1,91			1,94			3,25			4,64		
$h_{РК}$, %	8,26			7,29			7,04			6,89			8,07		
$h_{кц}$, %	0,60			0,51			0,46			0,40			0,34		
$h_{ВТ}$, %	7,06			7,97			8,36			8,87			9,23		
$h_{сум}$, %	20,00			20,32			20,69			22,59			26,08		
$\sigma_л$	0,625			0,751			0,79			0,85			-		

3.2 Застосування методу просторового профілювання лопатей робочих коліс турбін Каплана за допомогою навалів. Умови проведення чисельних досліджень

В огляді джерел науково-технічної інформації (розділ 1) показано, що одним з головних напрямів підвищення ефективності турбін є їх гідродинамічне удосконалення на основі просторового профілювання елементів ПЧ, в першу чергу лопатей РК. Методи проєктування і розрахунку лопатей РК турбін Каплана, які застосовувались до сьогодні в практиці вітчизняного гідротурбобудування, ґрунтуються на гіпотезі, згідно з якою поверхні струму є циліндричними і не залежать від режиму роботи турбіни. При такому підході розрахунок профілів виконується без урахування їх взаємного розташування та взаємного впливу. Це призводить до того, що енергетичні показники РК, які мають однакові, але по-різному скомпоновані між собою розрахункові профілі, вважаються рівними, хоч просторова форма лопатей цих коліс різна, і вони обтікаються різними потоками. Це призводить до істотних помилок при визначенні кінематичних і енергетичних показників моделей осьових турбін.

В ІЕМС проведено великий обсяг досліджень з покращення технічних характеристик парових турбін, компресорів та інших турбомашин шляхом профілювання робочих і напрямних лопаток за допомогою колових і осьових навалів (розділ 2). В дисертації ці методи, враховуючи позитивні результати і зберігаючи термінологію, удосконалено і адаптовано до особливостей просторового профілювання лопатей РК турбін Каплана, за допомогою простих і складних, втулкових і периферійних, колових і осьових навалів.

При такому методі профілювання змінюється компоновка лопаті (взаємне розташування розрахункових профілів), сама ж форма всіх профілів змін не зазнає. Навал отримав назву простого, якщо профілі лопаті зміщуються в коловому напрямку на однаковий кут [222]; якщо ні, то такий навал називаємо складним [223]. На рис. 3.18 представлено схему простого колового навалу і вигляд вихідної і «навалених» лопатей РК у плані [222].

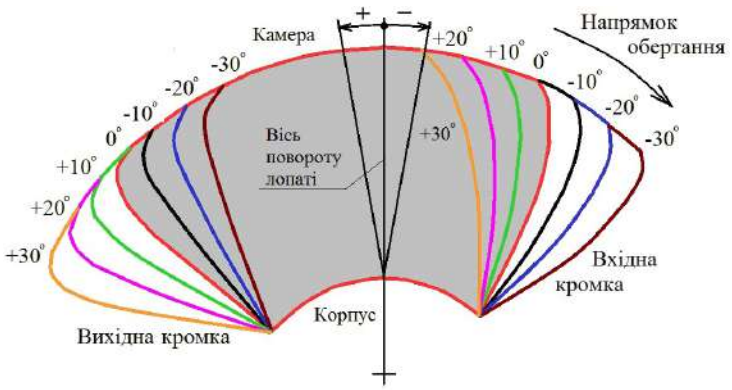
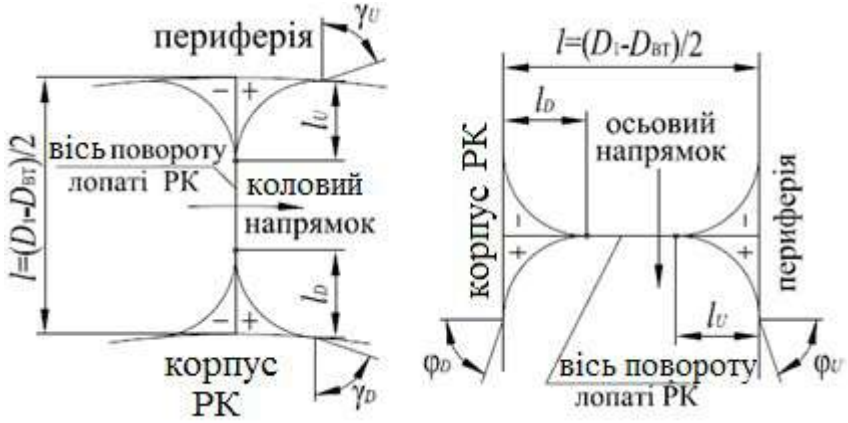


Рисунок 3.18 – Схема простого колового навалу лопаті РК

Складний навал лопатей РК здійснюється шляхом завдання лінії прив'язки лопаті форми кривої другого порядку, яка визначається так званими кутами шаблеподібності $\gamma_{U,D}$ (коловий периферійний і втулковий відповідно) або $\varphi_{U,D}$ (осьовий периферійний і втулковий), а також відносною довжиною вигнутої частини лінії прив'язки лопаті $\bar{l}_{U,D}$ (рис. 3.19). Індексом D позначені величини, що відносяться до втулки, а індексом U – до периферії. Параметри $\bar{l}_{U,D}$ визначаються за формулою $\bar{l}_{U,D} = \dfrac{l_{U,D}}{l/2} \cdot 100\%$. У РК осьової турбіни Каплана в якості лінії прив'язки прийнято вісь повороту лопаті. В дисертації розглянуто варіанти складних колових та осьових навалів зі значенням $l_D = l_U = l/2$.



а б

Рисунок 3.19 – Схема утворення складних навалів лопатей:
а – колові навали; б – осьові навали

Дослідження впливу навалів на структуру потоку і енергетичні характеристики турбіни Каплана виконано для оптимального режиму 3, табл. 3.1, кут потоку на вході в розрахункову область $\alpha_п = 38{,}9^o$ [222, 223].

Розрахункова область містить по одному каналу НА, РК та відсмоктувальну трубу. Дискретизація досліджуваної ПЧ виконувалася за допомогою структурованої (НА і РК) і неструктурованої сітки (ВТ) із шестигранними елементами. Загальне число елементів 2,640 млн: один міжлопатковий канал НА – 518 тис., один міжлопатевий канал РК – 622 тис., ВТ − 1500 тис.

Позитивні колові навали зсувають периферійний профіль в бік обертання ротора; позитивні осьові – вниз за потоком, негативні – у протилежний бік.

Побудова лопатей РК з навалами, завдання розрахункової сітки, дослідження течії рідини, а також обробка і аналіз результатів здійснюється за допомогою програми *IPMflow*.

3.3 Вплив простого навалу лопатей на структуру потоку та енергетичні характеристики проточної частини

Чисельні дослідження проведено для розрахункових областей з вихідною лопаттю РК ПЛ20/3271у (навал $\varphi^* = 0^o$) і шістьма варіантами простого колового навалу (навали $\varphi^* = -30; -20; -10; +10; +20; +30^o$, (рис. 3.18) [222].

На рис. 3.20 наведено розподіл ізоліній статичного тиску на розгортці сіткової поверхні середнього перерізу каналу РК для трьох значень колового навалу: початкового і максимальних позитивного і негативного (+30 і -30º). Градієнт тиску вище на стороні розрідження, навал помітно впливає на розташування ізоліній: при негативних навалах вони зсуваються в сторону розрідження, при позитивних – тиску. Спостерігається також зміна розподілу тиску на робочих поверхнях РК.

На рис. 3.21 наведено епюри тиску на периферійних перерізах лопаті РК (90 % ширини каналу), які при таких навалах зазнають найбільшої деформації, для трьох варіантів простого колового навалу [222]. З наведеного рисунка видно, що найбільший вплив припадає на обтікання вхідної ділянки лопаті, де значно змінюється перепад тиску: збільшується при негативному навалі і

зменшується при позитивному. Подальше збільшення негативного навалу може привести до утворення локальних зон розрідження на вхідній ділянці і, як наслідок, погіршення кавітаційних якостей РК. На стороні тиску, на всьому перетині позитивний навал призводить до підвищення рівня тиску, негативний – до зниження. На стороні розрідження навали істотно змінюють епюри тиску на ділянці від входу до середини перетину і мало впливають на ділянці від середини до виходу [222].

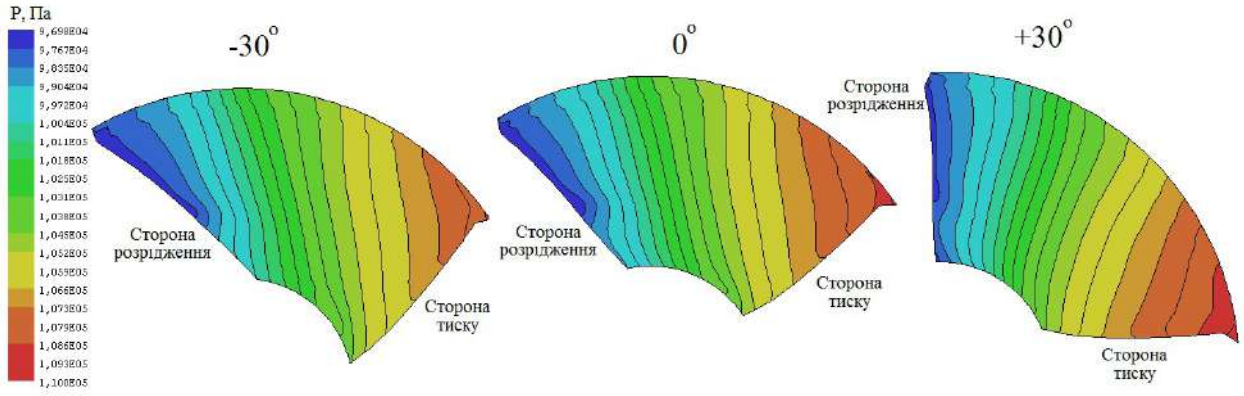


Рисунок 3.20 – Ізолінії тиску в середньому поперечному перерізі міжлопатевого каналу РК для трьох значень колового навала РК

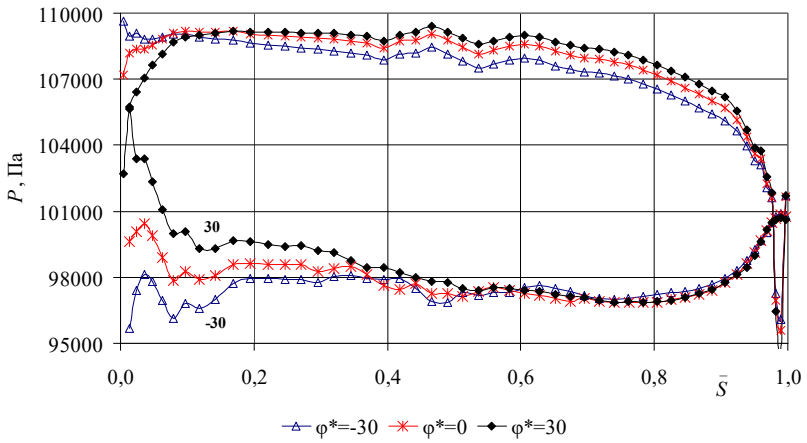


Рисунок 3.21 – Розподіл тиску уздовж периферійних перерізів РК при різних значеннях колового навалу

На рис. 3.22 наведено розподіл осередненого по кроку абсолютного повного тиску (енергії) по ширині каналу в середньому поперечному перерізі міжлопатевого каналу РК при різних значеннях простого колового навалу. Видно, що навали призводять до помітного перерозподілу енергії по ширині каналу. Негативні навали підвищують рівень енергії в області поблизу корпуса

РК і знижують на периферійній ділянці. При позитивних навалах картина протилежна. Таким чином, застосовуючи коловий навал, можна досягнути більш рівномірного розподілу енергії по ширині каналу. У досліджуваному РК ПЛ 20/3271у найбільш рівномірний розподіл енергії отримано при негативному навалі φ* = -10º.

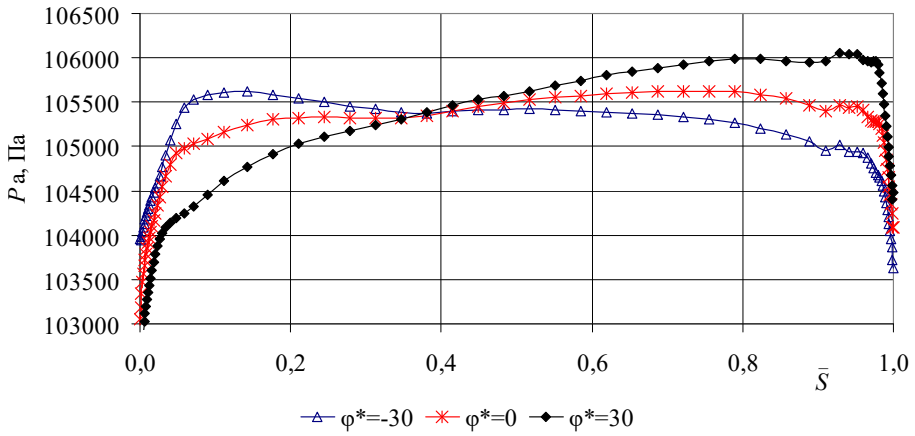


Рисунок 3.22 – Розподіл усередненого по кроку абсолютного повного тиску по ширині каналу в середньому поперечному перерізі міжлопатевого каналу РК при різних значеннях колового навалу

Проведені розрахунки дозволили визначити гідравлічні втрати в елементах ПЧ і значення ККД розрахункової області [222]. Втрати в НА практично не змінюються при навалах і складають $h_{НА}$ від 0,90 до 0,92 % На рис. 3.23 наведено залежності гідравлічних втрат в РК і ККД досліджуваної розрахункової області (без урахування СК зі статором і ВТ) від величини навалу. Як видно з рисунка, зміни структури потоку в результаті застосування колового навалу призводять до зміни енергетичних характеристик. Мінімальне значення розрахункових гідравлічних втрат в РК отримано при навалі φ* = -10º. При цій же величині навалу спостерігається і найбільше значення ККД.

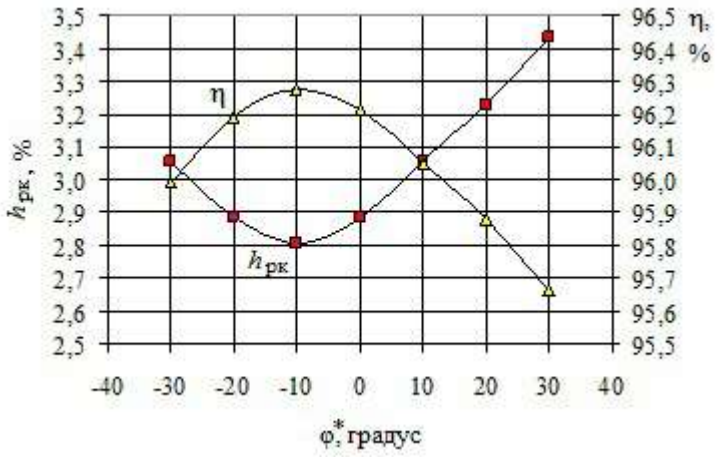


Рисунок 3.23 – Залежність гідравлічних втрат в РК і ККД розрахункової області від величини простого колового навалу

3.4 Вплив складних втулкових навалів лопатей робочих коліс на структуру течії та енергетичні характеристики

Дослідження впливу колового втулкового навалу проведено для вихідної лопатевої системи РК ПЛ20/3271у і РК з чотирма значеннями кута шаблеподібності γ_D: -20°; -10°; 10°; 20°. Застосування навала з $\gamma_D = \pm 20°$ призводить до колового зміщення втулкового перерізу на 8,5°, при $\gamma_D = \pm 10°$ – на 4,1°. На рис. 3.24 приведена комп'ютерна модель для трьох видів втулкового навалу (в плані).

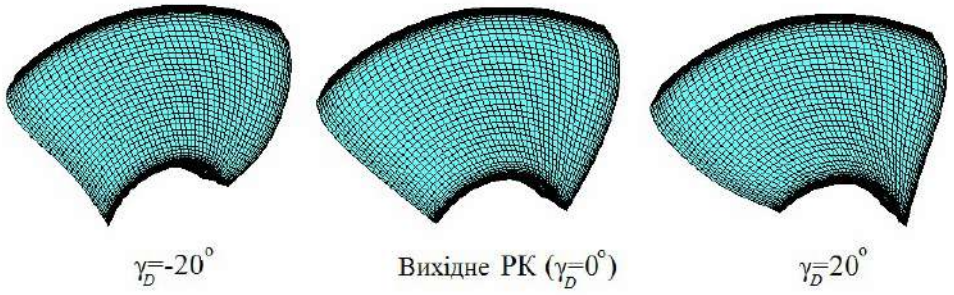


Рисунок 3.24 – Вид лопатей РК при різних значеннях колового втулкового навалу

Проведені дослідження показали, що застосування втулкового навалу має незначний вплив на структуру потоку і енергетичні показники в області РК. Епюри тиску зазнали змін тільки на втулкових перерізах на стороні розрідження, в більшій мірі в районі вхідних кромок (рис. 3.25) [224].

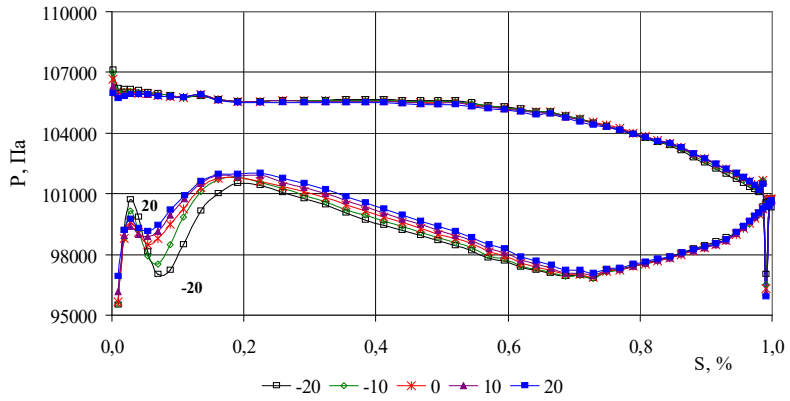
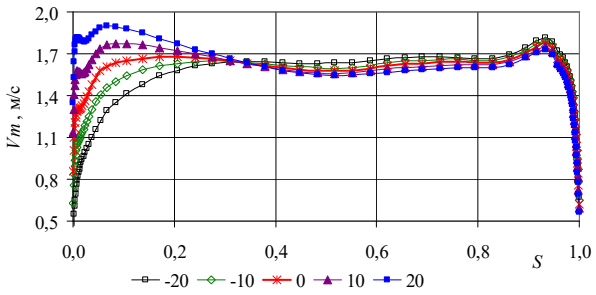


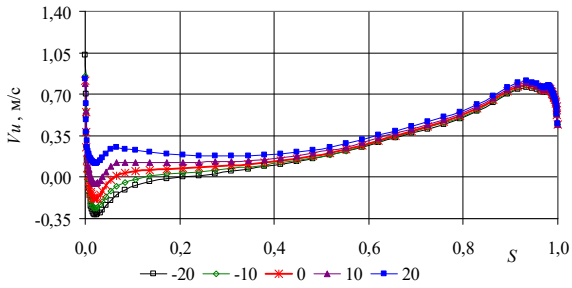
Рисунок 3.25 – Розподіл тиску на втулковому перерізі при різних значеннях складного колового втулкового навалу

За РК – на вході у дифузор ВТ – в області корпуса РК істотно змінюється розподіл меридіональної і колової швидкості (рис. 3.26). Це може привести до зміни структури потоку у відсмоктувальній трубі, її енергетичних характеристик і показників ПЧ в цілому [224].

При дослідженні впливу складного **осьового** втулкового навалу було проведено розрахунки для вихідної лопатевої системи РК і чотирьох значень кутів шаблеподібності складного втулкового навалу: γ_D -10°; -5°; 5°; 10°. На рис. 3.27 схематично наведено радіальні перерізи лопаті РК, що проходять через вісь повороту для вихідного варіанту і лопатей з різними значеннями осьового втулкового навалу.



а



б

Рисунок 3.26 – Розподіл по ширині каналу складових швидкості за РК при різних значеннях кута шаблеподібності колового навалу:
а – меридіональна швидкість; б – колова швидкість

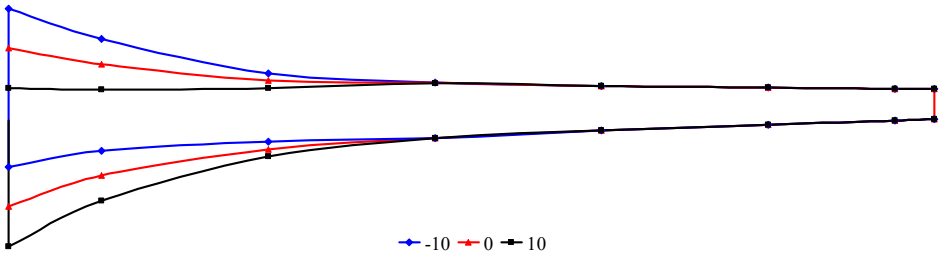


Рисунок 3.27 – Радіальні перерізи лопатей РК із втулковими осьовими навалами при різних кутах шаблеподібності

При застосуванні втулкового навалу розподіл епюр тиску уздовж перетинів лопати практично не змінюється. Тільки у втулкової зоні спостерігається зміна розподілу тиску на стороні розрідження в області вхідної кромки (рис. 3.28) [224].

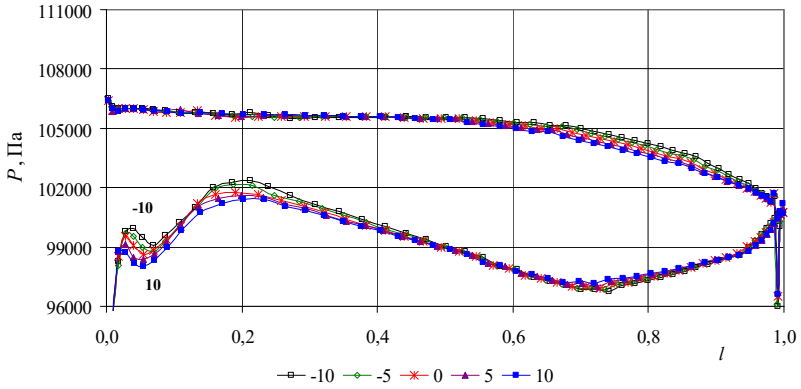


Рисунок 3.28 – Розподіл тиску уздовж втулкового перерізу лопаті РК при різних значеннях кута шаблеподібності γ_D

Застосування втулкового навалу мало впливає на розподіл усередненого по кроку повного тиску (енергії) по ширині каналу РК (рис. 3.29).

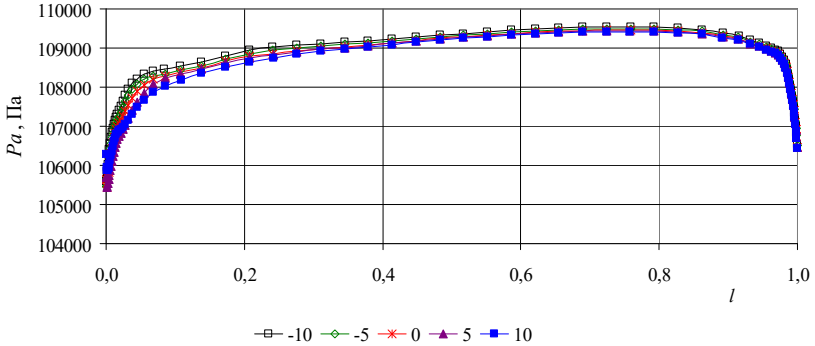
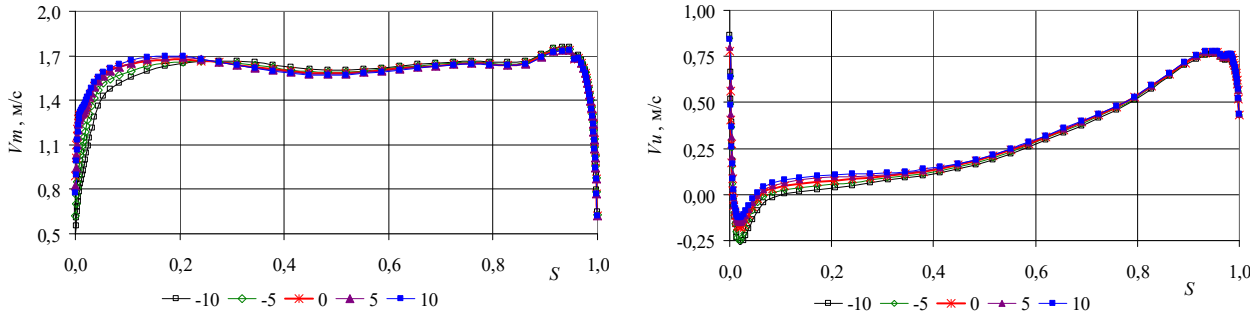


Рисунок 3.29 – Розподіл енергії по ширині в середньому перерізі каналу РК при різних значеннях складного осьового втулкового навалу

При просторовому профілюванні лопаті РК за допомогою осьових втулкових навалів перерозподіл компонент швидкості за РК незначний. Деякі

зміни спостерігаються, як і очікувалося, тільки біля корпусу РК (рис. 3.30) [222].

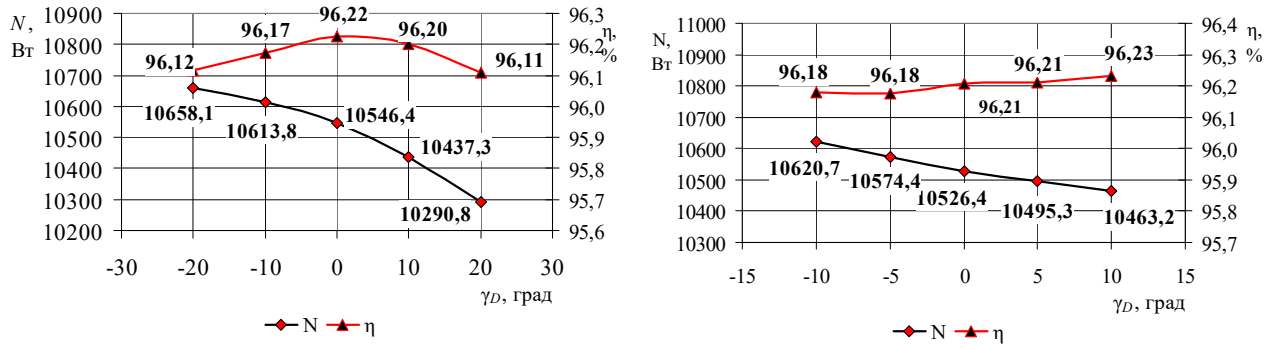
На рис. 3.31 наведено залежності потужності і ККД ПЧ від кутів шаблеподібності для складних втулкових – колових і осьових навалів. Значення гідравлічних втрат $h_{на}$ в НА практично не залежать від величини кутів шаблеподібності і складають приблизно 0,89–0,90 %. При колових навалах найбільше значення ККД отримано у вихідній ПЧ. При зміщенні вхідної кромки втулкової області в бік обертання ротора величини потужності плавно зростають.



а б

Рисунок 3.30 – Розподіл компонент швидкості за РК при різних значеннях складного осьового втулкового навалу:
а – меридіональна швидкість; б – колова швидкість

При осьовому втулковому навалі зі збільшенням позитивного значення кута шаблеподібності величина ККД незначно плавно зростає, а потужність зменшується.



а б

Рисунок 3.31 – Залежність потужності і ККД від величини навалів:
а – складний втулковий коловий; б – складний втулковий осьовий

3.5 Дослідження впливу периферійних колових навалів лопатей робочого колеса на структуру потоку та енергетичні характеристики турбіни Каплана

При дослідженні цього виду навалів розглядалося 5 варіантів ПЧ з коловими навалами лопатей РК $\gamma_U = -40^o$; -20^o; 0^o;$+20^o$; $+40^o$ [224-228], рис. 3.32.

Дослідження проводилися в розрахунковій області, що містила канал НА, канал РК і відсмоктувальну трубу. Застосування навала з кутом $\gamma_U = \pm 40^o$ призводить до зсуву периферійного профілю в коловому напрямку відносно вихідного варіанту на 7,5º; а з кутом $\gamma_U = \pm 20^o$ на 3,3°.

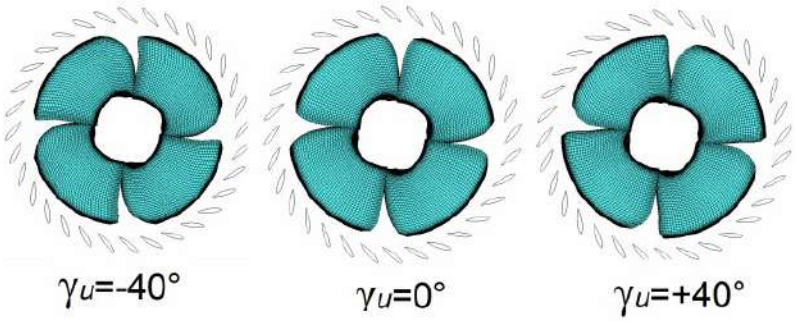


Рисунок 3.32 – Комп'ютерна модель лопатей РК з складними периферійними навалами

Дослідження показали, що застосування периферійного колового навалу лопатей РК практично не впливає на розподіл компонент швидкості і кута потоку за НА.

На рис. 3.33 наведено епюри тиску на поверхнях лопаті біля корпусу РК (10 % ширини каналу), середньому перерізі (50 %) і периферійній (90 %) області РК для п'яти варіантів колового навалу [224–227]. Біля корпусу (рис. 3.32 а) навали не мають істотного впливу на розподіл тиску. В середньому перерізі на стороні тиску епюри при навалах змінюються незначно. На стороні розрідження у вхідній частині при негативних значеннях кута γ_U тиск підвищується, при позитивних – знижується, у вихідний же частині вплив навалів є мало помітним. У периферійній зоні лопаті, яка піддається найбільшим деформаціям при колових навалах, відбувається суттєвий перерозподіл епюр тиску на стороні розрідження у вхідній частині лопаті. На

відміну від середньої частини лопаті, на периферії при негативних значеннях кута γ_U тиск значно знижується, а при позитивних зростає. Найбільш сприятливі епюри у вихідному варіанті ($\gamma_U = 0°$) і при куті $\gamma_U = -20°$. Подальше зміщення периферійної ділянки в бік протилежний напрямку обертання може призвести до виникнення зон локального зниження тиску на вхідній ділянці і, як наслідок, до виникнення кавітаційних явищ [224–227].

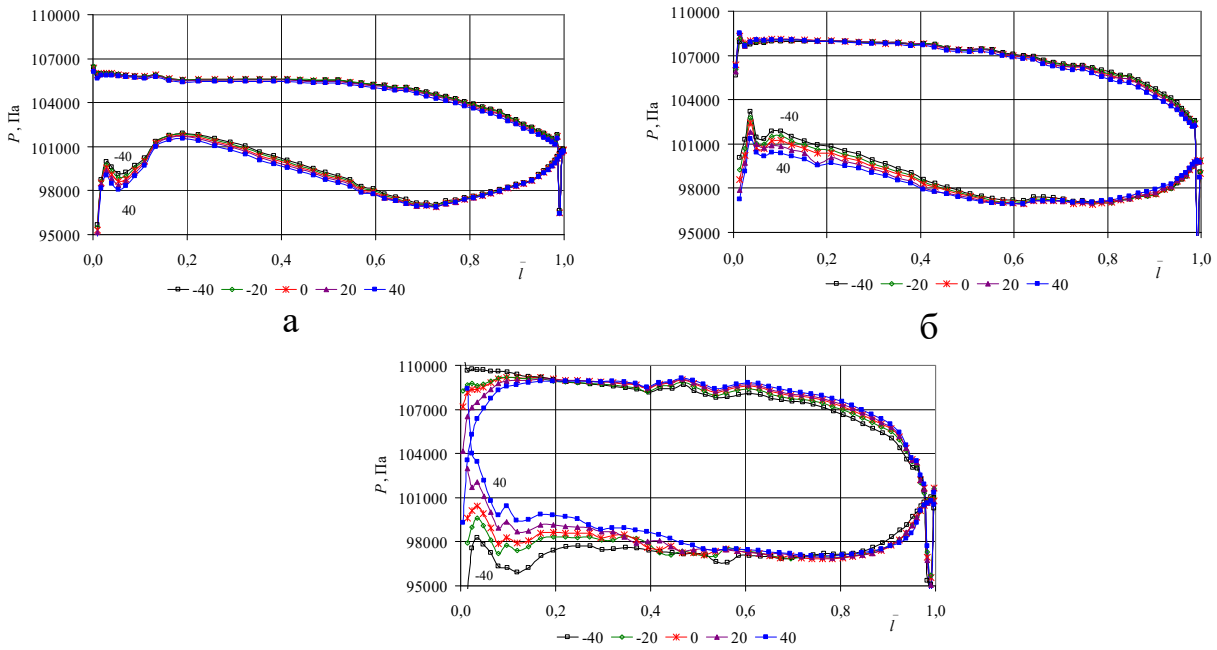


Рисунок 3.33 – Розподіл тиску уздовж перерізів лопаті РК при різних значеннях кута шаблеподібності γ_U: а – втулковий переріз; б – середній переріз; в – периферійний переріз

На рис. 3.34 наведено розподіл усередненого за кроком абсолютного повного тиску (енергії) по ширині каналу в середньому поперечному перерізі міжлопатевого каналу РК при різних значеннях кута шаблеподібності γ_U [224-227]. З представлених результатів видно, що навали призводять до помітного перерозподілу енергії по ширині каналу. Навали з негативними значеннями кута γ_U призводять до підвищення значень енергії в області корпусу колеса, позитивні знижують. При відносній ширині каналу близько 80 % значення повного тиску вирівнюються, і на периферії спостерігається зворотна картина розподілу. Таким чином встановлено, що за рахунок застосування колового навалу можна добитися більш рівномірного розподілу енергії по ширині

каналу. У досліджуваному РК ПЛ 20/3271у найбільш рівномірний розподіл енергії отримано в вихідному варіанті ($\gamma_U = 0^o$) і в РК з кутом шаблеподібності $\gamma_U = -20^o$ [224–227].

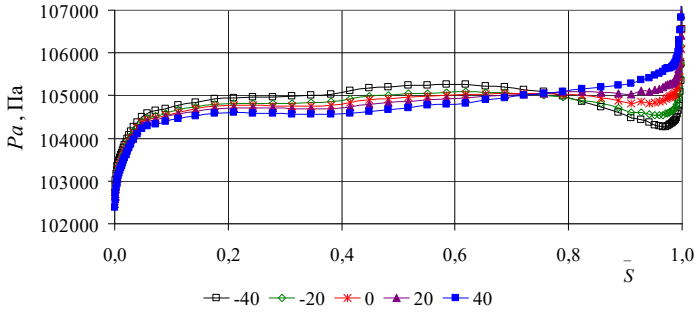
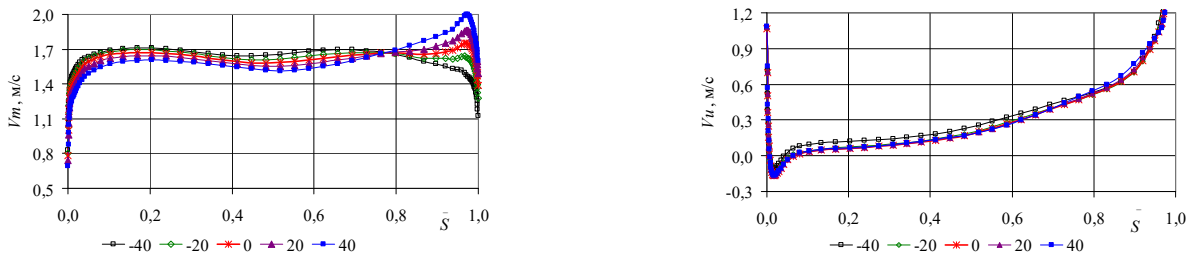


Рисунок 3.34 – Розподіл осередненого за кроком абсолютного повного тиску по ширині каналу в середньому поперечному перерізі міжлопатевого каналу РК при різних значеннях колового навала

На рис. 3.35 наведено розподіл меридіональної (витратної) V_m і колової V_u швидкостей за РК по ширині каналу при різних значеннях кута шаблеподібності γ_U [224–227]. Ці дані дають змогу оцінити спрацювання напору в РК, а також визначити граничні умови на вході у ВТ. З наведених результатів видно, що навали помітно впливають на розподіл витратної швидкості V_m. Для досліджуваних варіантів РК найбільш плавний графік швидкості отримано при куті шаблеподібності $\gamma_U = -20°$. В той же час застосування складного колового периферійного навалу мало впливає на величину колової складової швидкості V_u за РК [224–227].

Аналіз результатів проведених досліджень показав помітний вплив навалів РК на характеристики потоку у ВТ [219, 228]. На рис. 3.36 наведено розташування характерних перерізів та розподіл відносної площі F* поперечних перерізів ВТ за їх порядковими номерами. Під відносною площею у даному випадку розуміємо відношення площі поточного перерізу до площі вхідного в ВТ (переріз 1). Як видно, по всій довжині, крім ділянки 5–6, течія дифузорна. Це сприяє перетворенню кінетичної енергії потоку в енергію тиску та підвищенню ефективності роботи турбіни.



а б

Рисунок 3.35 – Розподіл параметрів потоку за РК по ширині каналу при різних значеннях кута шаблеподібності: а – меридіональна швидкість V_m; б – колова швидкість V_u

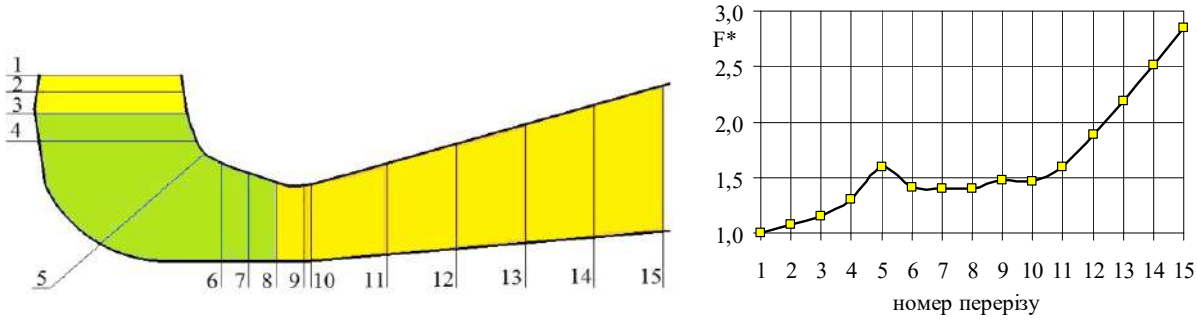
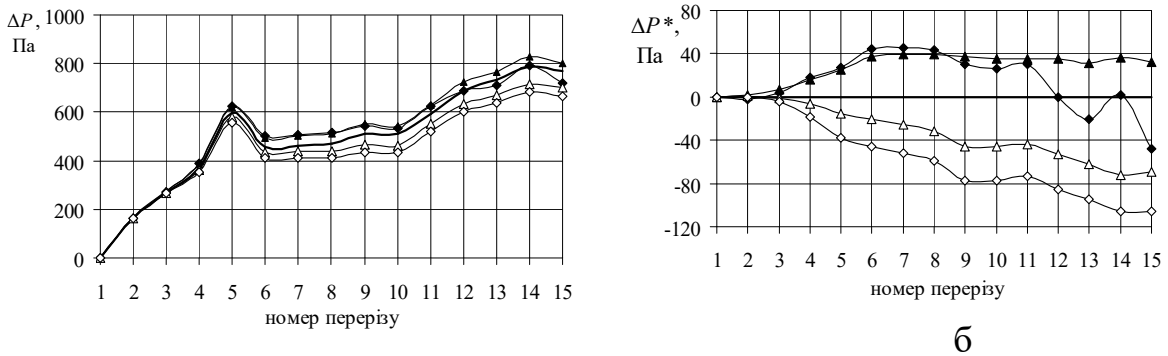


Рисунок 3.36 – Перерізи відсмоктувальної труби (ліворуч) та зміна їх відносної площі за номерами (праворуч)

На рис. 3.37 а показано зміну осередненого за площею статичного тиску (відносно величини тиску на вході у ВТ) по перерізах при різних значеннях навалу лопатей РК [219, 228]. На рис. 3.37 б наведено зміну розподілу тиску в трубі відносно вихідного варіанту РК. Застосування навалів з негативним кутом шаблеподібності призводить до підвищення величини статичного тиску відносно вихідного варіанту; а з позитивним – до зниження. Найбільш сприятливий з точки зору ефективності відсмоктувальної труби розподіл отримано при навалі РК з кутом шаблеподібності $\gamma_U = -20^o$. З рисунка видно, що навали мають незначний вплив на значення тиску в вертикальному дифузорі (перерізи 1–3). Найбільша зміна відбувається в коліні (перерізи 3–8). У відвідному горизонтальному дифузорі (перерізи 8–15) статичний тиск продовжує підвищуватися (рис. 3.37 а), але його рівень відносно вихідного

варіанту РК падає у всіх ПЧ, крім варіанту РК з навалом γ_U = -20º (рис. 3.37 б) [219, 228].

На рис. 3.38 наведено розподіл ізоліній витратної швидкості у вихідному перерізі (№15) ВТ при різних значеннях колових навалів лопатей РК [219, 228].



а б

−♦− γ_U = -40º; −▲− γ_U = -20º; — γ_U = 0º;
−Δ− γ_U = +20º; −◊− − γ_U = +40º

Рисунок 3.37 – Розподіл статичного тиску вздовж ВТ:
а – відновлення тиску відносно значення у вхідному перерізі;
б – характер приросту статичного тиску в відсмоктувальній трубі відносно вихідного варіанту РК (γ_U = 0º)

Як видно з рисунку, у всіх варіантів ПЧ спостерігається помітна нерівномірність розподілу швидкості – її рівень у правому каналі (по ходу течії) помітно нижче, ніж у лівому. Найбільш сприятлива картина течії у вихідному варіанті і з навалом РК γ_U = -20º. У цих ПЧ мінімальні зони зі зворотною течією на виході. В ПЧ з іншими значеннями навалів зі зміною кутів шаблеподібності як в один, так і в інший бік, підвищується нерівномірність розподілу швидкості за рахунок її значного зростання в лівому каналі і збільшення розмірів та інтенсивності зон зі зворотною течією потоку [219, 228].

Встановлено залежність нерівномірності течії на виході з ВТ від величини навалу γ_U у вигляді відношення витрати рідини у лівому каналі до правої $Q_л/Q_п$, рис. 3.39. З графіка видно, що менші значення $Q_л/Q_п$, і, відповідно, менша нерівномірність розподілу швидкості у вихідному каналі, спостерігається у вихідного варіанту РК (γ_U = 0º) і варіанті при куті шаблеподібності навалу γ_U = -20º і складають 1,68 і 1,66 відповідно. При зміні кута шаблеподібності як в позитивний, так і негативний бік величина $Q_л/Q_п$

починає помітно зростати, що збільшує нерівномірність розподілу швидкості і може привести до підвищення гідравлічних втрат у відсмоктувальній трубі [219, 228]. Ці фактори слід враховувати при проєктування і дослідженні нових ПЧ турбін – по можливості змістити вихідні канали ВТ дещо ліворуч.

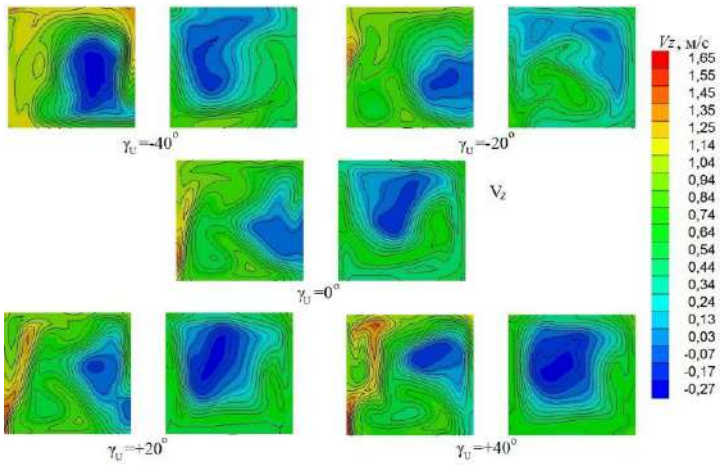


Рисунок 3.38 – Ізолінії витратної швидкості у вихідному перерізі ВТ

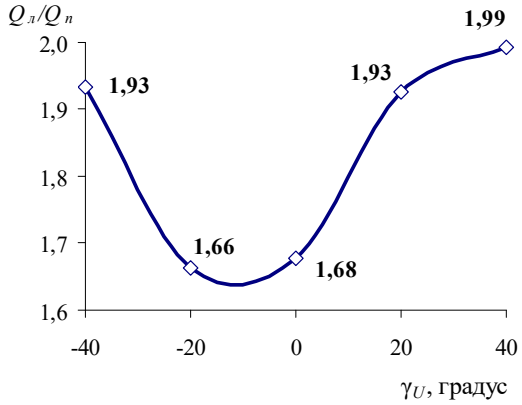


Рисунок 3.39 – Залежність відношення витрат у лівій частині вихідного каналу труби до правої $Q_л/Q_п$ від величини навалу

На рис. 3.40 наведено залежності гідравлічних втрат у ВТ $h_{ВТ}$ та відносної потужності від значень кутів шаблеподібності γ_U. Під відносною потужністю прийнято відношення її величини в РК з навалами до значення потужності у варіанті з вихідним РК ($\gamma_U = 0^o$) [219, 228].

Менші гідравлічні втрати у ВТ $h_{ВТ}$ спостерігаються у вихідному варіанті РК ($\gamma_U = 0^o$) і при куті шаблеподібності навалу $\gamma_U = -20^o$. Значення $h_{ВТ}$ складають 1,89 % і 1,92 % відповідно. При зміні кута шаблеподібності як в позитивний,

так і негативний бік, рівень втрат в ВТ починає помітно зростати. Це пов'язано з перерозподілом витратної/меридіональної швидкості на вході у ВТ внаслідок застосування навалів лопатей РК (рис. 3.35), що в свою чергу призвело до зміни структури потоку в самій ВТ. Зміна структури потоку в результаті застосування колових навалів призводять до зміни енергетичних показників розрахункових областей ПЧ. Максимальне значення відносного ККД отримано в моделі турбіни з РК при значенні кута шаблеподібності $\gamma_U = -20^o$: підвищення ККД склало 0,74 %.

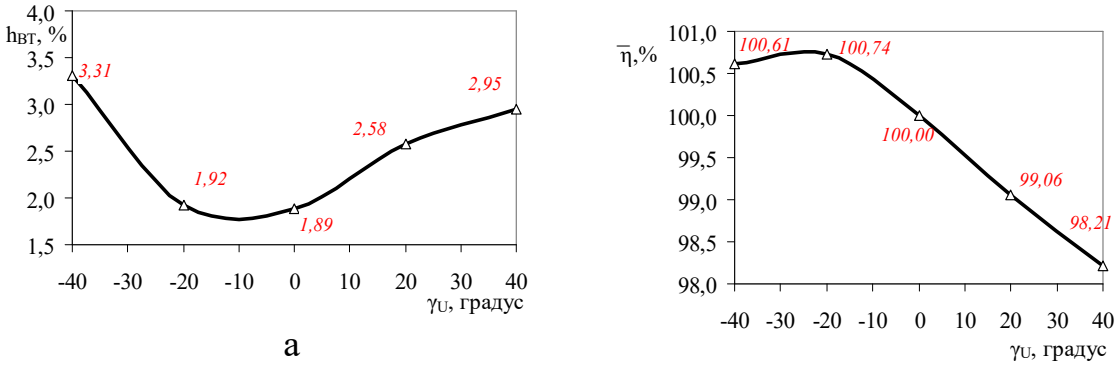


Рисунок 3.40 – Залежність енергетичних показників від колового навалу РК: а – гідравлічні втрати у трубі $h_{ВТ}$; б – ККД $\bar{\eta}$ розрахункової області

Чисельні дослідження показали, що навали лопатей РК у коловому напрямі не впливають на значення гідравлічних втрат в НА. Тому форму кривої розрахункового ККД визначили гідравлічні втрати в РК і трубі, максимум отримано при куті шаблеподібності $\gamma_U = -20^o$.

3.6 Вплив периферійних осьових навалів лопатей робочого колеса на структуру потоку і енергетичні характеристики турбіни Каплана

При дослідженнях розглядалися моделі з 5-ма варіантами осьових навалів φ_U: –20°; –10°; 0º; +10°; +20° [223, 224, 229], навал φ_U=0° мають лопаті вихідного РК ПЛ20/3271у (рис. 3.41). Застосування навалів з кутом $\varphi_U = \pm 20^o$ відповідає зміщенню периферійного профілю в осьовому напрямку відносно лопатей РК3271у на 27,5 мм (для діаметра РК 1 м); з кутом ±10º – на 13,3 мм.

Позитивні навали зсувають периферійний профіль вниз за потоком, негативні – в протилежний бік.



Рисунок 3.41 – Схема периферійних осьових навалів

На рис. 3.42 наведено епюри тиску на поверхнях лопатей у корпуса колеса (10 % ширини лопаті РК), в середньому перерізі (50 %) і на периферії (90 %) для п'яти варіантів осьового навалу. Як видно, застосування осьового навалу призводить до помітної зміни перепаду тиску уздовж всіх перерізів лопаті [223, 224, 229]. Навали більше впливають на епюри тиску на стороні тиску: позитивні кути шаблеподібності φ_U (тобто зміщення периферійної частини лопаті вниз за потоком) підвищують рівень тиску, негативні – знижують. На стороні розрідження навали мають істотний вплив тільки на периферії в області вхідної кромки: позитивні кути шаблеподібності φ_U призводять до зниження тиску, негативні – до підвищення (рис. 3.42 в).

На рис. 3.43 наведено розподіл осередненого по кроку абсолютного повного тиску (енергії) по ширині каналу в середньому поперечному перерізі міжлопатевого каналу РК при різних значеннях кута шаблеподібності φ_U. З представлених результатів видно, що навали помітно впливають на розподіл енергії по ширині каналу [223, 224, 229]: навали з позитивними значеннями кута φ_U призводять до підвищення значень енергії майже по всій ширині каналу, починаючи від корпусу РК, а негативні знижують. На відносній ширині каналу близько 95 % значення повного тиску практично сходяться в одній точці і на периферії спостерігається зворотна картина розподілу. Таким чином, застосовуючи осьовий навал, можна досягти більш рівномірного розподілу енергії по ширині каналу РК, що має привести до підвищення ефективності ПЧ в цілому.

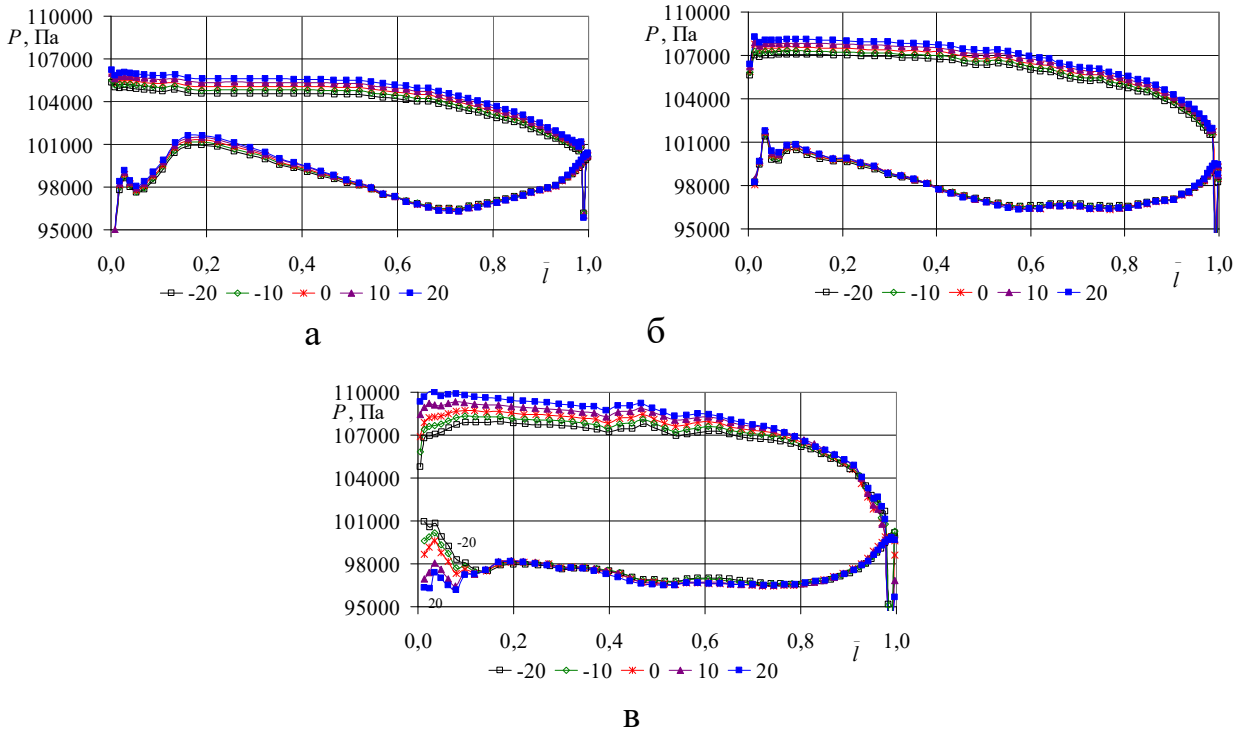


Рисунок 3.42 – Епюри тиску уздовж перерізів лопаті РК при різних значеннях кута шаблеподібності φ_U:
а – поблизу корпусу РК; б – середній; в – периферійний

На рис. 3.44 наведено розподіл за РК по ширині каналу меридіональної (витратної) V_m і колової складової швидкості V_u при різних значеннях кута шаблеподібності φ_U. З рисунку видно, що застосування осьового периферійного навалу призводить до помітного перерозподілу компонент швидкості по ширині каналу: навали лопаті з позитивними кутами шаблеподібності призводять до підвищення рівня витратної швидкості області корпуса колеса, з негативними – до зниження. При відносній ширині каналу 60 % епюри практично сходяться в одній точці, після чого спостерігається зворотна картина впливу навалу. Найбільш рівномірний розподіл меридіональної швидкості спостерігається в вихідному варіанті (φ_U=0º) і при кутах шаблеподібності φ_U рівних +10° і -10° [223, 224, 229].

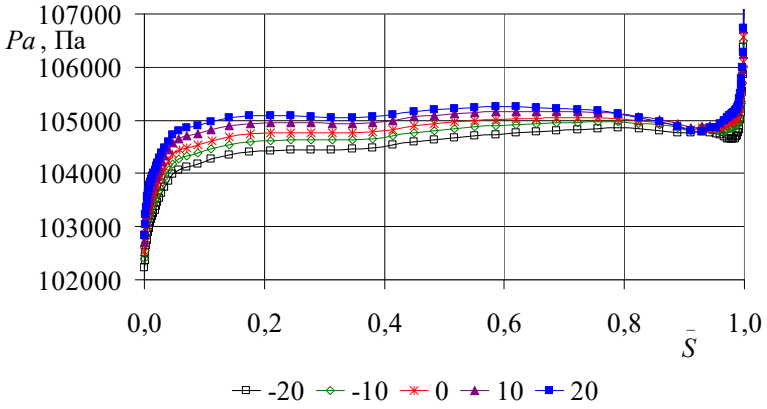
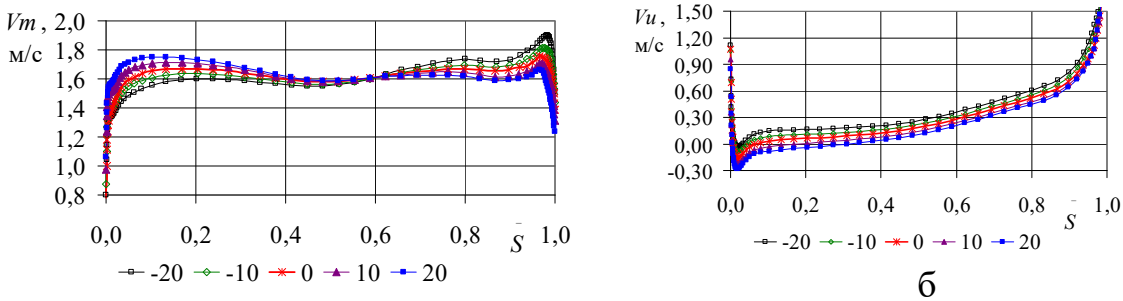


Рисунок 3.43 – Розподіл осередненого по кроку абсолютного повного тиску по ширині каналу в середньому поперечному перерізі міжлопатевого каналу РК при різних значеннях осьового навалу

Колові складові швидкості у втулковій зоні мають невеликі негативні значення і к периферії плавно підвищуються. Зсув периферійної ділянки вниз по потоку призводить до плавного зниження значень колової складової практично по всій ширині каналу [223, 224, 229].



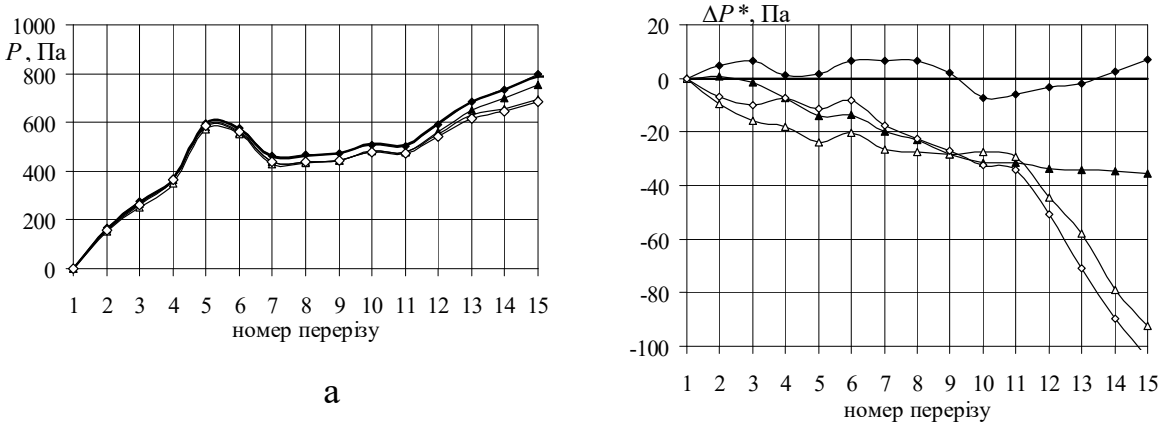
а б

Рисунок 3.44 – Розподіл по ширині каналу параметрів потоку за РК при різних значеннях кута шаблеподібності φ_U:
а – меридіональна швидкість V_m; б – колова швидкість V_u

Проведені дослідження показали вплив осьового навалу лопатей РК на характеристики потоку у ВТ [229]. Розташування характерних перерізів ВТ і розподіл відносної площі F* поперечних перерізів по довжині в залежності від їх номеру наведено на рис. 3.36.

На рис. 3.45 а показано зміну осередненого по площі статичного тиску (відносно величини тиску на вході в ВТ, переріз №1) по перерізах при різних значеннях навалу лопатей РК. На рис. 3.45 б наведена зміна розподілу тиску в трубі відносно вихідного варіанту РК. Як видно, осьові навали лопаті мають

значно менший вплив на відновлення тиску у трубі, ніж коловий. В дифузорі (перерізи 1–3) і в коліні (перерізи 3–8) відмінності мінімальні, деякі незначні зміни відбувається тільки у відвідному дифузорі (перерізи 8–15) [229].



а

б

−♦− φ_U = -20º; −▲− φ_U = -10º; — φ_U = 0º;
−Δ− φ_U = +10º; −◊− − φ_U = +20º

Рисунок 3.45 – Розподіл статичного тиску у трубі:
а – відновлення тиску відносно вхідного перерізу;
б –збільшення статичного тиску в трубі відносно РК3271у (φ_U = 0º)

На рис. 3.46 наведено розподіл ізоліній витратної швидкості у вихідному перерізі ВТ (№ 15) при різних значеннях осьових навалів лопатей РК [224, 229]. Як видно з рисунка, у всіх варіантах ПЧ спостерігається помітна нерівномірність розподілу швидкості – її рівень в лівому каналі (по ходу течії) помітно вище, ніж у правому. У всіх варіантах на виході з труби присутні зони зі зворотною течією як у лівому, так і правому каналі. Максимальне значення швидкостей спостерігається у лівої стінки лівого каналу, її рівень знижується при переміщенні периферійної ділянки лопаті РК вниз за потоком.

Проведені дослідження дали можливість оцінити залежність енергетичних показників ПЧ від величини осьового навалу лопатей РК [223, 224, 229]. На рис. 3.47 наведено залежності гідравлічних втрат у ВТ $h_{\text{ВТ}}$ та відносних значень ККД $\bar{\eta}$ всієї розрахункової області від значень кутів шаблеподібності φ_U. Мінімум гідравлічних втрат у ВТ $h_{\text{ВТ}}$ за результатами чисельних досліджень отримано у варіанта ПЧ з РК з кутом шаблеподібності

$\varphi_U = +10^o$ і дорівнює 1,82 %. Покращення структури потоку в результаті застосування осьового навалу призводять до покращення енергетичних показників розрахункової області. Максимальне значення ККД отримано в моделі з РК з кутом шаблеподібності лопатей φ_U=+10º, підвищення ККД становило 0,21 %, потужності – 2,66 %.

Проведені розрахункові дослідження показали, що осьові навали лопатей РК мало впливають на гідравлічні втрати в РК, а в НА – плавно знижують їх від значення 0,97 % при $\varphi_U = -20^o$ до 0,87 % при $\varphi_U = +20^o$. Таким чином, форму кривої залежності ККД від кута шаблеподібності в визначають гідравлічні втрати в НА і ВТ [224, 229].

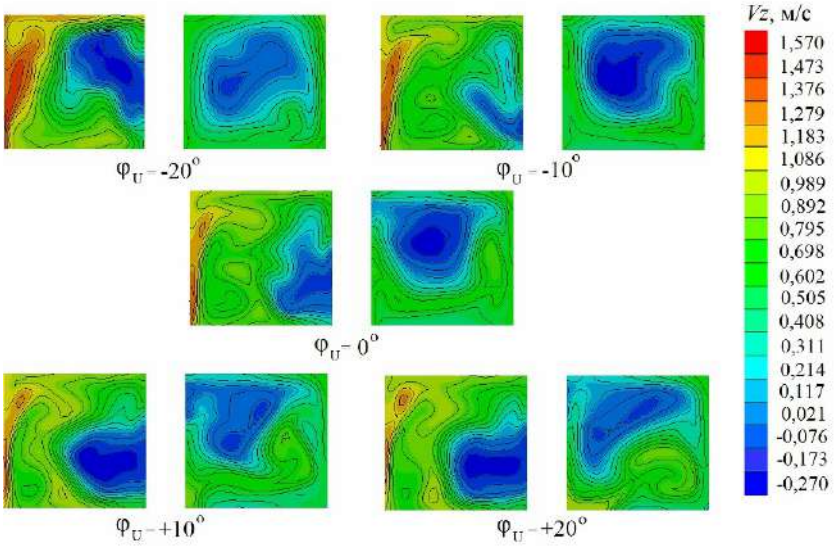
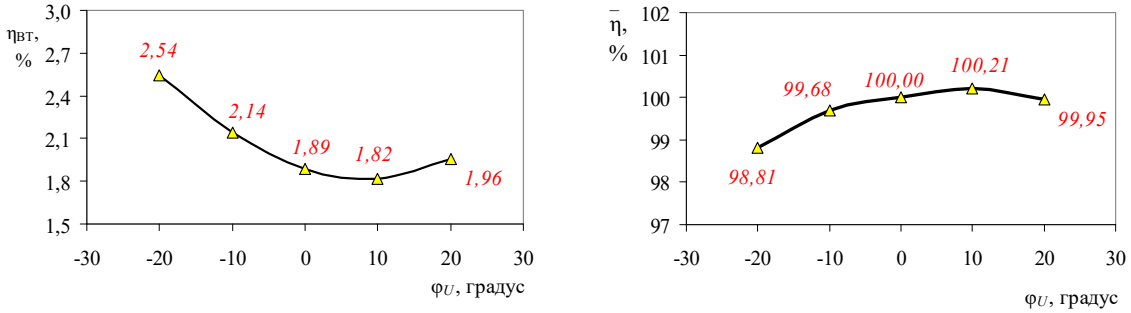


Рисунок 3.46 – Ізолінії витратної компоненти вектора швидкості у вихідному перерізі ВТ



а б

Рисунок 3.47 – Залежність енергетичних показників від величини осьового навалу лопатей РК: а – гідравлічні втрати у відсмоктувальній трубі $h_{ВТ}$; б – відносний ККД ПЧ $\bar{\eta}$;

3.7 Вплив комбінованих навалів лопатей робочого колеса на енергетичні показники проточної частини осьової турбіни

Як показано у двох попередніх підрозділах (3.6, 3.7), вище значення ККД серед моделей з коловими навалами отримано в РК з кутом $\gamma_U = -20°$, а серед моделей з осьовими навалами з $\varphi_U = +10°$. З метою отримання моделі турбіни з найвищими енергетичними характеристиками розроблено серію з 9 РК з одночасно з коловими та осьовими навалами лопатей – тобто з так званими комбінованими навалами. За допомогою програми *IPMFlow* виконано дослідження робочого процесу в моделях з дев'ятьма різними варіантами комбінованих навалів лопатей РК (γ, φ): (-30°, +5°); (-30°, +10°); (-30°, +15°); (-20°, +5°); (-20°, +10°); (-20°, +15°); (-10°, +5°); (-10°, +10°); (-10°, +15°) [227].

Залежність відносного ККД від кутів шаблеподібності при комбінованому навалі визначалась за такою квадратичною залежністю

$$\overline{\eta}(\varphi,\gamma) = a_0 + a_\varphi\overline{\varphi} + a_\gamma\overline{\gamma} + a_{\varphi\varphi}\overline{\varphi}^2 + 2a_{\varphi\gamma}\overline{\varphi}\overline{\gamma} + a_{\gamma\gamma}\overline{\gamma}^2,$$

де: $\overline{\varphi} = \dfrac{\varphi}{180}$; $\overline{\gamma} = \dfrac{\gamma}{180}$ [227];

На рис. 3.48 наведено ізолінії відносного ККД. Квадратична поверхня $\overline{\eta}(\varphi,\gamma)$ має екстремум – максимум – в точці при значеннях навалів: φ = +7,71° и γ = –14,21° [227].

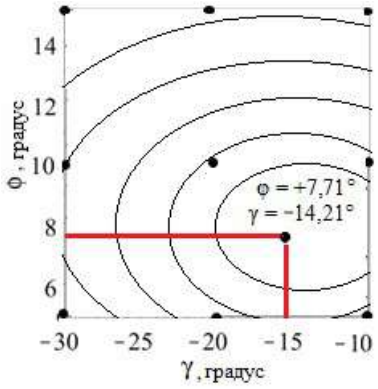


Рисунок 3.48 – Ізолінії розрахункового ККД при одночасному застосуванні колових і осьових навалів

3.8 Проєктування та дослідження робочого колеса з комбінованими навалами з покращеними показниками

За допомогою програмного комплексу *IPMFlow* спроєктовано нову лопатеву систему РК з оптимальним комбінованим периферійним навалом: коловим з кутом шаблеподібності $\gamma_U = -14{,}21°$ і осьовим $\varphi_U = +7{,}71°$ (підрозділ 3.7).

Модернізоване РК з новою лопатевою системою отримало назву ПЛ20/5251. Теоретичне креслення цієї лопаті з діаметром D_1=1 м наведено на рис. 3.49.

Для підтвердження високих енергетичних показників – ККД і потужності – при режимах, що відповідають мінімальному, розрахунковому і максимальному напорам на станції, було проведено чисельне дослідження робочого процесу в проточних частинах натурної вихідної турбіни Каплана ПЛ20/3271у Кременчуцької ГЕС та нової ПЛ20/5251, що пропонується для модернізації.

Діаметр РК натурної гідротурбіни D_I= 8 м, синхронна частота обертання n_c=62,5 хв$^{-1}$.

До модернізації на Кременчуцькій ГЕС мінімальний напір дорівнював H_{min} = 9,55 м, розрахунковий H_p = 14,2 м, максимальний H_{max} = 16,9 м. При модернізації змінено розрахунковий напір та розширено діапазон роботи по напорах: максимальний H_{max} = 17,7 м, розрахунковий H_p = 14,0 м та мінімальний H_{min} =8,7 м.

Чисельне дослідження течії рідини в проточних частинах натурних гідротурбін проведено при оптимальному куті установки лопаті 15º для трьох значень напорів та відповідних їм відкриттях НА з універсальної характеристики моделі РК ПЛ20/3271у (табл. 3.1)

Таблиця 3.5 –Параметри режимів при дослідженнях

Станційні напори	H, м	n_1', хв$^{-1}$	Q_1', м^3/с	Q, м^3/с	a_0, мм, D_1=460 мм	a_0, мм, D_1 = 8 м
Мінімальний H_{min}	8,7	169,5	1,230	232,2	28,31	492,3
Розрахунковий H_p	14,0	133,6	1,009	241,6	23,66	411,5
Максимальний H_{max}	17,7	118,9	0,935	251,8	21,98	382,3

Розрахункова область містила по одному каналу НА та РК і була дискретизована за допомогою структурованої сітки із шестигранними елементами. Число елементів в одному міжлопатковому каналі НА – 72·72·100=518,4 тис., в одному міжлопатевому каналі РК – 72·72·120=622,08 тис.

Граничні умови, що задавалися на межах розрахункової області аналогічні наведеним вище у поточному розділі.

Порівняння характеристик двох РК виконано за такими показниками: поля швидкостей у каналі РК, епюри тиску на лопатях РК, розподіл компонент швидкості за РК на вході у ВТ, значеннями ККД і потужності.

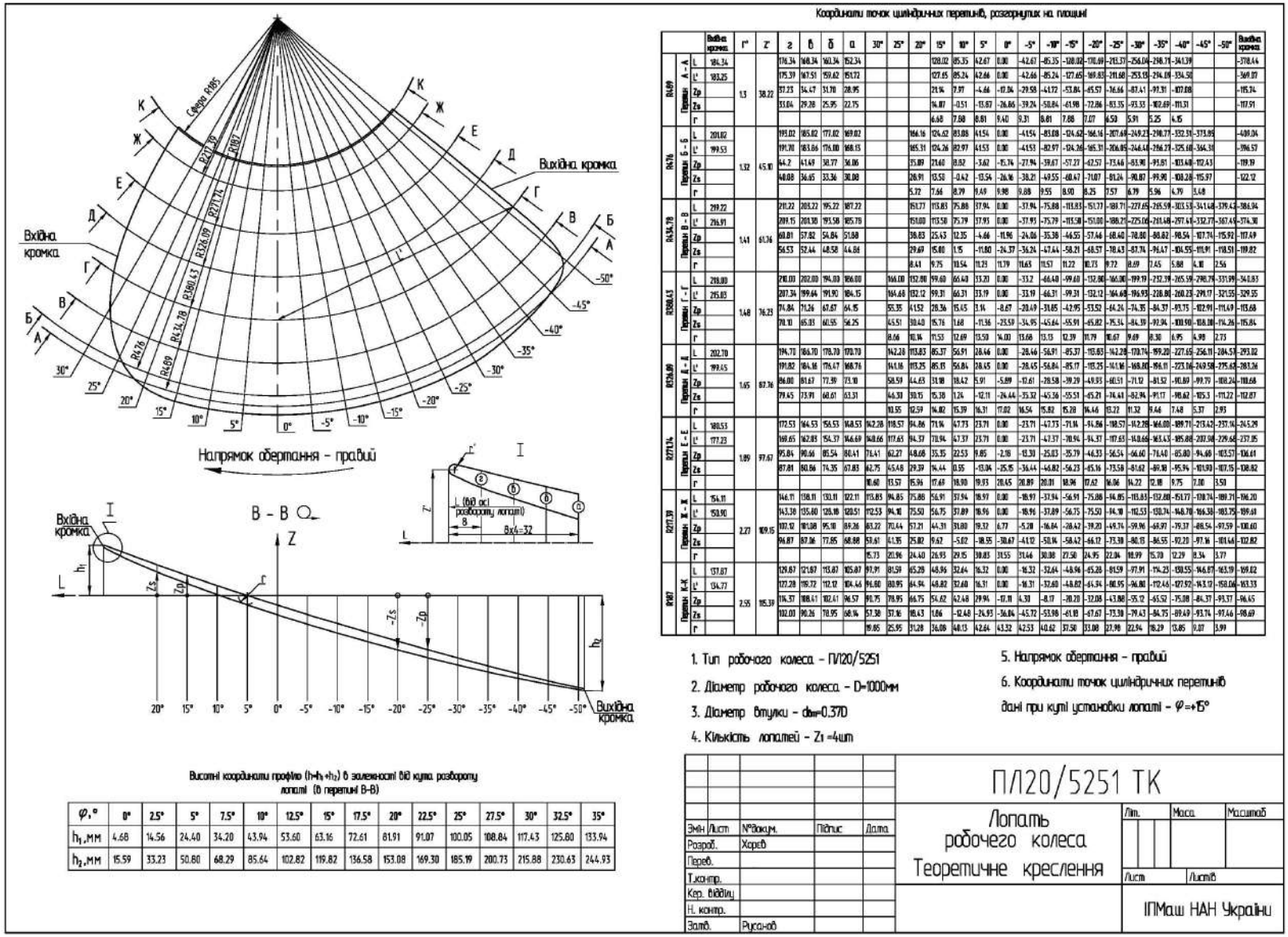


Рисунок 3.49 – Теоретичне креслення лопаті РК ПЛ20/5251

Поля відносної швидкості в міжлопатевих каналах вихідного РК ПЛ20/3271у-В та модернізованого РК ПЛ20/5251 на периферійній частині лопаті РК (90 % ширини каналу) приведено на рис. 3.50. Видно, що краще обтікаються лопаті модернізованого РК ПЛ20/5251, особливо в зоні вхідних кромок профілю, де в результаті застосування колового навалу було найбільше змінено форму лопаті. Оптимізація цієї частини лопаті дозволило уникнути піків швидкості на вході. Особливо це помітно при розрахунковому і максимальному напорах.

На рис. 3.51 показано епюри тиску вздовж периферійного перерізу (90 % ширини каналу) профілю лопатей двох РК при мінімальному, розрахунковому та максимальному напорах.

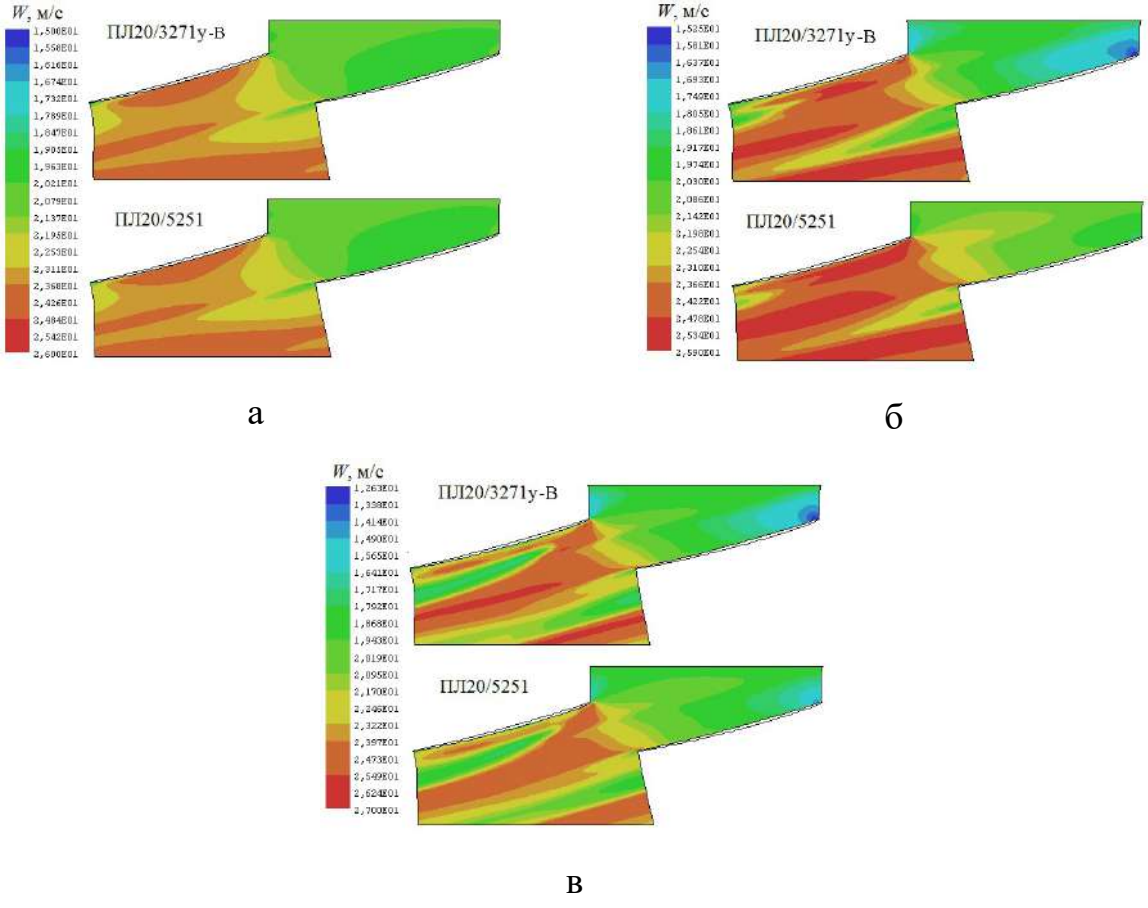
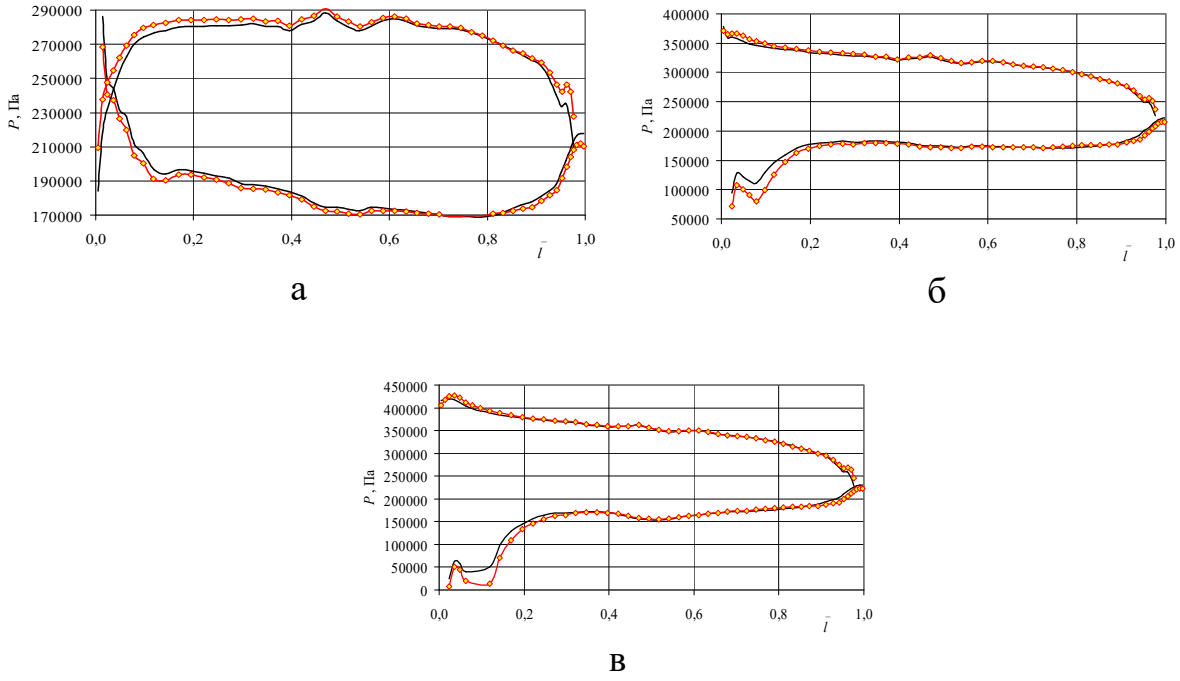


Рисунок 3.50 – Поля відносної швидкості в периферійній зоні РК (90 % ширини каналу): а – мінімальний напір; б – розрахунковий напір; в – максимальний напір



а б

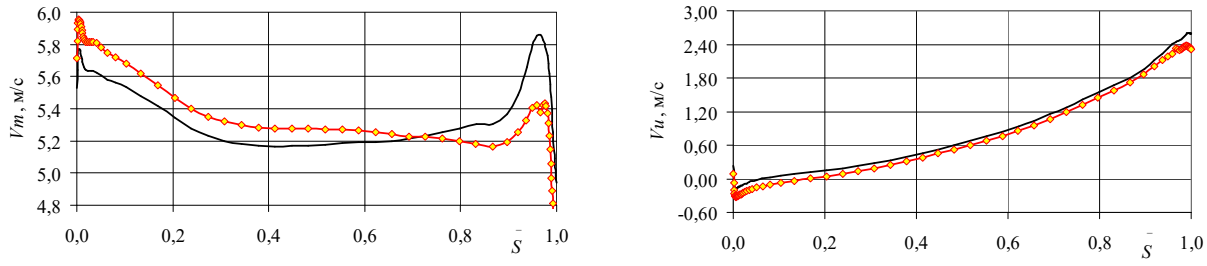
в

——— РК ПЛ20/3271у-В; –◊– модернізоване РК ПЛ20/5251

Рисунок 3.51 – Розподіл тиску по профілю вздовж периферійного перерізу (90 % ширини каналу) лопаті РК:
а – мінімальний напір; б – розрахунковий напір; в – максимальний напір

Видно, що на всіх режимах перепад тиску на периферійній частині лопаті модернізованого РК вище, ніж у вихідного варіанту. Це має привести до підвищення ефективності нового РК.

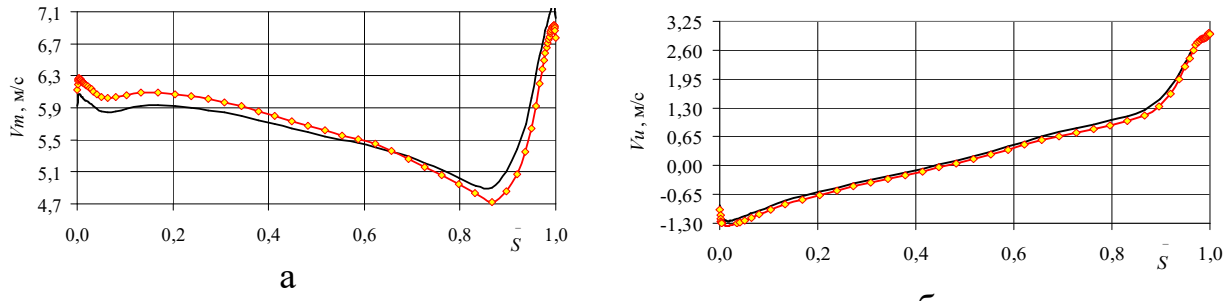
Характеристики потоку за РК на вході у ВТ в вигляді розподілу меридіональної складової швидкості V_m та колової складової V_u при мінімальному напорі представлено на рис. 3.52, розрахунковому − на рис. 3.53 та максимальному − на рис. 3.54.



а б

——— РК ПЛ20/3271у-В; –◊– модернізоване РК ПЛ20/5251

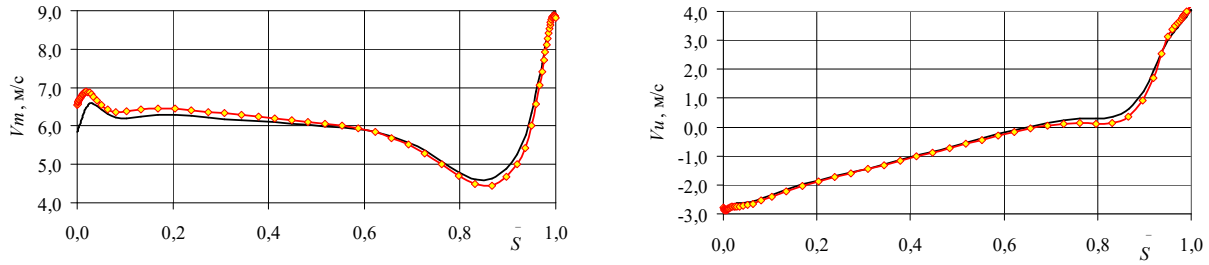
Рисунок 3.52 – Розподіл параметрів потоку за РК при мінімальному напорі H_{min} = 8,7 м:
а – меридіональна швидкість V_m; б – колова швидкість V_u



а б

——— РК ПЛ20/3271у-В; –◊– модернізоване РК ПЛ20/5251

Рисунок 3.53 – Розподіл параметрів потоку за РК при розрахунковому напорі H_p = 14,0 м:
а – меридіональна швидкість V_m; б – колова швидкість V_u



а б

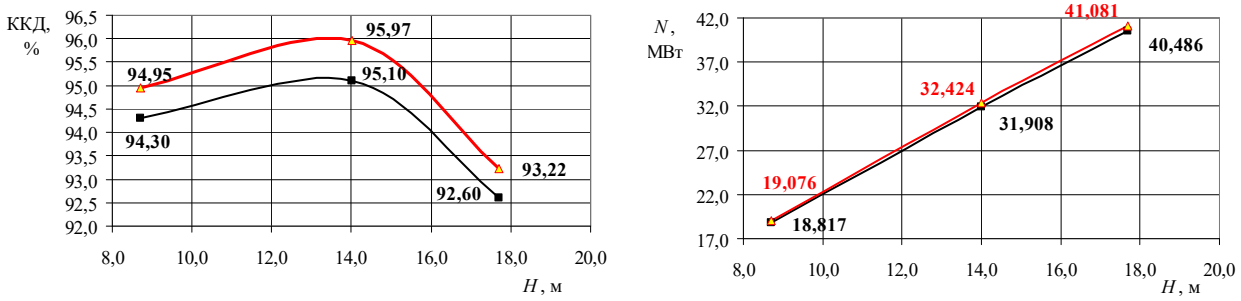
——— РК ПЛ20/3271у-В; –◊– модернізоване РК ПЛ20/5251

Рисунок 3.54 – Розподіл параметрів потоку за РК при максимальному напорі H_{max} = 17,7 м
а – меридіональна швидкість V_m; б – колова швидкість V_u

В обох РК по ширині каналу меридіональна (витратна) складова швидкості V_m розподіляється більш рівномірно при мінімальному напорі, а при розрахунковому та максимальному напорах на периферії лопаті V_m зменшується відносно втулкової області. Витратна швидкість в новому РК при мінімальному напорі розподіляється більш рівномірно, що забезпечує кращі умови на вході у ВТ.

Колова складова швидкості V_u за РК, рівномірність розподілу якої свідчить про ефективність спрацювання циркуляції в РК, має нижчі значення у ПЛ20/5251, ніж у вихідного варіанту, а форми кривих майже ідентичні для всього діапазону змін напорів на станції.

На рис. 3.55 наведено залежності розрахункового ККД та потужності N від значень напору на станції, для вихідного РК ПЛ20/3271у-В та модернізованого ПЛ20/5251 з комбінованим навалом.



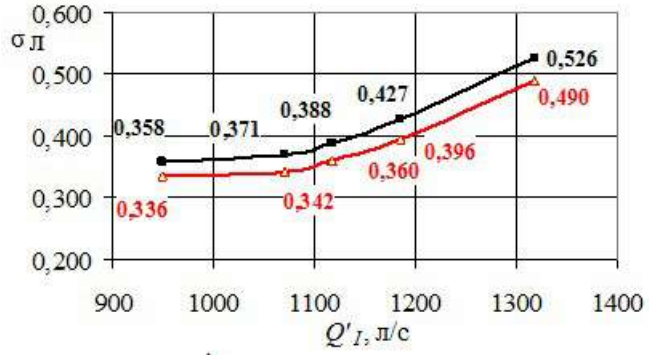
а б

–■– РК ПЛ20/3271у-В; –▲– модернізоване РК ПЛ20/5251

Рисунок 3.55 – Залежність енергетичних характеристик від напору на станції для вихідного і модернізованого РК: а – ККД; б – потужність *N*

Розрахункові дослідження показали, що застосування комбінованого навалу лопатей в модернізованому РК ПЛ20/5251 призвело к підвищенню ККД і потужності у всьому діапазоні експлуатаційних режимів на станції: це дозволило при розрахунковому напорі підвищити максимальний ККД сучасної осьової турбіни на 0,87 %, а потужності − на 0,516 МВт.

На рис. 3.56 наведено порівняння залежностей локального коефіцієнту кавітації від витрати при оптимальному куті установки лопаті для двох коліс.



–■– РК ПЛ20/3271у; –Δ– модернізоване РК ПЛ20/5251

Рисунок 3.56 – Порівняння залежностей локальних коефіцієнтів кавітації від витрати двох варіантів РК

Наведені результати показали, що застосування комбінованого навалу лопатей РК Каплана призвело до зниження до 10 % значення локального коефіцієнту кавітації, що є свідоцтвом покращення кавітаційних характеристик ПЧ.

Результати розроблення і дослідження РК ПЛ20/5251 використано на АТ «Українські енергетичні машини» при розробці проєктів модернізації агрегатів Кременчуцької ГЕС, відповідний акт впровадження отримано.

3.9 Висновки до третього розділу

1. Проведене чисельне дослідження просторової течії в моделі осьової турбіни ПЛ 20/3271у Кременчуцької ГЕС дозволило отримати і проаналізувати великий обсяг інформації щодо структури потоку в проточній частині в широкому полі універсальної характеристики, а також визначити енергетичні та кавітаційні характеристик.

2. Встановлено, що отримані розрахункові інтегральні енергетичні та кавітаційні показники турбіни ПЛ20/3271у добре кількісно і якісно узгоджуються з даними досліджень на гідродинамічному стенді і підтвердили їх високий рівень.

3. Запропоновано та реалізовано вдосконалений підхід до просторового профілювання лопатей РК турбін Каплана за допомогою різних видів навалів: простих і складних, периферійних і втулкових, колових і осьових навалів, який дозволяє впливати на структуру потоку в проточних частинах та цілеспрямовано підвищувати їх ефективність.

4. Встановлено нові закономірності впливу простих навалів, осьових і колових навалів (як периферійних, так і втулкових) лопатей робочих коліс осьових на кінетичні характеристики потоку в проточній частині, а також на енергокавітаційні показники моделей осьових турбін.

5. Встановлено вплив периферійних колових і осьових навалів на структуру потоку, кінематичні і енергетичні характеристики у відсмоктувальній трубі, що дає змогу підвищити узгодженість елементів проточної частини осьових турбін для ГЕС.

6. За допомогою чисельного експерименту встановлено, що периферійні колові і осьові навали помітно більше впливають на структуру потоку і енергетичні показники проточної частини осьової гідротурбіни, ніж втулкові.

7. Встановлено, що застосування колового периферійного навалу лопатей призвело до підвищення максимального ККД і потужності 0,74 % і 0,71 % відповідно, застосування осьового навалу підвищило ККД на 0,21 % при зростанні потужності на 2,66 %.

8. Встановлено, що застосування комбінованого навалу лопатей в модернізованому РК турбіни Каплана призвело до підвищення значення ККД натурної гідротурбіни ПЛ20/3271у Кременчуцької ГЕС при розрахунковому напорі на 0,87 % при зростанні потужності на 0,516 МВт та покращенні до 10 % значення локального кавітаційного коефіцієнту.

9. Публікації за темою розділу:

Суботін В.Г., Осадчий С.Д., Рассовський В.Л., Бураков О.С., Єфименко В.М. , Коршунов О.О., Кобзар І.В., Ковальов Ю.М., Хорєв О.М., Калініна Л.Г. Створення високоекономічних гідроагрегатів для ГЕС України/ Харків: ПрАТ «Укргідропроект», 2021. ФОП Рубашкін Д.Ю. 248 с. ISBN: 978-617-8001-04-9.

Русанов А.В. Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС/ А.В. Русанов, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев, А.В. Рябов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ». – 2014. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вип. 1 (1044). – С. 41–48.

Русанов А.В. Влияние простого окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины ПЛ20 на гидродинамические характеристики проточной части / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. Вип. 3 (1012). – С. 8–12.

Русанов А.В. Влияние сложного окружного навала лопатей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока и энергетические характеристики проточной части / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый// Вісник Національного технічного університету «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ». – 2015. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях.– 2015. Вип. 18 (1127). – С. 130-141.

Русанов А.В. Численное исследование течение жидкости в проточной части гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый, Д.Ю. Косьянов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. Вип. 45 (1154) 2015. – С. 9-15.

Русанов А.В. Влияние пространственного профилирования лопастей рабочего колеса на характеристики потока в проточной части осевой гидротурбины/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, Д.Ю. Косьянов, А.В. Линник,

П.Н. Сухоребрый, С.А. Рябова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків, 2016. – № 20 (1192). – С. 8 – 14.

Русанов А.В. Влияние окружного навала лопатей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока в отсасывающей трубе/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый// Вестник двигателестроения. – 2016. – №2. – С. 25–30.

Линник А.В. Расчетные и экспериментальные исследования проточных частей ПЛ20 для модернизации гидротурбин Кременчугской гидроэлектростанции /А.В. Линник, С.А. Рябова, В.Д. Линник, А.В. Рябов, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. – 2016. – Т. 19, № 3. – С. 12–19.

Русанов А.В. Влияние осевого навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на характеристики течения в проточной части/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый // Вісник НТУ «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях.– 2016. Вип. 16 (1188). – С. 85–93.

Русанов А.В. Гидродинамическое совершенствование проточных частей осевых гидротурбин при помощи пространственного профилирования лопастей рабочих колес/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків, 2016. – № 41 (1213). – С. 49 – 57.

Русанов А.В. Математическое моделирование течения жидкости и анализ структуры потока в проточной части низконапорной осевой гидротурбины /А. В. Русанов, О. Н. Хорев, С. А. Рябова, Д. Ю. Косьянов, П. Н. Сухоребрый, Н. М. Курская // Журнал інженерних наук. – 2016. – Т. 3, № 2. – С. 8–17.

Суботін В.Г. Підвищення ефективності гідроагрегатів при реконструкції ГЕС Дніпровського каскаду/В.Г. Суботін, С.Д. Осадчий, В.Л. Рассовський, О.С. Бураков, В.М. Єфименко, О.О. Коршунов, І.В. Кобзар, Ю.М. Ковальов, О.М. Хорєв, Л.Г. Калініна//Гідроенергетика України. – 2021. – №3–4. – С. 23–30.

РОЗДІЛ 4
МОДЕЛЮВАННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ПРОТОЧНИХ ЧАСТИНАХ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ НАСОС-ТУРБІН

4.1 Роль ГАЕС в енергетичних системах

В розділі 1 наведено інформацію щодо потужностей і ролі ГАЕС в енергосистемах у світі та в Україні. Представлено дані щодо ГАЕС України, які потрібно добудувати у найближчі повоєнні роки, а також щодо майданчиків нових перспективних середніх (потужністю до 300 МВт) і великих ГАЕС потужністю відповідно 250–300 та до 1300 МВт). Їх сумарна потужність має сягнути 10 млн кВт [7].

Також в статті Ландау [7] показано, що подальший розвиток гідроенергетики одночасно з розв’язанням водогосподарських і екологічних проблем, захисту від повеней в умовах зміни клімату потребують державної підтримки. Це пов’язано з тим, що саме високоманеврові регулюючі ГАЕС гарантують забезпечення стабільного, ефективного розвитку ОЕС України в умовах подальшого зростання потужностей СЕС і ВЕС [7].

Тому важливо, щоб при розробці і корегуванні нової Енергетичної стратегії України на період до 2050 року було закладено саме інноваційний шлях розвитку, сучасні підходи, які б ураховували найкращий світовий досвід [7].

Виходячи з цього, важливою задачею вже сьогодні є створення нових перспективних високоефективних насос-турбін на основі чисельного і експериментального дослідження робочого процесу у всіх елементах ПЧ.

4.2 Чисельні дослідження робочого процесу в проточних частинах насос-турбін на напори до 200 м

4.2.1 Результати досліджень у турбінному режимі

4.2.1.1 Структура потоку в спіральних камерах

На першому етапі досліджень робочого процесу в радіально-осьових насос-турбінах, в тому числі з метою обґрунтування можливості застосування програмного комплексу *IPMFlow* для розрахунку течії в ПЧ саме такого типу, для порівняння якісного і кількісного співвідношення чисельних і експериментальних результатів було виконано розрахунок течії в усіх елементах ПЧ моделі насос-турбіни на напори до H = 200 м [230].

Спочатку було досліджено течію нестисливої в'язкої рідини у підводі до основних елементів – у СК зі статором. Дослідження підводів (в тому числі наведених в дисертації вище) як в радіально-осьових турбінах (розділ 2), так і осьових (розділи 2, 3) показали, що якісно структура потоку в них мало залежить від режиму, а значення складових абсолютної швидкості пропорційні витраті. Тому загальноприйнятою практикою є дослідження на першому етапі течії тільки в підводі, а результати цих розрахунків використовують для подальших досліджень розрахункових областей, що містять канали НА, РК і ВТ, в якості вихідних даних.

СК насос-турбіни перспективної Теребля-Рікської ГАЕС на напори до 200 м з кутом обхвату в плані $\varphi_{сп} = 360^{o}$ має круглі меридіональні перерізи, що були розраховані за законом сталості моменту швидкості $V_u r = const$. Швидкісний коефіцієнт у вхідному перетині спіралі $K = 0{,}95$. Висота каналу в області НА $b_0 = 0{,}108 D_1$, а в області вхідних кромок статорних колон $b_1 = 0{,}216 D_1$. Кільця статора тороїдальної форми, кількість колон $z_{ст} = 16$, в тому числі зуб спіралі.

Експериментальні дослідження просторової течії рідини в геометрично подібній СК були проведені на гідродинамічному стенді ІЕМС в модельному блоці насос-турбіни з діаметром РК D_1=350 мм [231]. Вимірювання параметрів

потоку виконано п'ятиканальними кульовими зондами (діаметр 8 мм) в меридіональних перерізах СК при значеннях кутів обхвату $\varphi_{сп}$=0; 90; 180; 270; 315º. Випробувальний напір на стенді при зондових вимірюваннях дорівнював H=4 м. Оцінка точності вимірювань потоку зондами показала, що відносна гранична похибка у визначенні значень швидкості V і її складових: колової V_u, радіальної V_r і осьової V_z знаходиться в межах від 1 до 5 %. Отримані значення швидкості приведено до напору H=1 м.

Граничні умови при чисельному моделюванні потоку в ПЧ радіально-осьової насос-турбіни аналогічні прийнятим при дослідженні течії в осьовій турбіні (підрозділ 3.1).

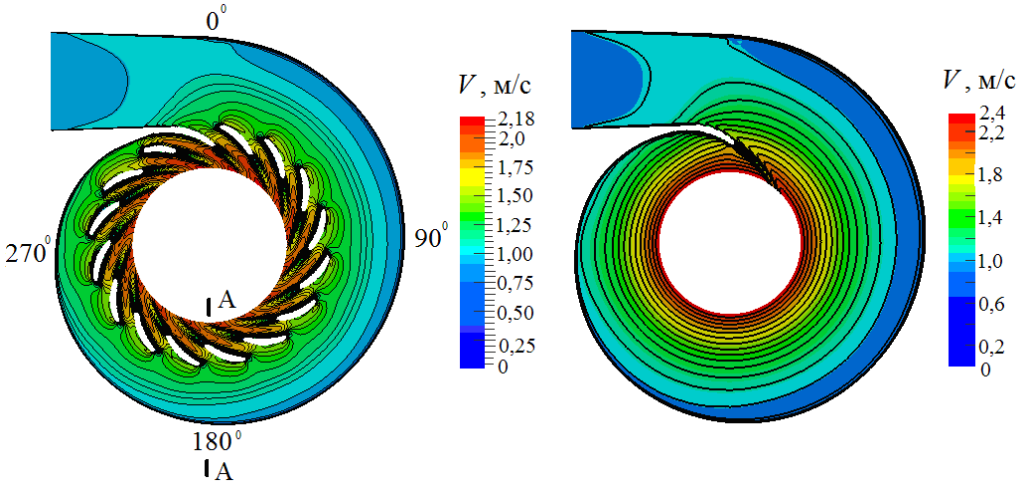
Чисельні дослідження течії в СК виконано при значеннях приведеної витрати, що відповідає режимам експериментальних випробувань на стенді: без урахування статора при Q_I' = 0,314 м^3/с і з урахуванням статорних колон при Q_I' = 0,235 і 0,314 м^3/с [230].

Досліджувана СК відображалася на розрахункову область за допомогою неструктурованої сітки з кількістю шестигранних елементів приблизно 1,2 млн.

В результаті розрахункових досліджень отримано кінематичні характеристики просторового потоку в СК гідромашини в турбінному режимі. На рис. 4.1 наведено розподіл абсолютної швидкості в горизонтальній площині, що проходить через середину колон статора, при приведеній витраті Q_I' =0,314 м^3/с. Як видно з рисунка, наявність колон статора має суттєвий вплив на характер течії на виході з СК.

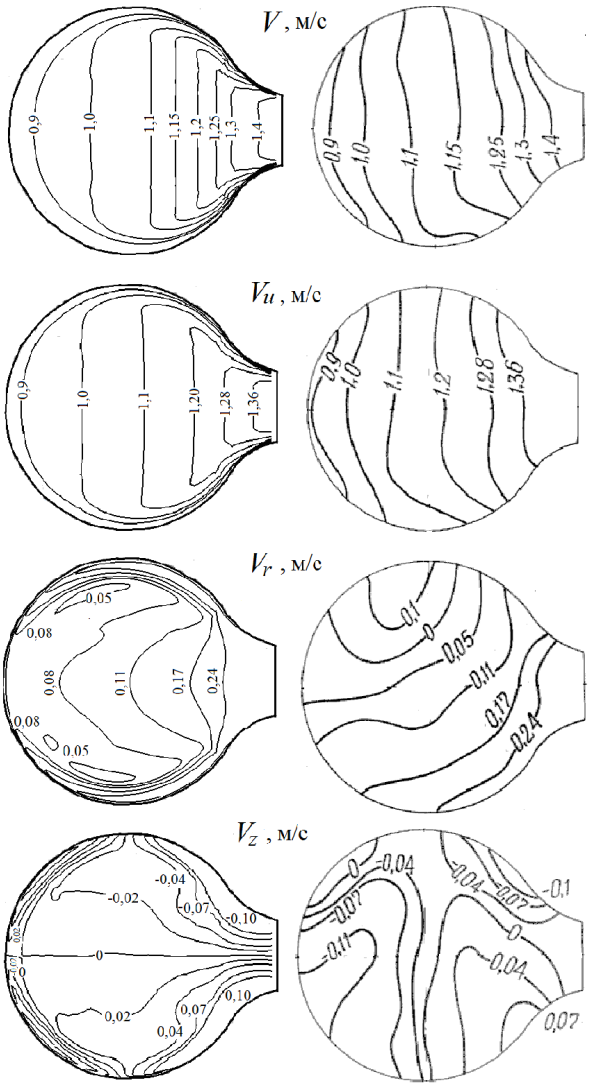
Порівняння розрахункових і експериментальних характеристик потоку в СК у вигляді ізоліній значень абсолютної швидкості і її складових в меридіональному перерізі А-А з $\varphi_{сп}$=180° (розташування перерізів наведено на рис. 4.1а) без колон статора (Q_I' = 0,314 м^3/с) представлено на рис. 4.2, а з колонами (Q_I' = 0,235 м^3/с) на рис. 4.3. Аналіз наведених результатів демонструє задовільну якісну і кількісну відповідність ізоліній швидкостей як при відсутності в розрахунковій області колон статора, так і при їх наявності. Структура потоку в цьому меридіональному перетині СК зі статором і без нього

відрізняється незначно, а значення складових абсолютної швидкості пропорційні витраті. Ізолінії абсолютної швидкості V майже вертикальні, значення її збільшуються при наближенні до виходу зі СК. Розподіл колової швидкості V_u аналогічний розподілу повної швидкості. Її значення становлять близько 90 % від величини V. Розподіл радіальної V_r і осьової V_z складових, отриманих чисельним шляхом, симетричний на відміну від експериментальних даних, оскільки розрахункова область не враховувала поворот потоку з радіального напряму на осьовий. Крім того, зондові виміри виявили в цій області спіральної камери (кут обхвату 180°) наявність вторинної течії у верхній частині перерізу. Розрахункові ж дослідження показали наявність парного вихору в діапазоні кута обхвату СК $\varphi_{сп}$ від 45 до 160°.



а б

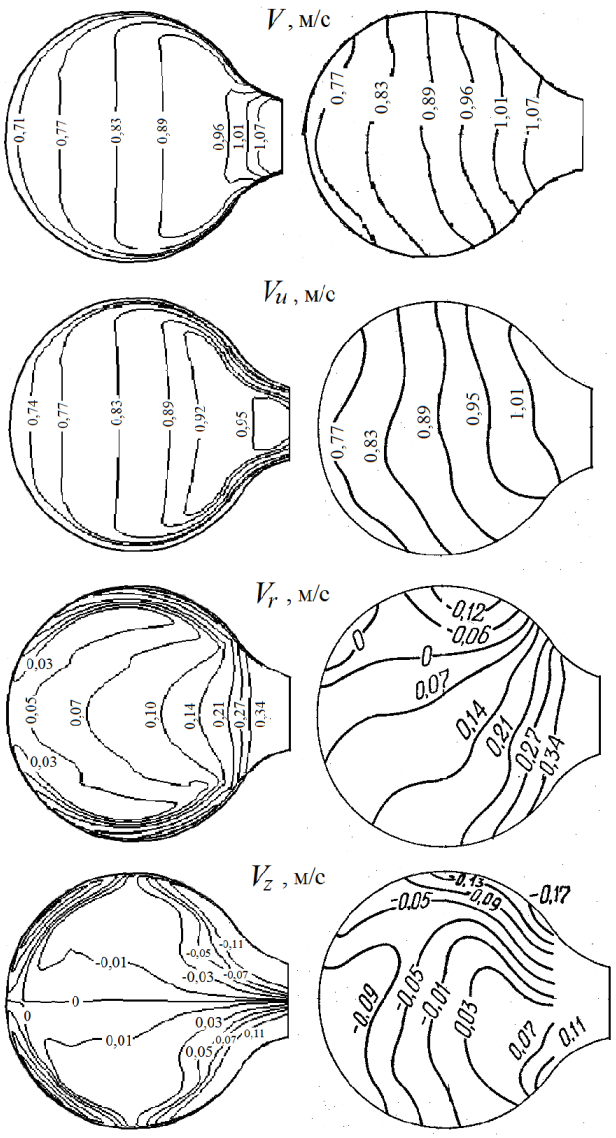
Рисунок 4.1 – Розподіл швидкості в спіральній камері в турбінному режимі при витраті $Q_I' = 0{,}314$ м^3/с:
а – зі статорними колонами; б – без статорних колон



а б

Рисунок 4.2 – Ізолінії абсолютної швидкості і її складових у перерізі СК $\varphi_{сп}$ = 180° при відсутності статорних колон при витраті Q_I' = 0,314 м^3/с: а – розрахунок; б – експеримент

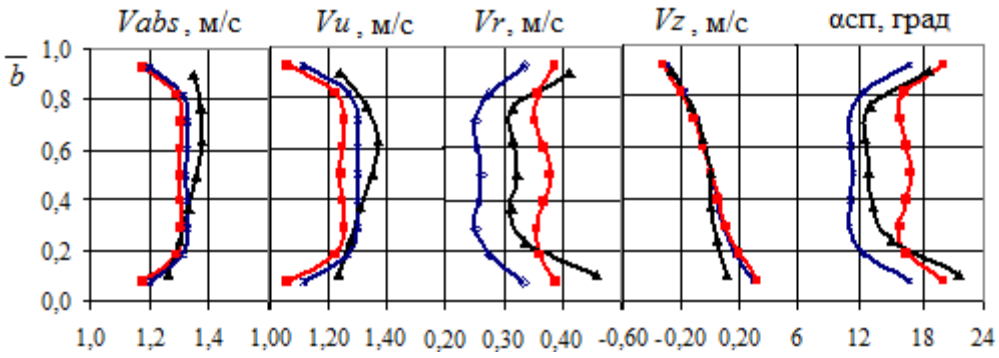
Порівняння результатів розрахункового дослідження течії просторової в'язкої рідини в СК насос-турбіни показує задовільну відповідність з експериментальними даними. Розбіжність результатів пояснюється тим, що чисельні дослідження СК проводилися окремо, тобто без урахування впливу всієї ПЧ, а також впливом вимірювальних зондів на структуру потоку при експерименті на стенді. Результати дозволили зробити висновок щодо обґрунтованої можливості застосування програми *IPMFlow* для проєктування і дослідження СК подібного типу.



а б

Рисунок 4.3 – Ізолінії абсолютної швидкості та її складових в перетині СК $\varphi_{сп}$ = 180° зі статорними колонами при витраті Q_I' = 0,235 м^3/с:
а – розрахунок; б – експеримент

На рис. 4.4 наведено розподіл розрахункових і експериментальних значень абсолютної швидкості та її складових, а також кута спіралі в перетині А-А з $\varphi_{сп}$=180° по висоті каналу *b* перед входом в решітку статора при витраті Q_I'=0,314 м^3/с [230, 231].



—■— розрахунок; —▲— експеримент;
—*— розрахунок без статора

Рисунок 4.4 – Розподіл абсолютної швидкості, її компонент і кута потоку, що формує спіральна камера, по висоті каналу

Видно, що розподіл експериментальних та розрахункових даних має однаковий характер, спостерігається задовільна як якісна, так і кількісна відповідність. Показано, що кінематичні параметри на виході зі СК зі статором і без нього помітно відрізняються, і неврахування впливу колон може суттєво вплинути на достовірність одержаних результатів.

Спіральна камера насос-турбіни Дністровської ГАЕС. Для попередніх досліджень робочого процесу в усіх елементах ПЧ насос-турбін в якості об'єкту вибрано модель Дністровської ГАЕС, для якої відомі геометричні дані і характеристики моделі в турбінному і насосному режимах, що були отримані за результатами випробувань на гідродинамічному стенді ЕКС-150 АТ «Українські енергетичні машини» [232]. Сама ж ПЧ була розроблена в лабораторії гідромашин ІЕМС НАН України.

Основні параметри агрегату:

– максимальний напір в насосному режимі $H_{макс}$ = 165 м;
– витрата в турбінному режимі Q = 273,2 м^3/с;
– діаметр робочого колеса D_1= 7,3 м;
– максимальна потужність натурного агрегату:

в турбінному режимі $N_т$ = 390 МВт,

в насосному $N_н$ = 420 МВт.

Чисельні дослідження виконувалися для моделі з діаметром РК D_1=500 мм (що дорівнювало діаметру РК модельного блоку) при напорах і витратах, що відповідали виміряним на стенді.

Розрахункові області складалися: перша – СК з круглими перерізами, кут обхвату 360°; друга – канал статора з конічними кільцями з кількістю колон z_0=20, канал НА з кількістю лопаток z_1=20 асиметричного профілю висотою b_0=0,14D_1 і діаметром розташування осей повороту лопаток D_0=1,2D_1, РК з кількістю лопатей z=7; третя – ВТ з коліном КУ-3РО.

Розрахунки проведено для ряду режимних точок на лінії оптимального відкриття НА a_0=30 мм в турбінному режимі (при напорі H=17,45 м) і a_0=35 мм в насосному.

На рис. 4.5 наведено розподіл абсолютної швидкості і її компонент в характерних перерізах СК при оптимальному режимі Q =0,3488 м^3/с.

Ізолінії абсолютної швидкості V у всіх перетинах майже вертикальні, значення їх збільшуються при наближенні до виходу з СК. Розподіл колової складової V_u аналогічний розподілу повної швидкості. Її значення становлять близько 80–85 % від величини V. Розподіл радіальної і осьової складової швидкості симетричний відносно горизонтального середнього перерізу. Зворотних течій і вихорів не спостерігається.

На рис. 4.6 наведено залежність усереднених по висоті каналу значень абсолютної швидкості і її компонент, а також кута потоку, який формується СК, від кута охоплення спіралі φ в перерізі з радіусом R=0,406 м. Як видно з рисунка, компоненти швидкості в коловому напрямку розподілені плавно: колова складова V_u рівномірно зменшується від значення 4,1 м/с у вхідному перерізі до 3,5 м/с при куті обхвату φ=360°, радіальна (витратна) складова V_r майже у всьому діапазоні має значення від 1,6 до 1,7 м/с і тільки в районі зуба підвищується до рівня 2,1–2,25 м/с. Значення усередненої осьової складової швидкості близькі до нуля і на графіку не наведені. Значення кута, який формується СК, у вхідному перетині дорівнює 27°, до значення кута обхвату φ=50° знижується до значення 22°, після чого плавно підвищується до 32°.

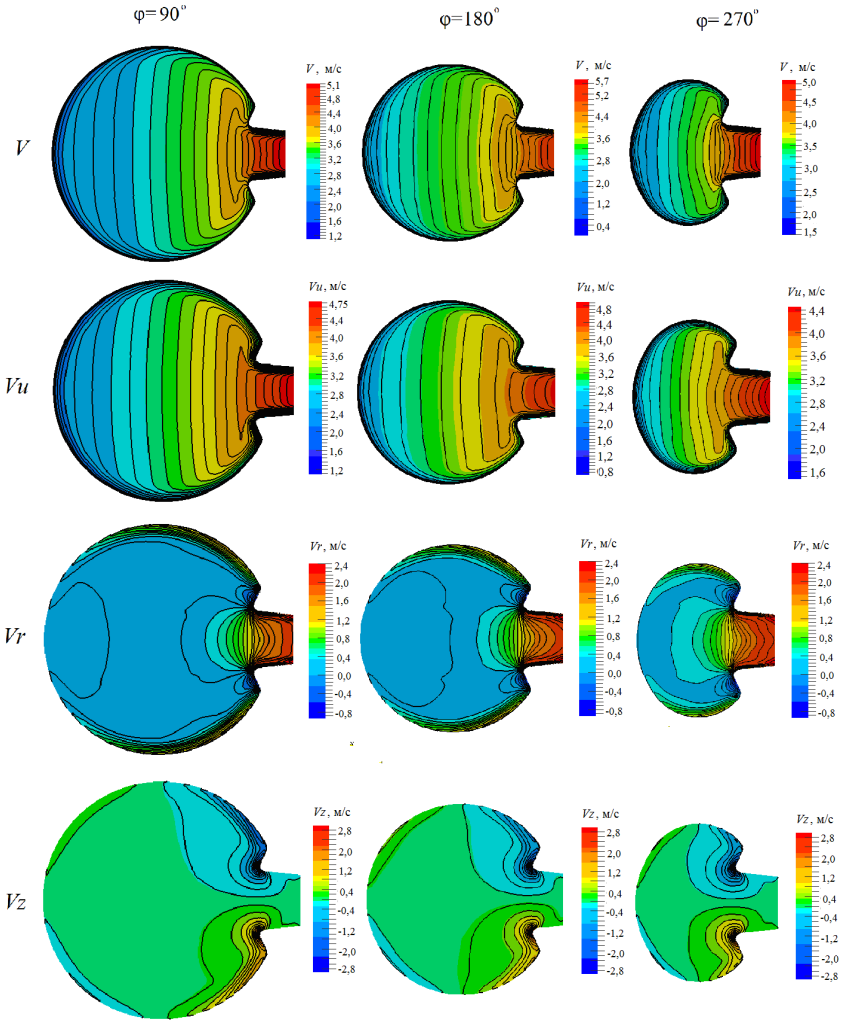


Рисунок 4.5 – Ізолінії абсолютної швидкості та її складових при оптимальній витраті Q = 0,3488 м^3/с

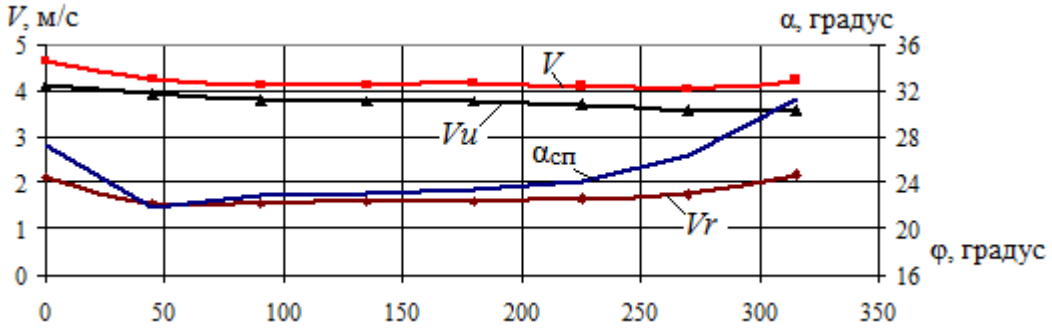


Рисунок 4.6 – Залежність усереднених по висоті каналу кута потоку $\alpha_{сп}$, абсолютної швидкості та її компонент від кута охвату спіралі φ в перетині з R = 0,406 м

На рис. 4.7 представлено розподіл по висоті каналу осереднених в коловому напрямку значень абсолютної швидкості, її складових і кута СК в перерізі з R=0,406 м. Ці дані необхідно знати при проєктуванні статора, НА і

РК, а також для дослідження потоку в них. З рисунка видно, що потік по висоті каналу нерівномірний. Значення колової швидкості в середині каналу практично постійне і збільшується при наближенні до статора. Величина радіальної складової швидкості підвищується від 1,6 м/с в середині каналу до 2,2 м/с на відносній висоті 0,1 і 0,9, поблизу кілець швидкість знижується до 1,5 м/с. Значення кута потоку, який формується СК, мінімальне в середині каналу (21,7°), а при наближенні до кілець статора збільшується до 29,5°.

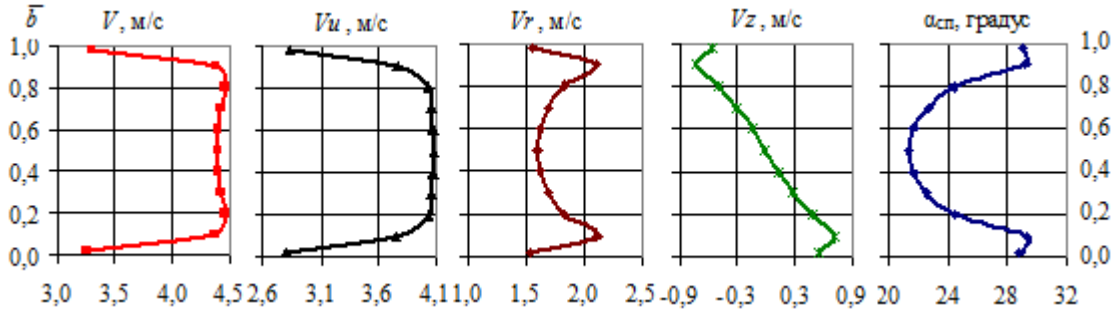


Рисунок 4.7 – Розподіл по висоті каналу осереднених в коловому напрямі значень абсолютної швидкості, її складових і кута, що створює СК, в перетині з R = 0,406 м

4.2.1.2 Структура потоку в статорі, напрямному апараті і робочому колесі

Модель ПЧ насос-турбіни, що включала по одному каналу статора, НА і РК, відображалася на розрахункову область за допомогою сітки з загальною кількістю елементів близько 1,6 млн. На рис. 4.8 наведено розрахункову область моделі насос-турбіни.

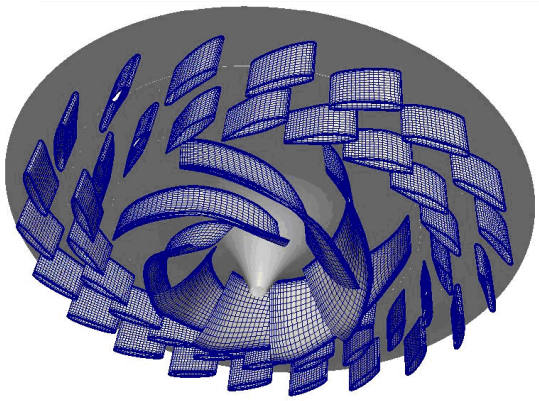


Рисунок 4.8 – Розрахункова область моделі насос-турбіни зі знятими ободом і дифузором

В результаті проведення чисельних досліджень отримано кінематичні характеристики просторового потоку і значення гідравлічних втрат в проточній частині насос-турбіни на лінії оптимального відкриття НА в турбінному і насосному режимах роботи [233].

На рис. 4.9 представлено розподіл уздовж відносної висоти каналу усереднених в коловому напрямку значень меридіональної (витратної) швидкості V_m і моменту колової швидкості V_uR в перетинах на вході в розрахункову область (перед статором, R=0,450 м), перед НА (R=0,3425 м), перед РК (R=0,2658 м) і на виході з РК на відстані 20 % довжини хорди при оптимальному турбінному режимі (витрата Q=0,3488 м^3/с, частота обертання n=660 хв$^{-1}$, напір H=17,45 м). При радіальній течії потоку спостерігається рівномірний розподіл моменту швидкості по висоті каналу. Також рівномірний розподіл і меридіональної швидкості. Менші її значення в середині каналу перед НА пояснюється впливом прийнятих в конструкції ПЧ конічних статорних кілець. Зменшення меридіональної швидкості у маточини перед РК пов'язано з поворотом потоку в робочому колесі з радіального на осьовий. За РК більші значення меридіональної швидкості спостерігаються в середині каналу – її величина майже в 2 рази вище, ніж у маточини і обода. Момент швидкості за РК має позитивний знак і досить плавно зменшується від значення 0,45 на периферії до 0,05 м^2/с на маточині [14, 233].

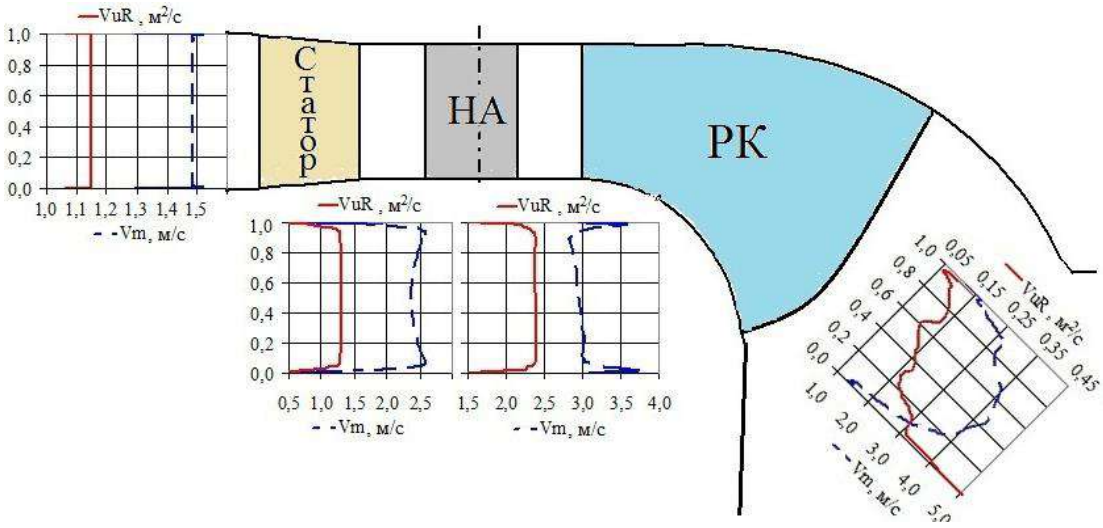


Рисунок 4.9 – Розподіл меридіональної швидкості V_m і моменту швидкості V_uR в проточній частині

Розподіл тиску і векторів швидкості в середньому меридіональному перерізі наведено на рис. 4.10, а в тангенціальних перерізах для трьох значень висоти каналу – 90, 50 і 10 % ширини каналу *b* – на рис. 4.11. В середньому меридіональному перетині розподіл тиску і векторів швидкості досить сприятливий. У тангенціальному перетині поблизу периферії (90 % від *b*, рис. 4.11а) і посередині каналу (рис. 4.11б) на стороні тиску спостерігаються області зі значними вторинними течіями, інтенсивність яких знижується в напрямку від периферійного перерізу до маточини. Наявність таких зон знижує ефективність роботи РК. Біля маточини (рис. 4.11в) такі зони практично відсутні [14, 233].

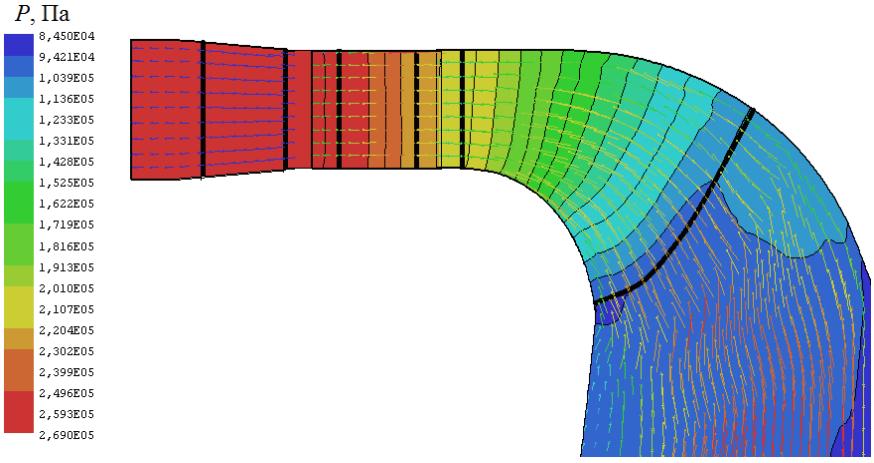
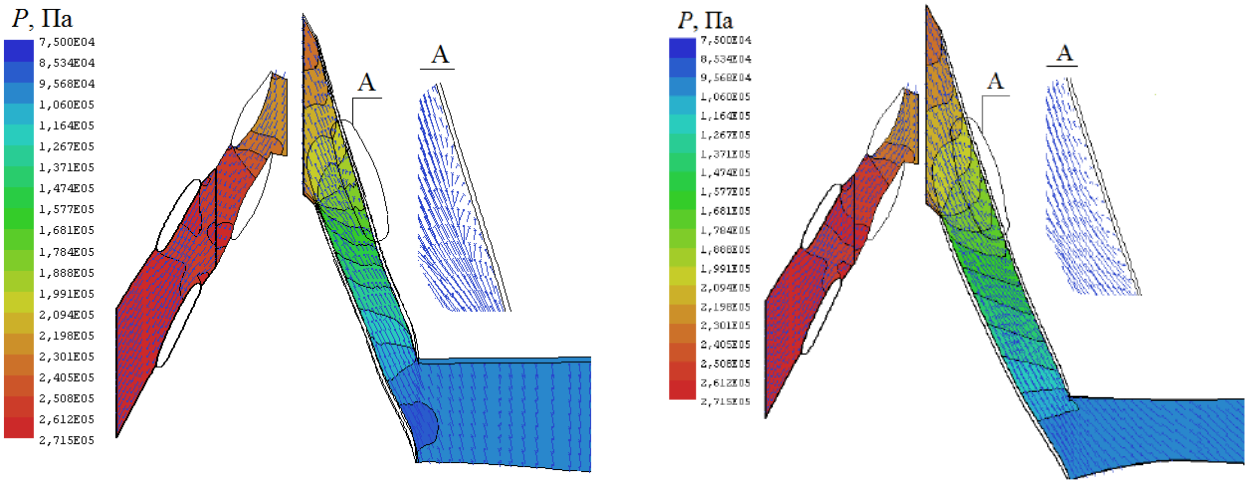
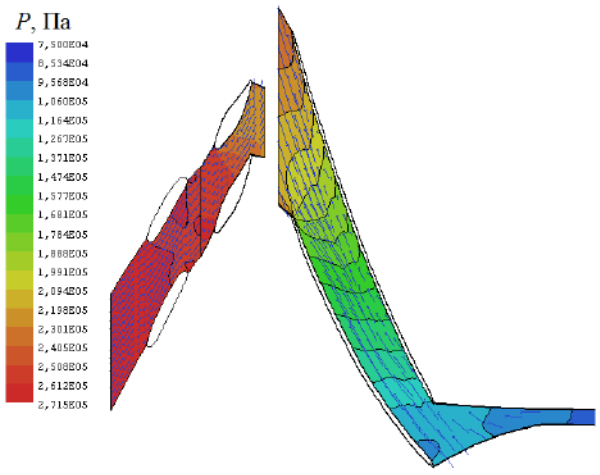


Рисунок 4.10 – Розподіл статичного тиску і векторів швидкості в середньому меридіональному перерізі



а б

Рисунок 4.11 – Розподіл статичного тиску і векторів швидкості в тангенціальних перерізах проточної частини:
а – 90 % висоти каналу; б – 50 % висоти каналу



в

Рисунок 4.11 – аркуш 2: в – 10 % висоти каналу

На рис. 4.12 приведено епюри тиску на трьох характерних перерізах лопаті РК – периферійного (90 % висоти каналу b), середнього (50 %) і втулкового (10 %). З представлених графіків видно, що на втулковому і середньому перетинах розподіл досить плавний. На периферійному ж спостерігається значна нерівномірність як на стороні тиску, так і на стороні розрідження, особливо у вихідній (всмоктувальній) частині лопаті.

У разі модернізації РК слід вжити заходів для проєктування периферійної області з більш плавним обтіканням і, по можливості, з відсутністю зон з вторинними течіями, що дозволить підвищити ефективність РК і всієї ПЧ в цілому. Можливими шляхами для цього може бути зміна форми меридіональних обводів в області всмоктувальної кромки, а також зміщення її вниз за потоком [14, 233].

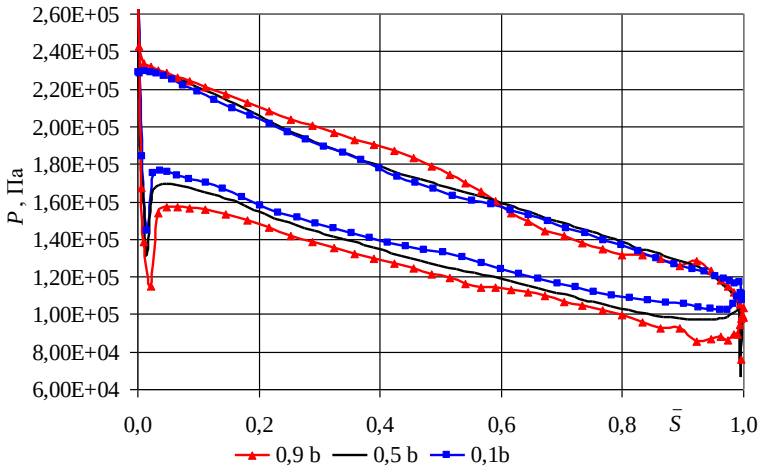


Рисунок 4.12 – Розподіл тиску вздовж перерізів лопаті РК

4.2.1.3 Структура потоку у відсмоктувальній трубі

Комп'ютерну модель відсмоктувальної труби турбомашини Дністровської ГАЕС приведено на рис 4.13. ВТ складається з вхідного вертикального дифузора (1) з кутом конусності 6°, криволінійного коліна КУ-3РО постійного діаметру (2) і відвідної труби постійного діаметру (3).

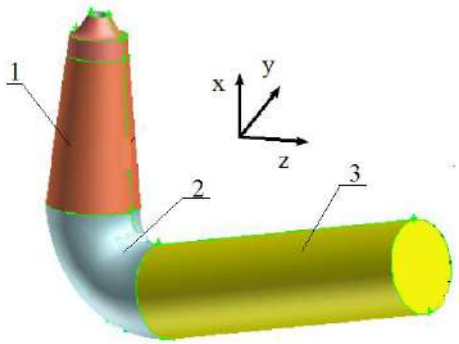


Рисунок 4.13 – Модель відсмоктувальної труби Дністровської ГАЕС

Модель ВТ насос-турбіни відображається на розрахункову область за допомогою неструктурованої шестигранної сітки з загальним числом елементів приблизно 800 тис.

Кінематичні параметри потоку у оптимальному режимі для завдання граничних умов на вході у ВТ, які взято з попередньо виконаного розрахункового дослідження течії в розрахунковій області, що містила канали статора, НА і РК, наведено на рис. 4.14.

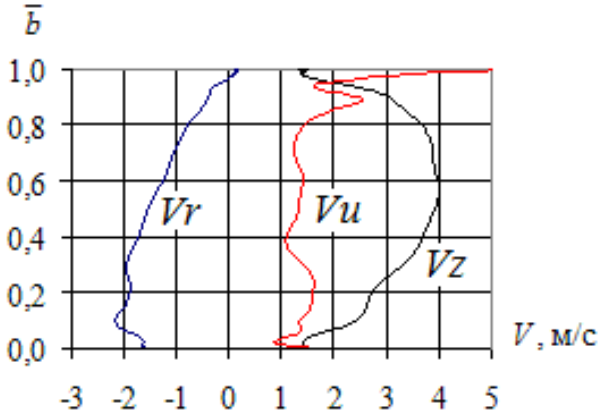
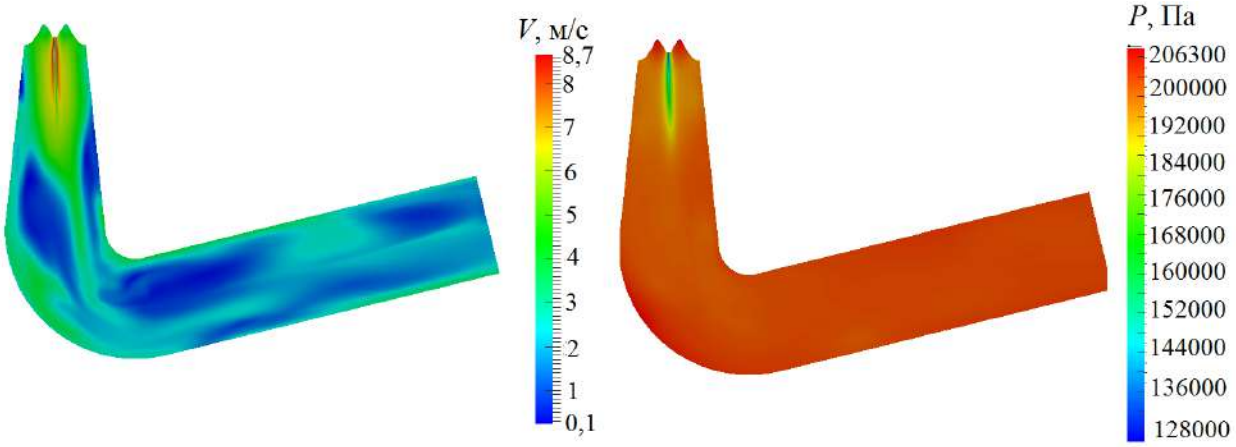


Рисунок 4.14 – Розподіл компонент швидкості по ширині каналу на вході у відсмоктувальну трубу

Як видно з рисунку, параметри потоку навіть при оптимальному турбінному режимі на вході у ВТ характеризуються значною нерівномірністю. Найбільшою складовою абсолютної швидкості є осьова V_z. Значення V_z зростає від обтічника і периферії до середини каналу. Колова складова швидкості V_u, що визначає закрутку потоку на вході у відсмоктувальну трубу, має невеликі позитивні значення. Величина радіальної складової швидкості V_r визначається в основному обрисами обтічника і камери РК, її значення на периферії близькі до нуля і плавно збільшуються до маточини [233].

На рис. 4.15 показано розподіл повної швидкості і статичного тиску в вертикальному перерізі ВТ. З наведених результатів видно, що потік в трубі є істотно нерівномірним, по всій довжині труби мають місце застійні області, де швидкість течії близька до нуля. Найбільші за розміром застійні зони спостерігаються у відвідній трубі 3.

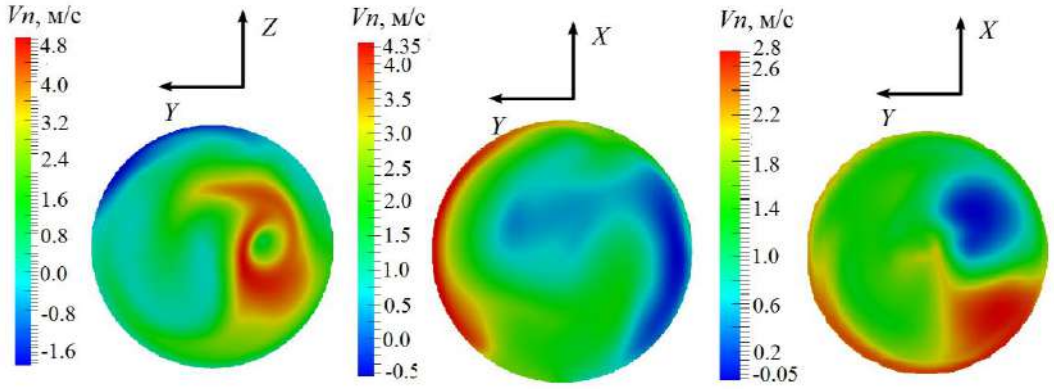


а б

Рисунок 4.15 – Візуалізація течії в середньому перерізі відсмоктувальної труби при оптимальному турбінному режимі:
а – абсолютна швидкість; б – статичний тиск

Поля нормальної складової швидкості V_n в поперечних перерізах ВТ, що відповідають входу в коліно, виходу з нього і виходу з труби, представлені на рис. 4.16. На вході в коліно на периферії спостерігається зона з протитечіями, де негативні значення витратної складової швидкості сягають 30 % від максимального значення. У поперечному перерізі на виході з коліна КУ-3РО розподіл нормальної складової швидкості досить рівномірний, в периферійній

частині також є область із зворотною течією, значення швидкостей в якій становить приблизно 12 % від максимальної [233].



а б в

Рисунок 4.16 – Поля нормальної складової швидкості при оптимальному турбінному режимі в перерізах відсмоктувальної труби:
а – вхід у коліно; б – вихід з коліна; в – вихід з відсмоктувальної труби

4.2.1.4 Енергетичні характеристики елементів проточної частини в турбінному режимі

За результатами проведених розрахунків було визначено ККД ПЧ при оптимальному режимі (витрата Q=0,3488 м^3/с; частота обертання n=660 хв$^{-1}$; напір H=17,45 м; відкриття НА a_0=30мм), а також гідравлічні втрати енергії в кожному з елементів (табл. 4.1). Гідравлічні втрати визначалися як різниці повних енергій потоку на вході в канали елементів ПЧ і виході з них, віднесені до напору. Додатково було визначено дискові і об’ємні гідравлічні втрати, які не враховано у дослідженнях за програмою *IPMFlow*. Відповідно до роботи [233] дискові втрати в ПЧ для оптимального турбінного режиму знаходяться в межах $h_д$=2,0–2,2 %, об'ємні $h_{об}$=0,8–1,0 %, тобто розрахункові сумарні втрати дорівнюють приблизно 9,11 %. Таким чином, значення розрахункового (90,89 %) та експериментального (90,67 %) ККД на оптимальному режимі задовільно відповідають один одному.

На рис. 4.17 наведено залежність значень розрахункового (ПЧ включала тільки канали статора, НА і РК) і експериментального ККД від приведеної частоти обертання для ряду розрахункових точок при оптимальному відкритті

НА a_0 =30 мм. Порівняння наведених результатів показує, що положення максимумів ККД по частоті обертання практично збігаються, а характер кривих ідентичний [233].

Таблиця 4.1 – Гідравлічні втрати в елементах моделі проточної частини Дністровської ГАЕС при оптимальному турбінному режимі:

Результати чисельних досліджень								Експери-мент
Спіраль $h_{СК}$, %	Статор $h_{ст}$, %	НА $h_{НА}$, %	РК $h_{РК}$, %	ВТ $h_{ВТ}$, %	Дискові втрати, $h_Д$, %	Об'ємні втрати, $h_О$, %	ККД η, %	ККД η, %
0,76	0,48	1,56	1,98	1,33	2,10	0,90	90,89	90,67

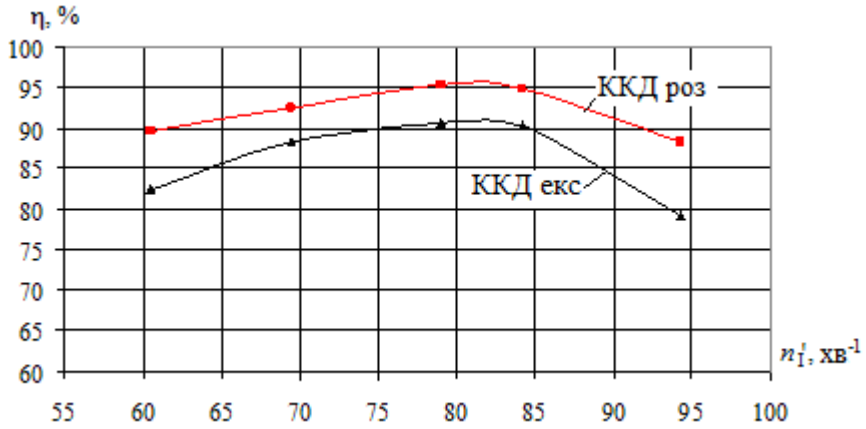


Рисунок 4.17 – Залежність розрахункового і експериментального ККД від приведеної частоти обертання для відкриття НА a_0=30 мм

4.2.2 Характеристики потоку в елементах проточної частини в насосному режимі

У насосному режимі в проточній частині насос-турбіни рідина тече в зворотному напрямку в порівнянні з турбінним. Відповідно, в розрахункових областях елементів ПЧ «вхід» і «вихід» міняються місцями.

На рис. 4.18 наведено розподіл абсолютної швидкості в вертикальному перерізі ВТ при оптимальному насосному режимі (подача Q=0,4722 м^3/с, частота обертання n=1000 хв$^{-1}$, відкриття НА a_0=35 мм). Потік на вході у ВТ незакручений, рівномірно розподілений по всьому перетину. Швидкість розподіляється в каналі ВТ рівномірно, її значення змінюються тільки в коліні

при повороті потоку і у вертикальному дифузорі у зв'язку зі зменшенням площі поперечних перерізів.

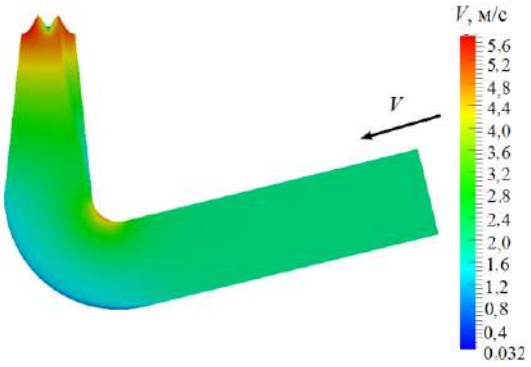


Рисунок 4.18 – Розподіл абсолютної швидкості в середньому перерізі відсмоктувальної труби при оптимальному насосному режимі

На рис. 4.19 і 4.20 наведено розподіл статичного тиску і векторів швидкості при оптимальному насосному режимі в розрахунковій області насос-турбіни, що містить по одному каналу РК і НА, в середньому меридіональному перерізі і в трьох тангенціальних перерізах відповідно. Як видно з рисунків, на периферійній ділянці лопаті в районі всмоктувальної кромки навіть на оптимальному режимі є значна область з вторинними течіями. При збільшенні подачі розміри цієї області зменшуються, і інтенсивність вторинних течій спадає. При подачі понад Q=0,620 м^3/с вторинні течії в цій зоні лопаті практично відсутні.

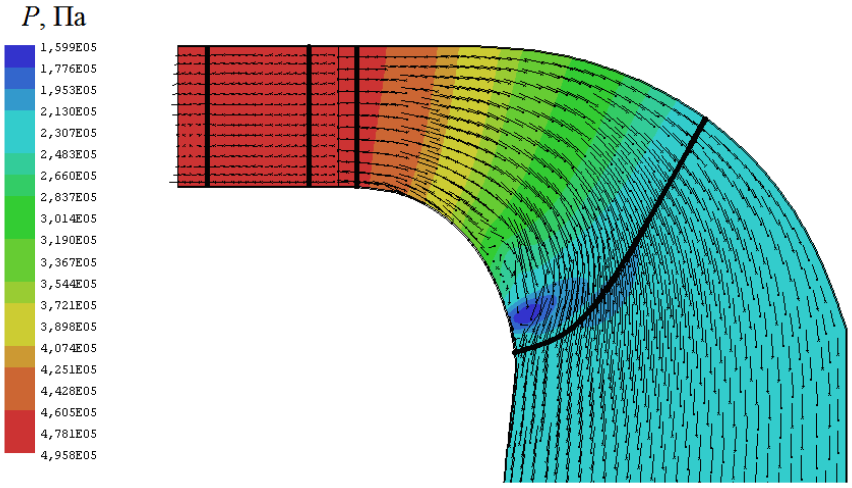


Рисунок 4.19 – Розподіл тиску і векторів швидкості в середньому меридіональному перетині при оптимальному насосному режимі

Таким чином, при модернізації ПЧ ОРО 170/5217 слід на цій ділянці змінити форму лопаті і меридіонального обводу та перенести всмоктувальну кромку вниз за течією з метою зниження рівня вторинних течій при оптимальному режимі. Це має привести до підвищення ККД в насосному режимі і ефективності роботи насос-турбіни в цілому.

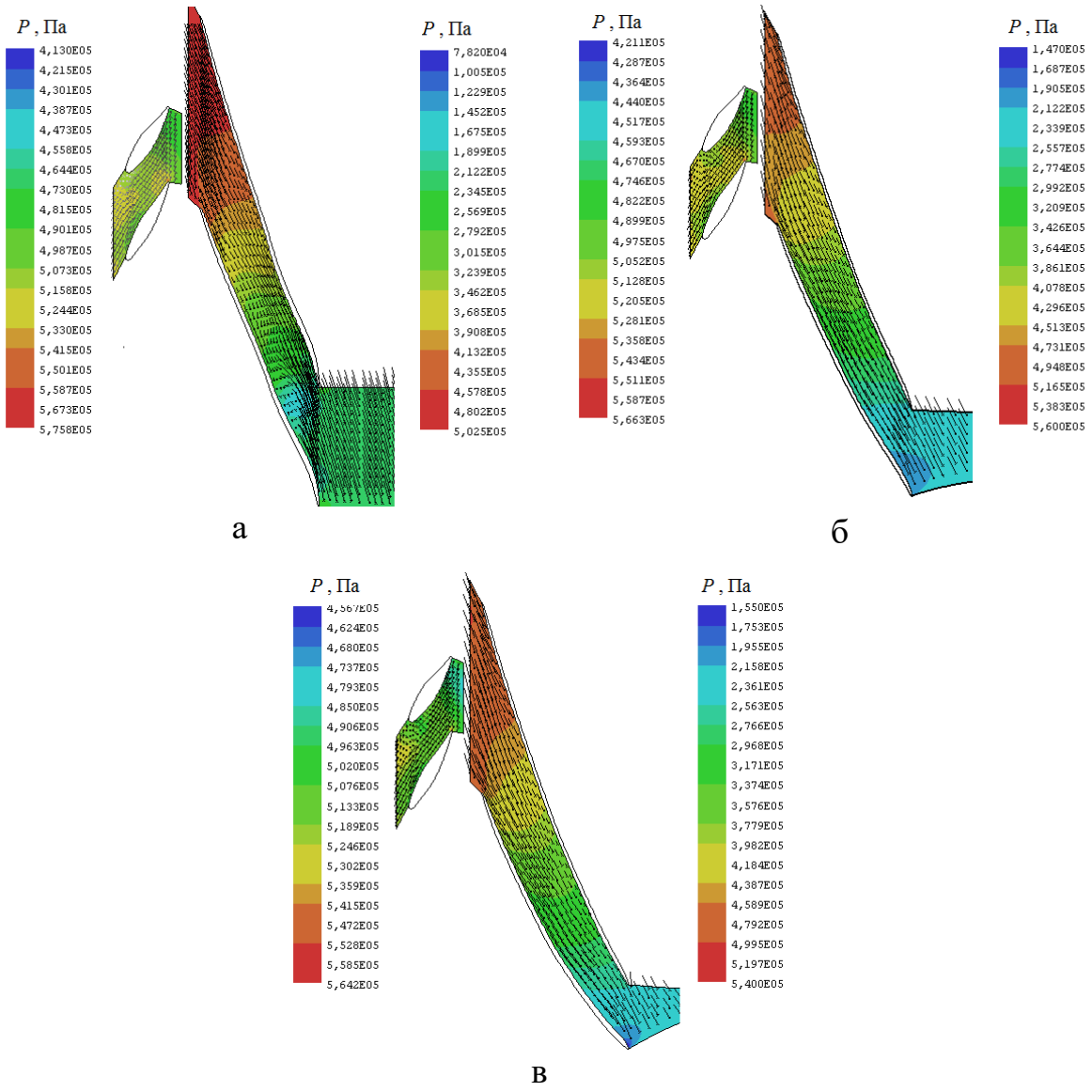


Рисунок 4.20 – Розподіл статичного тиску і векторів швидкості в тангенціальних перерізах при оптимальному насосному режимі:
а – 90 % висоти каналу; б – 50 % висоти каналу; в – 10 % висоти каналу

Енергетичні характеристики потоку в насосному режимі. На рис. 4.21 наведено залежності розрахункових і експериментальних значень напору, що створює РК, і ККД розрахункової області від подачі в насосному режимі при

відкритті НА a_0=35 мм і постійній частоті обертання n= 1000 хв$^{-1}$. При визначенні розрахункового значення ККД не враховувалися гідравлічні втрати у ВТ і СК, а також дискові і об'ємні втрати. Порівняння розрахункових та експериментальних характеристик свідчить про задовільне їх узгодження. Відмінності при малих подачах пояснюється тим, що в цій зоні роботи насос-турбіни мають місце помпажні явища і значні відривні течії, які не враховуються в повній мірі в запропонованій математичній моделі течії рідини.

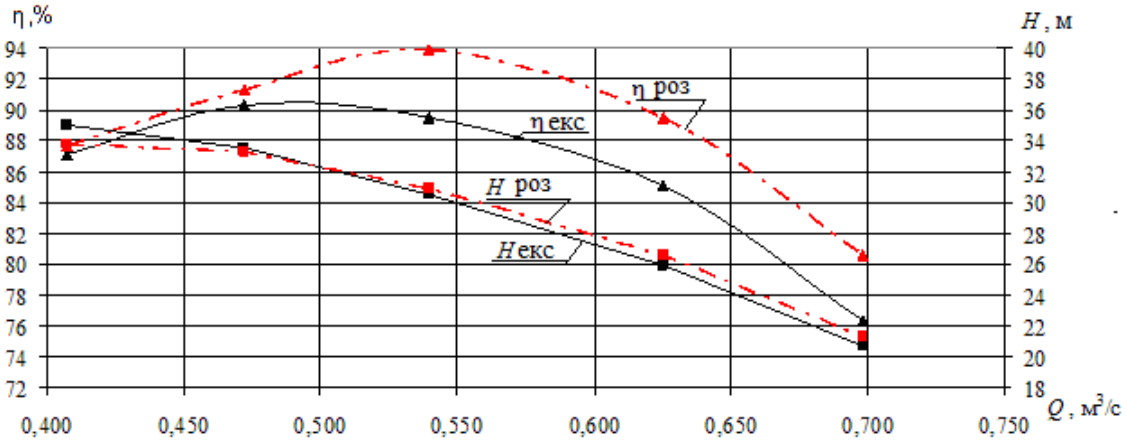


Рисунок 4.21 – Залежності розрахункових і експериментальних напорів і ККД від подачі при оптимальному відкритті НА

Таким чином, проведення попередніх чисельних досліджень течії рідини в моделі насос-турбіни Дністровської ГАЕС підтвердило задовільне якісне і кількісне узгодження розрахункових і експериментальних результатів [233]. Це дає обґрунтовану можливість застосування сучасних методів дослідження для проєктування нових і модернізації існуючих ПЧ. Результати таких робіт буде наведено нижче у поточному, а також у 5 і 6 розділах.

4.3 Дослідження робочого процесу радіально-осьових насос-турбін на напори 80–125 м на основі сучасних чисельних методів

4.3.1 Постановка задачі. Основні параметри агрегатів Канівської ГАЕС

Як показано у розділі 1, в Україні одним з актуальних напрямків підвищення виробництва гідроенергії і покращення балансування енергетичної системи є завершення будівництва Дністровської (напір H=165 м) та

Ташликської ГАЕС (H=91 м), що було розпочато ще у минулому сторіччі, а також будівництво нової Канівської ГАЕС ($H_{max\ н}$ =113 м).

Фахівцями ПрАТ «Укргідропроект» розробляються проєкти будівництва перспективних ГАЕС України, серед яких: Червонооскільська (H=84 м), Ломачинська (H=125 м), Печенізька (H=80 м) та інші [16].

Тому було поставлено і вирішено задачу – на основі сучасних чисельних і експериментальних методів обґрунтувати перспективність застосування РК підвищеної швидкохідності зі збільшеною кількістю лопатей і висотою НА з ціллю покращення енергетичних характеристик і розширення діапазону роботи насос-турбін на напори 80–125 м.

Успішне вирішення завдання по створенню високоефективного обладнання для ГАЕС багато в чому залежить від правильного вибору розрахункових параметрів, які відповідають заданим умовам і визначають геометричні параметри елементів ПЧ і її енергетичні показники. Для РК, що знов проєктується, вибір розрахункових параметрів можна здійснити на основі модельних характеристик раніше розроблених насос-турбін. У разі відсутності аналогів для проєктування виникає потреба визначення необхідних параметрів розрахунковим шляхом на основі розроблених в ІЕМС методів проєктування і розрахунку елементів ПЧ з визначенням прогнозних енергетичних показників [234, 235]. Остаточна оцінка характеристик моделей з урахуванням взаємного впливу елементів ПЧ може бути проведена за допомогою чисельного моделювання просторової течії в'язкої нестисливої рідини з використанням програмного комплексу *IPMFlow* з подальшою перевіркою на гідродинамічному стенді. В якості об'єкта досліджень обрано проєкт нової насос-турбіни Канівської ГАЕС, як найбільш перспективного і першочергового. Така модель буде базою для проєктування агрегатів всіх інших ГАЕС зазначеного діапазону напорів.

Відповідно до технічного завдання, розробленого ПрАТ «Укргідропроект» агрегат насос-турбіни Канівської ГАЕС має такі основні натурні параметри [237, 238]:

Частота обертання, хв$^{-1}$	136,4
Напір розрахунковий в турбінному режимі, м:	95
Напір розрахунковий в насосному режимі, м:	101,6
Потужність в турбінному режимі, МВт	250
Потужність в насосному режимі, МВт	260
Подача в насосному режимі, м^3/с	237,4
Висота всмоктування, м	-17,0

Досвід створення насос-турбін показує, що при розробці обладнання для ГАЕС визначальним є насосний режим. Це пов'язано з необхідністю отримання на режимі розрахункової подачі $Q_н$ заданої величини напору $H_н$ при забезпеченні потрібної величини заглиблення H_s, необхідного для надійної експлуатації.

Вихідними даними для розрахунку РК турбіни є величини приведеної витрати і приведеної частоти обертання в турбінному режимі. Отримані значення приведеної витрати і частоти обертання відповідно до роботи [235] дозволяють отримати форму меридіональних обводів РК, які в основному визначають геометричні параметри інших елементів ПЧ. Також ці параметри є вихідними для профілювання і розрахунку лопатевих систем РК, НА і СК зі статором, а також проведення вибору ВТ.

Значення отриманих розрахункових параметрів варіанту РК підвищеної швидкохідності, які мають забезпечити прогнозні параметри насос-турбіни Канівської ГАЕС такі:

Швидкохідність $n_{sн}$, хв$^{-1}$	250,0*
Частота обертання n_c, хв$^{-1}$	136,4*
Діаметр РК D_1, м	6,75*
Приведена подача, $Q'_{I\,H}$, м^3/с	0,510
Приведена частота обертання в насосному режимі, $n'_{I\,H}$, хв$^{-1}$	97,0

Приведена витрата в оптимумі, Q'_{IT}, м^3/с	0,600
Приведена частота обертання в оптимумі турбінного режиму, n'_{IT}, хв$^{-1}$	82,0

***** – уточнюється в процесі проєктування та чисельних і фізичних експериментів.

4.3.2 Вибір елементів проточної частини. Проєктування лопатей робочого колеса

Проточна частина насос-турбіни Канівської ГАЕС складається зі СК, статора, НА, РК і ВТ.

У початковому варіанті проєкту Канівської ГАЕС, прийнятому ще в минулому сторіччі, потужність агрегату в турбінному мала становити 200 МВт. На ці умови в ІЕМС було розроблено та чисельно і експериментально досліджено РК, що отримало найменування РК5237 [236]. У новому варіанті проєкту потужність підвищено до 250 МВт при майже тих же напорах. Насос-турбіни на такі нові параметри в Україні ще не розроблялися і не досліджувалися.

Як показано у розділі 1, одним із ефективних методів підвищення ККД і розширення діапазону експлуатації є розробка РК з збільшеною кількістю лопатей суттєво просторової форми зі збільшеною висотою НА і, відповідно, РК в районі напірної кромки.

Метою цього етапу дисертаційної роботи було визначення впливу просторової форми лопатей РК і їх кількості на енергетичні характеристики в турбінному і насосному режимах на основі дослідження двох варіантів ПЧ насос-турбін різної швидкохідності на напори 80–125 м і обґрунтуванні перспективності застосування РК зі збільшеною кількістю лопатей для підвищення ефективності і розширення діапазону експлуатації.

Для досягнення мети були поставлено і вирішено такі завдання:

– спроєктувати елементи ПЧ двох варіантів насос-турбін, що відрізняються швидкохідністю, провести попередні чисельні розрахунки енергетичних показників;

– спроєктувати і виготовити елементи модельного блоку насос-турбін з використанням сучасних технологій за допомогою 3D друку;

– провести експериментальні дослідження двох варіантів моделей насос-турбін на гідродинамічному стенді ЕКС-30 ІЕМС в турбінному і насосному режимах;

– побудова і аналіз отриманих характеристик.

Моделі ПЧ відрізнялися в першу чергу геометричними параметрами РК: більш швидкохідне РК отримало номер ОРО5247, друге, спроєктоване за існуючими рекомендаціями і традиційними методами, ОРО5248 (його швидкохідність дорівнювала приблизно 210). В табл. 4.2 наведено порівняння геометричних параметрів двох варіантів РК. Всмоктувальна кромка обох варіантів РК розташована в плані у радіальній площині.

Таблиця 4.2 Порівняння геометричних параметрів РК ОРО5247М і ОРО5248

Параметри	ОРО5247М	ОРО5248
Висота НА, b_0/D_1	0,25	0,20
Кількість лопатей, z	9	7
Діаметр горловини, D_0/D_1	0,85	0,85
Кут обхвату периферійного профілю в плані, φ^o	77,5	84,1
Кут нахилу напірної кромки в коловому напрямі, γ, градус	40	30

СК з круглими меридіональними перерізами, розрахованими за законом сталості колової швидкості $V_u=const$. Кут обхвату в плані спіралі $\varphi_{сп}=360°$. Швидкісний коефіцієнт у вхідному перерізі спіралі $К=V_{вх}/H_Т$ =0,97, де $V_{вх}$ – швидкість потоку у вхідному перерізі, а $H_Т$ – розрахунковий напір в турбінному режимі.

Статор налічує 20 колон, в тому числі зуб спіралі. Профіль колони невеликої позитивної кривизни. Радіальний НА складається з 20 лопаток позитивної кривизни висотою b_0=0,25D_1. Діаметр розташування осей повороту лопаток прийнято D_0=1,2D_1. Розподіл товщини вздовж скелетної лінії профілю прийнято таким, як у профілю лопатки Дністровської ГАЕС. Розрахунок, профілювання і дослідження решітки статора і НА виконано з використанням комплексу програм, розроблених в ІЕМС [236, 237, 238].

ВТ виконана з коліном типу КУ-3РО і такими габаритними розмірами: висота h= 3,15D_1, довжина l=4,5D_1.

Розробка лопатевої системи РК є досить тривалим ітераційним процесом, що здійснюється в режимі діалогу і включає на окремих етапах проєктування задачі синтезу та аналізу з подальшою експериментальною перевіркою. При проєктуванні і чисельному дослідженні РК за програмою обтікання решітки лопатей на осесиметричних поверхнях току в шарі змінної товщини оцінюється вплив геометричних параметрів лопатевих систем (величин лопатевих кутів на напірній β_1 і всмоктувальній β_2 кромках, кута обхвату лопаті в плані θ, кількості лопатей z, форми меридіонального обводу та ін.) на енергетичні показники турбомашин, а також вибирають їх раціональне співвідношення.

Для підвищення швидкохідності першого варіанту РК5247 висоту на напірній кромці прийнято збільшеною до b_0=0,25D_1, діаметр виходу з робочого колеса дорівнює D_0=0,85D_1, кількість лопатей 9. Розраховано меридіональні обводи в області РК, проведено розрахунок меридіонального рівношвидкісного потоку, виконано вибір обрисів напірної і всмоктувальної кромок і визначено кути установки лопаті на кромках [235, 238]. Профілювання лопатей РК5247 і РК5248 проведено методом розв’язання диференціального рівняння лінії току в плані [235, 238].

4.3.3 Результати чисельних досліджень просторової течії в проточній частині з робочим колесом РК5247М насос-турбіни на напори 80–125 м в турбінному режимі

Для розробленої ПЧ насос-турбіни з РК5247 проведено чисельні дослідження течії рідини в розрахунковій області, що містила по одному каналу НА і РК, в турбінному і насосному режимах роботи. Дослідження виконано за допомогою програмного комплексу *IPMFlow*.

Дискретизація досліджуваної розрахункової області виконана за допомогою структурованої сітки з шестигранними комірками. Число елементів в одному міжлопатковому каналі НА – 415 тис., а в одному міжлопатевому каналі РК – 830 тис. На рис. 4.22 наведено розрахункову сітку в області НА і РК [237, 238].

Умови, що задавалися на границях розрахункової області:

– на вході в НА – вектор швидкості потоку, що відповідає необхідній витраті;

– на стінках – умова прилипання (швидкість дорівнює нулю);

– на виході з каналу РК – статичний тиск P = 100 000 Па.

Чисельні дослідження проведено для моделі з діаметром РК D_1 = 1 м при напорі H = 1 м. У турбінному режимі дослідження проведено для чотирьох відкриттів НА і відповідних їм прогнозних значень приведеного витрати Q_1' і частоти обертання n_1' (табл. 4.3) [237, 238].



а б

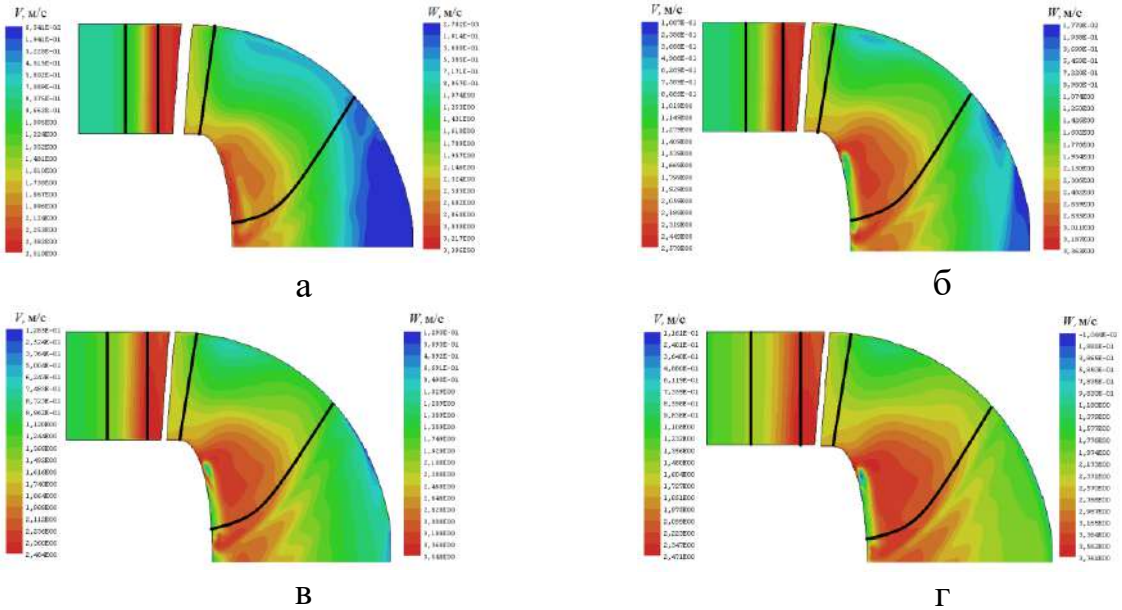
Рисунок 4.22 –Розрахункова сітка в області НА та РК:
а – меридіональний переріз (2й рівень сітки) ; б – просторова модель

Таблиця 4.3 – Режимні параметри при розрахункових дослідженнях в турбінному режимі

Параметри	Режими			
	1	2	3	4
a_0, мм	46	54	62	70
Q_I', м^3/с	0,450	0,550	0,600	0,700
n_1', хв$^{-1}$	82	82	82	82

На рис. 4.23 наведено розподіл швидкості в області НА і РК в середньому меридіональному перерізі для чотирьох розрахункових турбінних режимів.

Як показує аналіз, значення швидкості потоку в РК по ширині каналу зростають від маточини до периферії. При повороті потоку від радіального напрямку до осьового в периферійній зоні на режимах 2–4 спостерігаються області зниження значень швидкості. Ця область доходить до всмоктувальної кромки, а її інтенсивність зі збільшенням витрати зростає. По ширині каналу в коловому напрямку площа цієї області зменшується в напрямку від сторони розрідження до сторони тиску, де практично відсутня. При режимі 1, тобто меншій витраті, така область не спостерігається. Розподіл швидкості в середніх тангенціальних перерізах досить рівномірний при всіх розрахункових режимах.



а б в г

Рисунок 4.23 – Розподіл швидкості в області НА і РК5247 в середньому меридіональному перерізі в турбінному режимі:
а – режим 1 (Q_I' = 0,450 м^3/с); б – режим 2 (Q_I' = 0,550 м^3/с);
в – режим 3 (Q_I' = 0,600 м^3/с); г – режим 4 (Q_I' = 0,700 м^3/с)

Обтікання лопаток НА при всіх відкриттях як по ширині каналу, так і по висоті безвідривне.

Характеристики потоку за РК на вході в ВТ у вигляді розподілу меридіональної V_m і колової V_u складових швидкості для розрахункового режиму 3 (витрата $Q_I' = 0{,}620$ м^3/с) представлено на рис. 4.24.

Меридіональна (витратна) V_m складова швидкості потоку практично постійна по ширині каналу, її значення дещо знижуються тільки в області маточини і ободу. Значення колової складової швидкості, що характеризує спрацювання циркуляції потоку в РК, в середині каналу близькі до нуля, а в області маточини і, в більшій мірі, ободу спостерігається позитивна закрутка потоку.

На рис. 4.25 наведено розподіл тиску вздовж середніх перерізів лопаті РК для чотирьох розрахункових турбінних режимів (табл. 4.3).

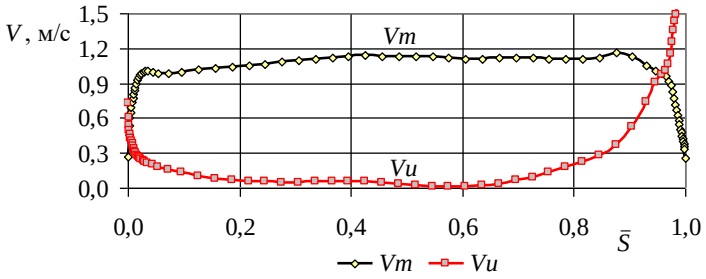


Рисунок 4.24 – Розподіл меридіональної V_m і колової V_u складових швидкості для розрахункового турбінного режиму 3 (витрата $Q_I' = 0{,}600$ м^3/с)

Як видно з рис. 4.25, при всіх досліджуваних режимах розподіл тиску як на стороні тиску, так і стороні розрідження плавний, відсутні піки. Від напірної кромки до середини профілю перепад тиску майже постійний, а від середини до всмоктувальної кромки – плавно знижується. При збільшенні витрати перепад тиску вздовж перетину лопаті зростає.

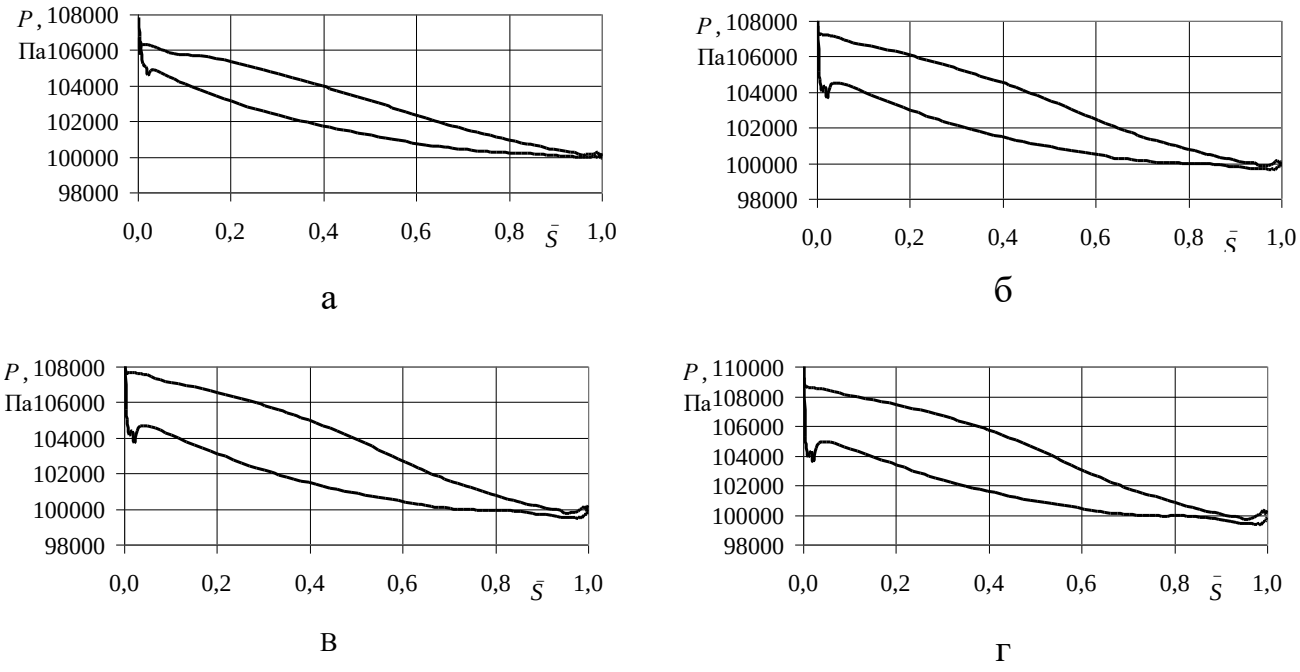


Рисунок 4.25 – Розподіл тиску вздовж середніх перерізів лопаті РК в турбінному режимі:
а – режим 1; б – режим 2; в – режим 3; г – режим 4

Проте, аналіз епюр тиску на периферійній частині лопаті РК5247 показує її нерівномірність по довжині профілю – основна частина напору спрацьовується на вхідній ділянці до половини профілю, на вихідній – перепад тиску майже відсутній (буде проілюстровано нижче). Тому з метою покращення структури течії і підвищення ефективності насос-турбіни було проведено модифікацію лопатей РК. У новому РК, якому було присвоєно найменування РК5247М, кут охоплення лопаті в плані було зменшено на 10 % в порівнянні з вихідним варіантом і на 0,7º знижено значення кутів лопаті на всмоктувальній кромці. Решту геометричних параметрів залишено без змін (табл. 4.2).

Було проведено дослідження течії в новій ПЧ з тими ж параметрами сітки при тих режимах, що з РК5247 (табл. 4.2).

На рис. 4.26 наведено порівняння розподілу швидкості у вихідній і модифікованій проточній частині при розрахунковому турбінному режимі 3 в перерізах, що відповідають 10; 50 та 90 % ширини каналу РК. Як видно, модифікація лопаті дозволила поліпшити картину течії у всіх представлених

перетинах, значно зменшилися розміри зон з вторинними течіями на периферії та їх інтенсивність, особливо в середньому перерізі каналу.

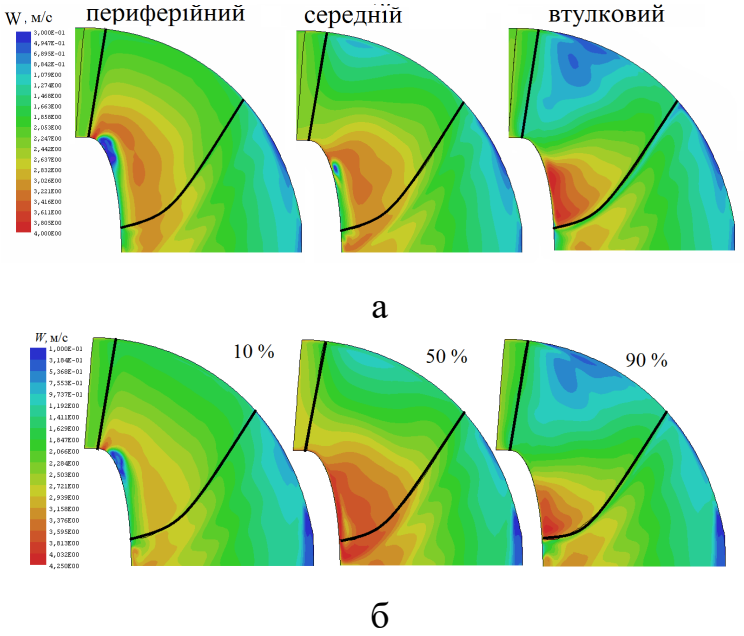
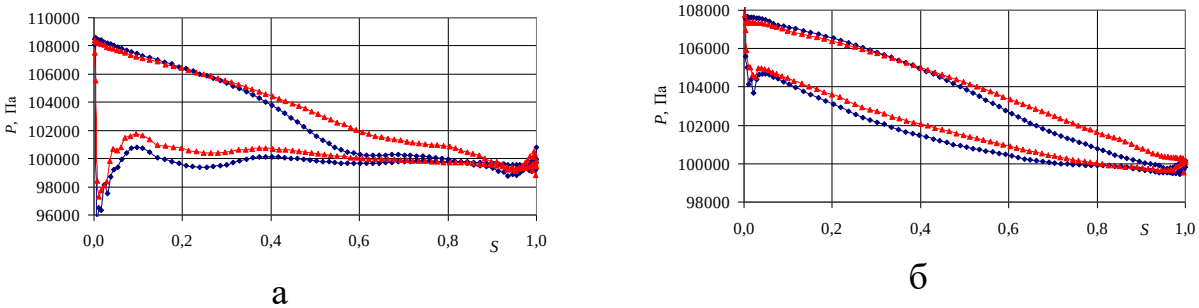


Рисунок 4.26 – Порівняння розподілу швидкості потоку у РК5247 і в модифікованому РК5247М в меридіональній проекції при витраті Q_I'=0,600 м^3/с: а – РК5247; б – РК5247М

На рис. 4.27 наведено порівняння епюр тиску на периферійному (рис. 7.28а) і середньому (рис. 7.28б) перерізах лопаті вихідного і модернізованого РК в турбінному режимі при витраті Q_I'=0,600 м^3/с.



–♦– вихідне РК5247; –▲– модифіковане РК5247М

Рисунок 4.27 – Розподіл тиску у вихідному і модифікованому РК в турбінному режимі при витраті Q_I'=0,600 м^3/с:
а – периферійний переріз; б – середній переріз

Зменшення кута обхвату лопаті РК в плані призвело до істотного поліпшення обтікання в середній і особливо периферійній частині – тиск

рівномірно розподіляється по всій довжині профілю, його перепад плавно зменшується від входу до виходу.

Поліпшення структури потоку, умов обтікання периферійного ділянки лопаті в модернізованому РК5247М призвело до підвищення його енергетичних якостей в турбінному режимі: гідравлічні втрати в НА практично не змінилися, а в РК в оптимальній точці турбінного режиму знизилися на 0,65 % [237, 238].

4.3.4 Результати чисельних досліджень течії в насосному режимі

В ПЧ з модернізованим РК5247М у насосному режимі дослідження проведено при постійному відкритті НА a_0=62 мм, частоті обертання n_1'=97 хв$^{-1}$ та відповідним їм значенням приведеної подачі Q_I' (табл. 4.4). Розрахункова сітка повністю відповідає прийнятій при дослідженні турбінного режиму з відповідною зміною входу і виходу.

Таблиця 4.4 – Режимні параметри при розрахункових дослідженнях у насосному режимі

Параметри	Режими			
	1	2	3	4
a_0, мм	62	62	62	62
Q_I', м^3/с	0,420	0,510	0,600	0,700
n_1', хв$^{-1}$	97	97	97	97

На рис. 4.28 наведено розподіл швидкості в області РК в середньому меридіональному перерізі для чотирьох розрахункових насосних режимів. Як видно з рисунка, розподіл швидкостей на режимах з більшою подачею досить рівномірний. Зі зменшенням подачі на периферії в області напірної кромки виникають зони зі вторинними течіями, що пов’язано з поворотом потоку і характерно для насос-турбін. Інтенсивність і розміри таких зон збільшуються з пониженням подачі. При подачі Q_I' = 0,500 м^3/с на периферії вона досягає всмоктувальної кромки, при подачі Q_I' = 0,420 м^3/с на напірній кромці її висота становить близько 30 % висоти каналу.

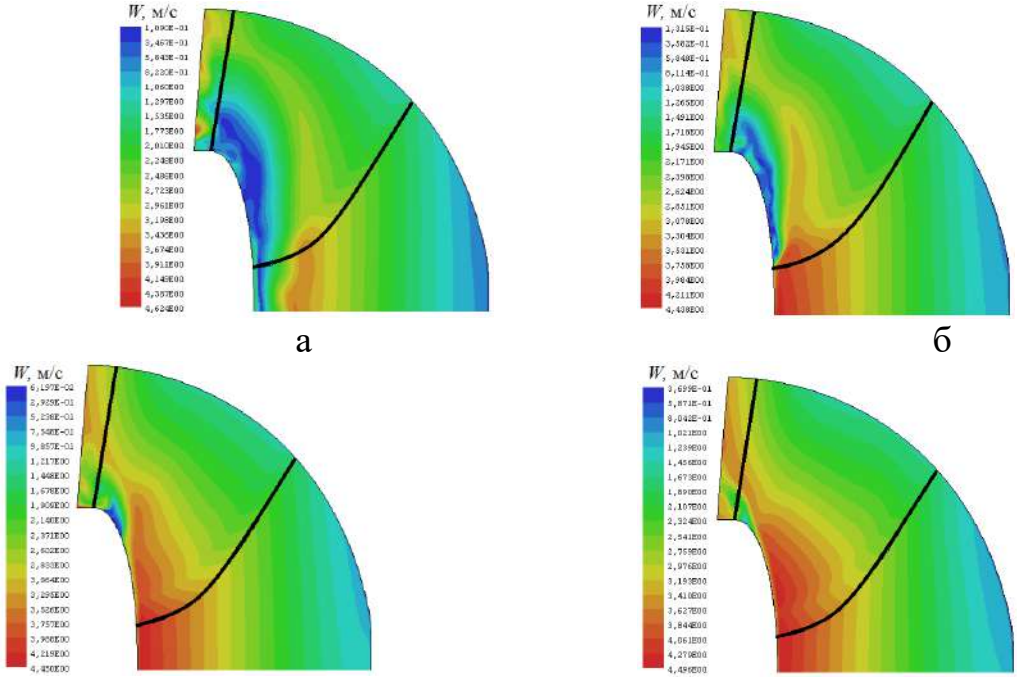


Рисунок 4.28 – Розподіл швидкості в області РК в насосному режимі при різних подачах: а – $Q_I' = 0{,}420$ м^3/с; б – $Q_I' = 0{,}510$ м^3/с; в – $Q_I' = 0{,}600$ м^3/с; г – $Q_I' = 0{,}700$ м^3/с

На рис. 4.29 наведено розподіл тиску уздовж середніх перерізів лопаті РК для чотирьох розрахункових насосних режимів (табл. 4.4). Розподіл тиску уздовж середніх перерізів лопаті РК плавний на всіх розрахункових режимах. Більш рівномірний перепад тиску спостерігається при режимах з більшою подачею. Зі зниженням подачі зменшується перепад тиску, в основному на ділянці 20–50 % довжини перерізу (з боку всмоктувальної кромки).

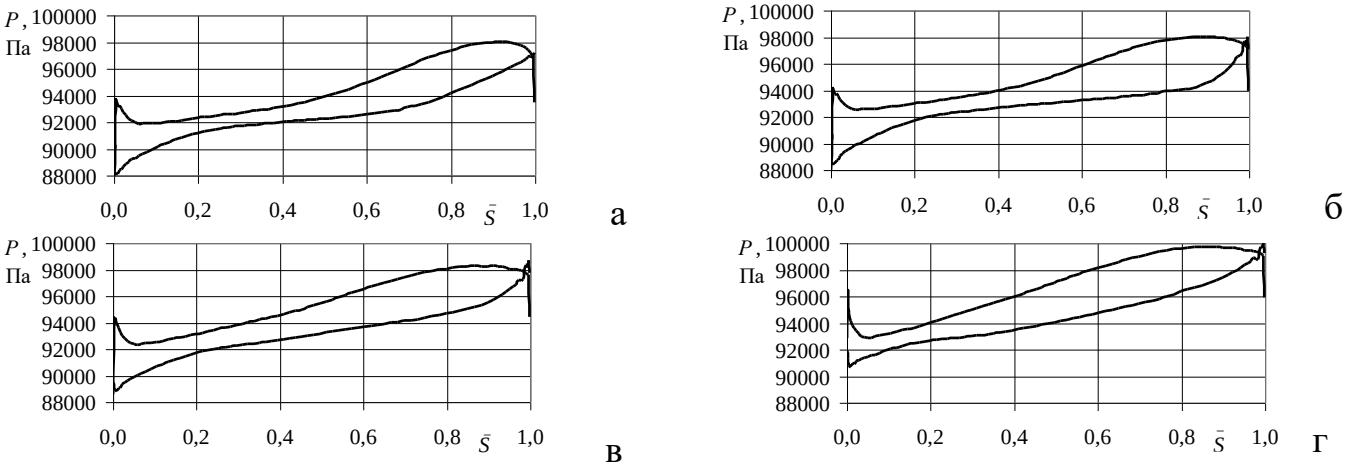


Рисунок 4.29 – Розподіл тиску уздовж середніх перерізів лопаті РК в насосному режимі при різних подачах:
а – $Q_I' = 0{,}420$ м^3/с; б – $Q_I' = 0{,}510$ м^3/с; в – $Q_I' = 0{,}600$ м^3/с; г – $Q_I' = 0{,}700$ м^3/с

4.4 Експериментальні дослідження моделей насос-турбіни на напори 80–125 м на гідродинамічному стенді ЕКС-30

4.4.1 Умови проведення експерименту

Експериментальні дослідження моделей насос-турбін з РК5247М і РК5248 проведено на гідродинамічному стенді ЕКС-30, ІЕМС.

З метою суттєвого зниження вартості виготовлення модельного блоку і скорочення термінів досліджень найбільш складні і трудомісткі у виробництві елементи – СК і лопаті РК були виготовлені за технологією 3*D*-друку з пластику *PLA*. Перевагами цього матеріалу є відсутність токсичності (натуральна природна сировина в складі *PLA*-пластика дозволяє без загрози для здоров'я людини застосовувати його для різних цілей), стабільність розмірів, при друкуванні нема необхідності в нагріванні платформи, ідеально підходить для моделей, що рухаються, гладкість поверхонь та інші.

В табл.4.5 наведено характеристики пластика *PLA* [239].

Таблиця 4.5 – Технічні характеристики пластика *PLA*

Температура плавлення	173–178°C
Температура розм'якшення	50°C
Твердість за Роквеллом	*R*70–*R*90
Відносне подовження при розтягуванні	3,8 %
Міцність на вигин	55,3 МПа
Міцність на розрив	57,8 МПа
Модуль пружності при розтягуванні	3,3 ГПа
Модуль пружності при вигині	2,3 ГПа
Температура склування	60–65°C
Щільність	1,23–1,25 г/см³
Мінімальна товщина стінок	1 мм
Точність друку	± 0,1 %
Усадка при виготовленні виробів	відсутня
Водопоглинання	0,3–4 %

Друкування лопатей виконувалося пошарово з товщиною шару 0,1 мм, що забезпечило високу якість поверхонь лопатей. Остаточно проводилася незначна зачистка дрібною шліфувальною шкуркою і полірування фланеллю, після чого поверхня виходила глянсовою. Диск маточини РК було виготовлено

з нержавіючої сталі, а нижній покриваючий диск (обід) з прозорого блочного оргскла; він кріпиться до лопатей за допомогою гвинтів і клею на основі дихлоретану. Конструкція колеса вийшла легкою і доволі міцною. Попередні розрахунки на міцність показали, що модель може бути випробувана при напорі до 12 м, що забезпечує отримання достовірних результатів при проведенні випробувань на стенді ІЕМС ЕКС-30 [240].

Проведений контроль геометричних розмірів лопатей показав, що відхилення розмірів окремих лопатей не перевищує 0,1-0,2 мм, що не перевищує вимог міжнародного стандарту МЕК 60193 [240].

На рис. 4.30 наведено фото СК і РК модельного блоку. Для зменшення тиску, що діє на стінки спіралі, СК при дослідженнях було поміщено в наповнений водою металевий короб.



Рисунок 4.30 – Спіральна камера і РК моделі насос-турбіни Канівської ГАЕС

Дослідження проведено в модельному блоці насос-турбін з діаметром РК D_1=350 мм. В турбінному режимі дослідження проведено при напорі H=6 м, відкриттях НА від 10 до 42 мм з кроком 2 мм. В насосному режимі дослідження проведено при частоті обертання РК 800 хв$^{-1}$, відкриттях НА від 12 до 34 мм з кроком 2 мм [240].

4.4.2 Результати експериментальних досліджень

4.4.2.1 Турбінний режим

Було отримано робочі характеристики і на їх основі побудовано універсальні моделей насос-турбіни з РК247М і РК5248 (рис. 4.31 і 4.32 відповідно).

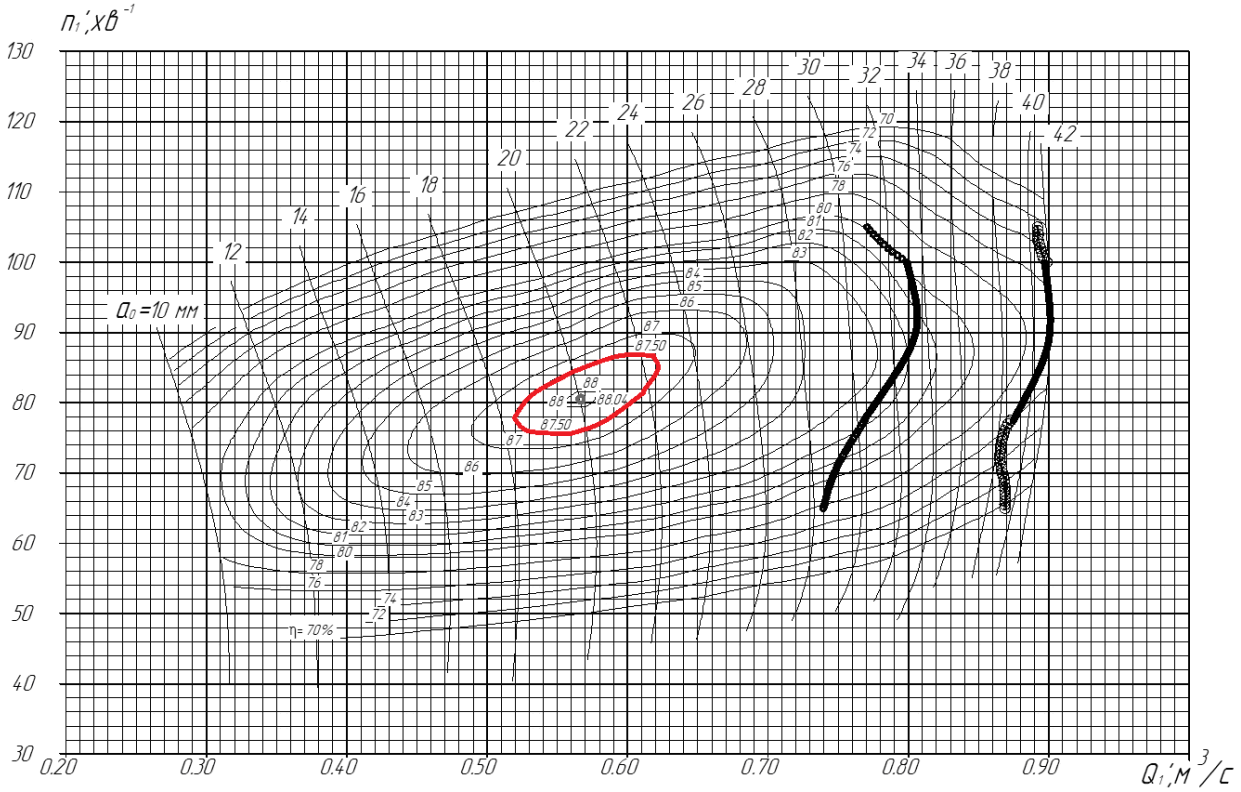


Рисунок 4.31 – Універсальна характеристика моделі ОРО5247М

Важливою відмінністю характеристики моделі ОРО5247М є розташування лінії обмеження потужності в зоні збільшених витрат відносно оптимуму, що дає змогу надійно експлуатувати гідроагрегат в широкому діапазоні режимів і, відповідно, генерувати більшу потужність при надійній роботі агрегату. Максимальне значення ККД 88,04 % цієї моделі отримано при відкритті НА a_0=20 мм, приведеній витраті $Q_I^{'}$=0,570 м^3/с і приведеній частоті обертання $n_I^{'}$=80,5 хв$^{-1}$. Слід відзначити досить високий рівень ККД в широкому діапазоні витрат і частоти обертання. Так, наприклад, ізолінія ККД

87,5 % простягається в діапазоні витрат від 0,520 до 0,620 м^3/с при частоті обертання від 76 до 87 хв$^{-1}$.

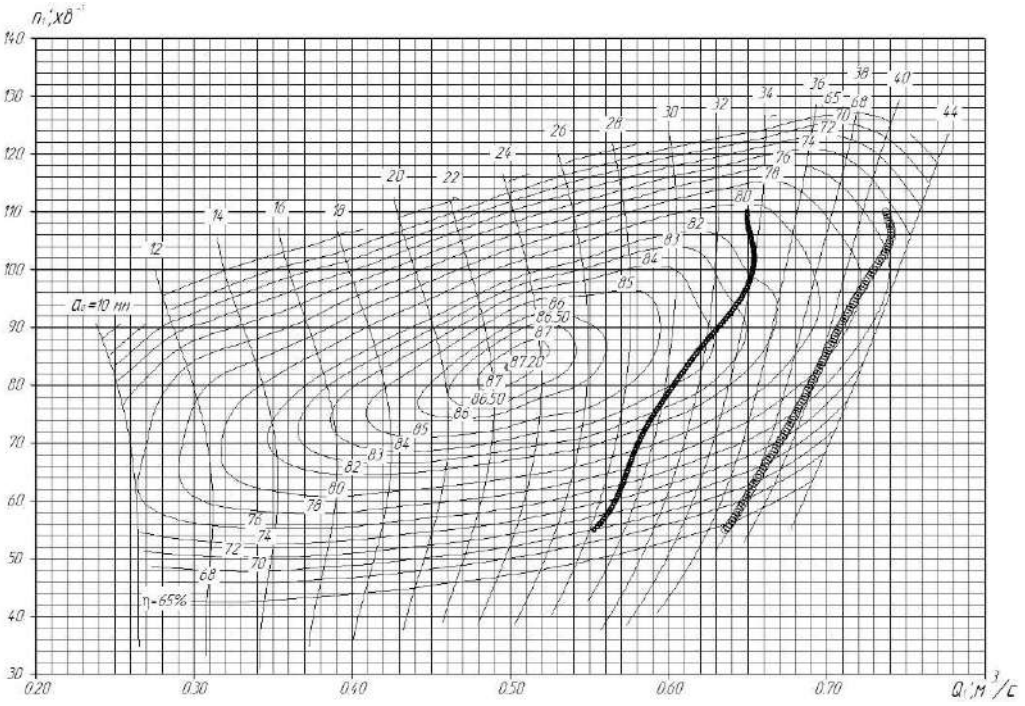


Рисунок 4.32 – Універсальна характеристика моделі ОРО5248

Максимальне значення ККД ПЧ з РК5248 меншої швидкохідності, в турбінному режимі – 87,2 % – отримано при відкритті НА a_0=23 мм, приведеній витраті $Q_I^{'}$=0,500 м^3/с і приведеній частоті обертання $n_I^{'}$=83 хв$^{-1}$. Слід зазначити, що значення максимального ККД цієї ПЧ майже на 0,85 % нижче, ніж в РК5247М, отримане при більшому значенні відкриття НА, меншій на 0,070 м^3/с витраті та більшій на 2,5 хв$^{-1}$ приведеній частоті обертання.

На рис. 4.33 наведено залежності ККД ПЧ з РК ОРО5247М і РК5248 від приведеної витрати для трьох перерізів універсальної характеристики $n_I^{'}$ 88,5; 94,4; 100,2 хв$^{-1}$, що відповідають максимальному, розрахунковому і мінімальному напорам на Канівській ГАЕС.

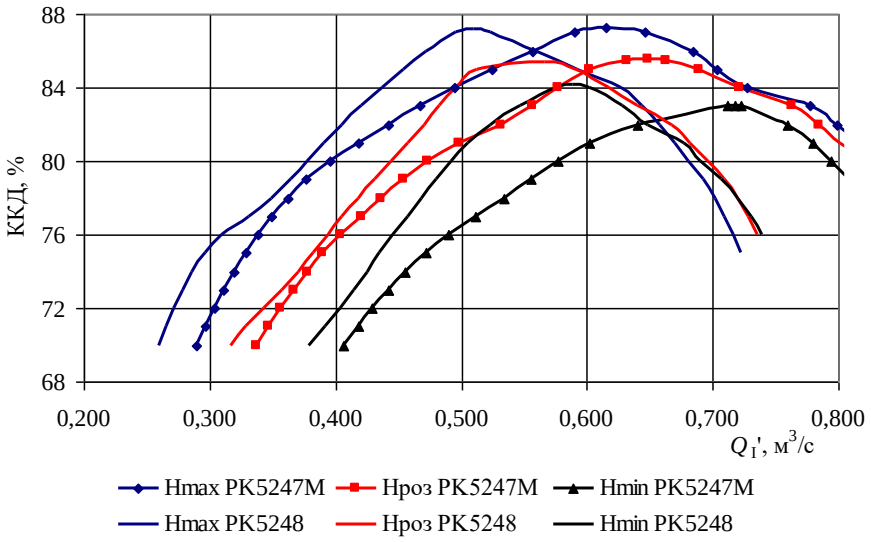


Рисунок 4.33 – Залежність ККД від витрати при частотах обертання, що відповідають мінімальному, розрахунковому і максимальному напорам на станції

Вищі значення ККД в моделях з обома РК очікувано спостерігаються при максимальному напорі. При зменшенні напору (підвищенні значень частоти обертання) рівень ККД знижується, а положення максимальних їх значень зміщується в бік більших витрат.

Характеристики РК5247М очевидно більш пологі, тобто мають більш широкий діапазон роботи з високим середньозваженим ККД.

4.4.2.2 Насосний режим

При малих значеннях відкриттів НА (12, 16 мм) в моделі з РК5247М максимальний ККД отримано при подачі $Q_I^{'}$ приблизно 0,460 м^3/с, але при таких подачах вже присутній помпаж, провали напірної характеристики, що призводить до нестабільної роботи агрегату. Вже при збільшенні відкриття НА до 18 мм режимна точка з максимальним ККД зміщується праворуч по характеристиці до $Q_I^{'}$=0,520 м^3/с, де помпаж відсутній.

На рис. 4.34 наведено енергетичні і напірні характеристики моделі ОРО5247М в насосному режимі при значеннях відкриття НА близьких до оптимальних. Цікаві результати отримано при відкриттях НА 20 і 22 мм, де

незначна відмінність у відкритті НА призводить до суттєвої зміни виду характеристик: при a_0=20 мм максимум ККД відповідає подачі Q_I'=0,560 м^3/с, в той час коли при a_0=22 мм вже Q_I'=0,720 м^3/с. В діапазоні подач Q_I' від 0,450 до 0,650 м^3/с ККД при a_0=20 мм перевищує аналогічний показник при a_0=22 мм до 5 %. Це можна пояснити підвищеною висотою НА і можливим перетіканням рідини при деяких його відкриттях. Перевірочні дослідження моделі при частоті обертання 900 хв$^{-1}$ дали аналогічні результати. Додатково проведено дослідження при a_0=19 мм, при якому було отримано максимальний ККД в насосному режимі 86,98 %, що відповідав подачі Q_I'=0,550 м^3/с.

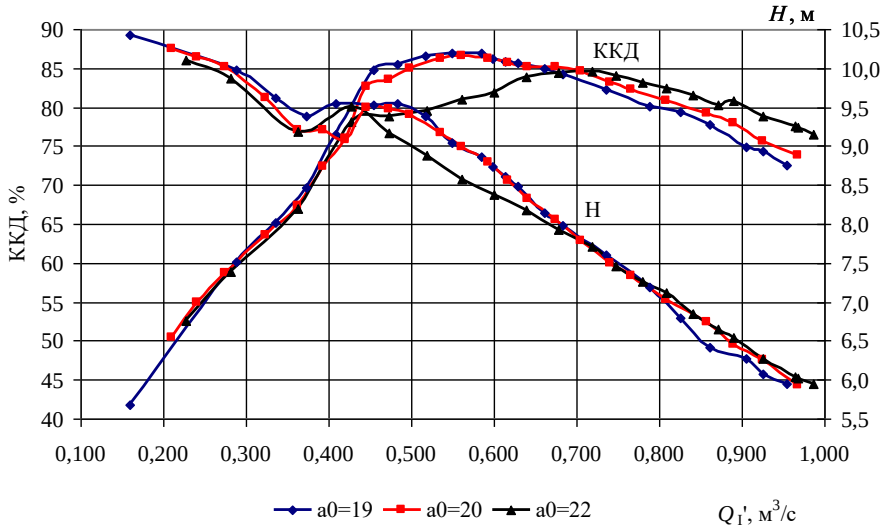


Рисунок 4.34 – Залежність ККД і напору від подачі при різних значення відкриття НА моделі з РК5247М

При більших значеннях відкриття НА подача, що відповідає режимам з максимальним ККД, підвищується, тобто зміщується праворуч по характеристиці, а значення ККД знижується.

На рис. 4.35 наведено залежність ККД і напору від подачі при різних значеннях відкриття НА в моделі з РК5248. В цій моделі максимальний ККД приблизно на 0,5 % нижчий ніж у РК5247М, а оптимум відповідає подачі Q_I' приблизно 0,450 м^3/с [240].

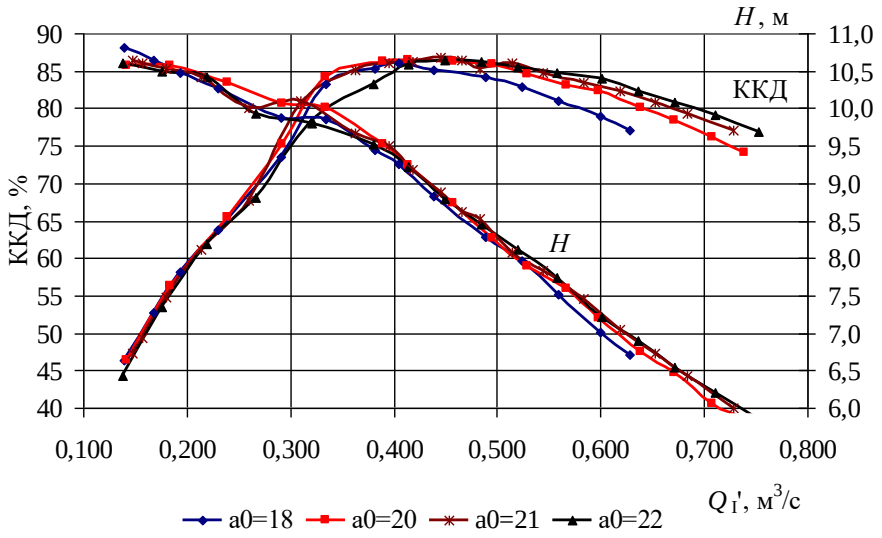


Рисунок 4.35 – Залежність ККД і напору від подачі при різних значення відкриття НА в моделі з РК5248

Проведені попередні кавітаційні дослідження показали, що РК5247М відповідає вимогам по заглибленню -17 м.

Аналізуючи результати чисельних і експериментальних досліджень, можна прийти до висновків, що швидкохідна модель в результаті застосування РК5247М зі збільшеною кількістю лопатей суттєво просторової форми та зі збільшеною висотою НА, має вищі енергетичні показники як в турбінному, так і в насосному режимах. Крім того, модель з РК5247М в турбінному режимі має розширений діапазон надійної експлуатації як за витратою, так і за напорами. Тому є сенс впровадити його, можливо з деякими модифікаціями з урахуванням конкретних даних технічних завдань, в проєкти Канівської, Ташликської та інших ГАЕС на напори 80-125 м.

4.5 Висновки до четвертого розділу

1. Порівняння результатів чисельних досліджень течії нестисливої в'язкої рідини у спіральних камерах насос-турбін з напором до 200 м з даними експериментів на гідродинамічному стенді демонструє їх як якісну, так і кількісну відповідність, що дозволяє зробити висновок про можливість і доцільність заміни дорогих фізичних експериментів на гідродинамічних

стендах на чисельні за допомогою програмного комплексу *IPMFlow* при розробці нових та вдосконаленні існуючих турбін для ГЕС і ГАЕС.

2. Доведено, що кінематичні параметри на виході зі СК при дослідженнях течії зі статором і без нього помітно відрізняються, і неврахування впливу колон може суттєво вплинути на достовірність одержаних результатів.

3. В результаті чисельного моделювання просторової течії нестисливої в'язкої рідини в моделі насос-турбіни Дністровської ГАЕС отримано нові дані про структуру просторового потоку, визначено особливості течії в кожному з елементів та запропоновано шляхи підвищення ефективності.

4. На основі аналізу результатів дослідження течії нестисливої в'язкої рідини в розрахунковій області було проведено модифікацію лопатей швидкохідного РК5247, що дозволило покращити структуру потоку в каналі РК і знизити розрахункові гідравлічні втрати в оптимумі турбінного режиму на 0,65 %.

5. Експериментальні дослідження, проведені на гідродинамічному стенді, підтвердили високі енергетичні характеристики обох розроблених ПЧ різної швидкохідності. Встановлено, що розробка РК зі збільшеною кількістю лопатей суттєво просторової форми одночасно зі збільшенням висоти НА призвела до покращення енергетичних характеристик і як в турбінному, так і в насосному режимах, а також до розширення діапазону надійної і ефективної роботи в турбінному.

6. За результатами числових і експериментальних досліджень для ГАЕС України з напорами 80–125 м рекомендовано впровадження ПЧ ОРО5247М підвищеної швидкохідності.

7. Публікації за темою розділу:

Хорев О.Н. Численное исследование течения жидкости в спиральной камере радиально-осевой гидромашины/ Східно-Європейський журнал передових технологій. Харків: – 2013. №1/8 (61). – С. 41–45.

Хорев О.Н. Моделирование рабочего процесса в проточной части радиально-осевой насос-турбины/ Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – №37(1010). – С. 206–214.

Русанов А.В. Разработка и расчетное исследование проточной части насос-турбины для условий Каневской ГАЭС / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, П.Н. Сухоребрый, В.Н. Дедков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків, 2018. № 17 (1293). – С. 4 – 8.

Русанов А.В. Проектирование рабочего колеса радиально-осевой насос-турбины на условия Каневской ГАЭС/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, В.Н. Дедков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків, 2019. № 1. – С. 17 – 24. https://doi.org/10.20998/2411-3441.2019.1.03.

Суботін В.Г., Осадчий С.Д., Рассовський В.Л., Бураков О.С., Єфименко В.М. , Коршунов О.О., Кобзар І.В., Ковальов Ю.М., Хорєв О.М., Калініна Л.Г. Створення високоекономічних гідроагрегатів для ГЕС України/ Харків: ПрАТ «Укргідропроект», 2021. ФОП Рубашкін Д.Ю. 248 с. ISBN: 978-617-8001-04-9.

РОЗДІЛ 5
ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В ПРОТОЧНИХ ЧАСТИНАХ НАСОС-ТУРБІНИ З РОБОЧИМИ КОЛЕСАМИ ЗІ СПЛІТЕРАМИ

5.1 Розроблення та виготовлення робочих коліс зі сплітерами

Питання розширення діапазону роботи турбін для ГЕС і ГАЕС та підвищення їх енергетичної ефективності завжди є актуальними і викликають підвищений інтерес. В роботі було поставлено і вирішено завдання обґрунтувати перспективність застосування радіально-осьових РК з додатковими вкороченими лопатями – сплітерами – для досягнення цієї цілі.

В ІЕМС проведено чисельні і експериментальні дослідження впливу геометричних параметрів сплітерів на енергетичні характеристики моделей радіально-осьових насос-турбін. РК в них складалися з комплекту лопатей, що мають різну довжину і, відповідно, різний кут обхвату в плані. В якості вихідного варіанту було прийнято РК5217-7 насос-турбіни діаметром 350 мм з 7 металевими лопатями, що було розроблене для умов Дністровської ГАЕС [241].

На першому етапі було досліджено 5 варіантів РК. Другий варіант РК5217-8-100 має 8 лопатей, ідентичних лопатям вихідного варіанту. Третій (РК5217-8-80), четвертий (РК5217-8-65) і п'ятий (РК5217-8-50) варіанти мали по 8 лопатей – 4 лопаті такі, як у вихідного РК і 4 укорочених. У варіанті РК5217-8-80 укорочені лопаті мали довжину, що дорівнювала 80 % відносно довжини вихідного варіанту, у РК5217-8-65 – 65 %, в РК5217-8-50 – 50 %. В РК5217-8-100 довжина сплітера умовно прийнята рівною 100 %. Укорочення лопатей проводилося з боку всмоктувальної кромки таким чином, щоб кромка залишалася в радіальній січній площині [241].

Лопаті РК варіантів 2–5 були виготовлено на 3*D* принтері з пластика *PLA*. Проведений контроль геометричних розмірів лопатей показав, що відхилення розмірів окремих лопатей не перевищує 0,1–0,2 мм, що не перевищує вимог

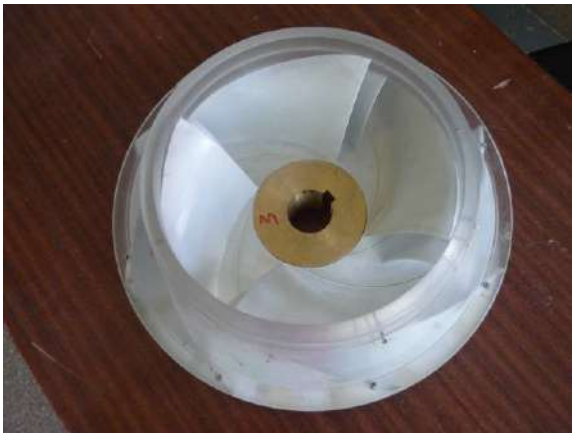
міжнародного стандарту МЕК 60193. Більш детально процес виготовлення і конструктивні особливості моделей з пластиковими лопатями наведено у розділі 4. На рис. 5.1 наведено фото досліджених моделей РК.



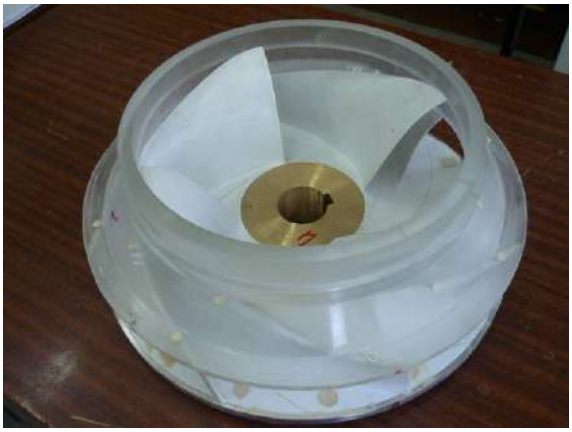
а



б



в



г

Рисунок 5.1 – Моделі РК зі сплітером:
а – РК5217-8-100 (z=8, 100 %L); б – РК5217-8-80 (z=8, 80 %L);
в – РК5217-8-65 (z=8, 65 %L); г – РК5217-8-50 (z=8, 50%L)

Енергетичні випробування в модельному блоці Дністровської ГАЕС були проведені на гідродинамічному стенді ІЕМС ЕКС-30, його опис і характеристики наведено у розділі 2. Теоретичне креслення проточної частини модельного блоку для проведення експериментальних досліджень моделей насос-турбін на напори до 200 м наведено на рис. 5.2. Сумарна похибка визначення ККД моделей не перевищувала ±0,25 %.

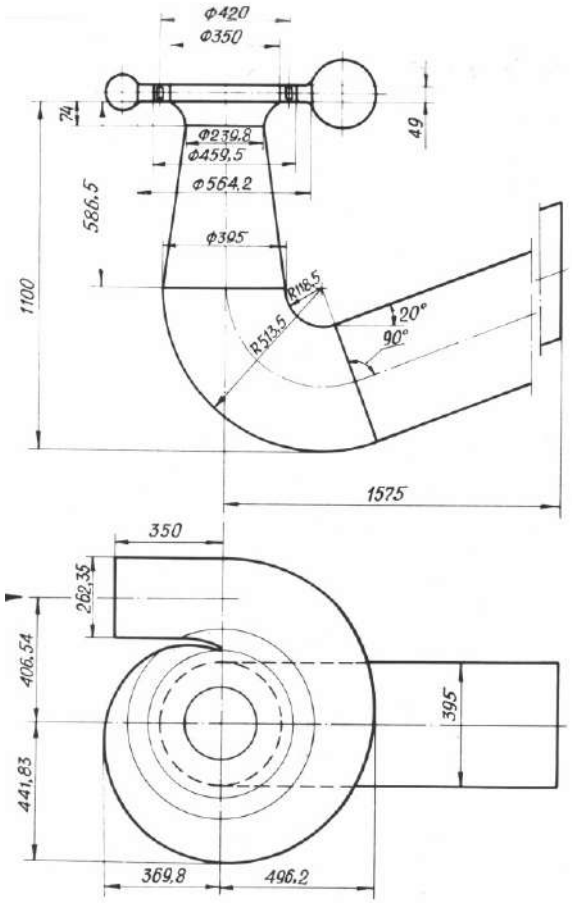


Рисунок 5.2 – Теоретичне креслення проточної частини модельного блоку

5.2 Експериментальні дослідження впливу геометричних параметрів сплітерів робочих коліс на енергетичні характеристики моделей насос-турбіни

5.2.1 Результати досліджень в турбінному режимі

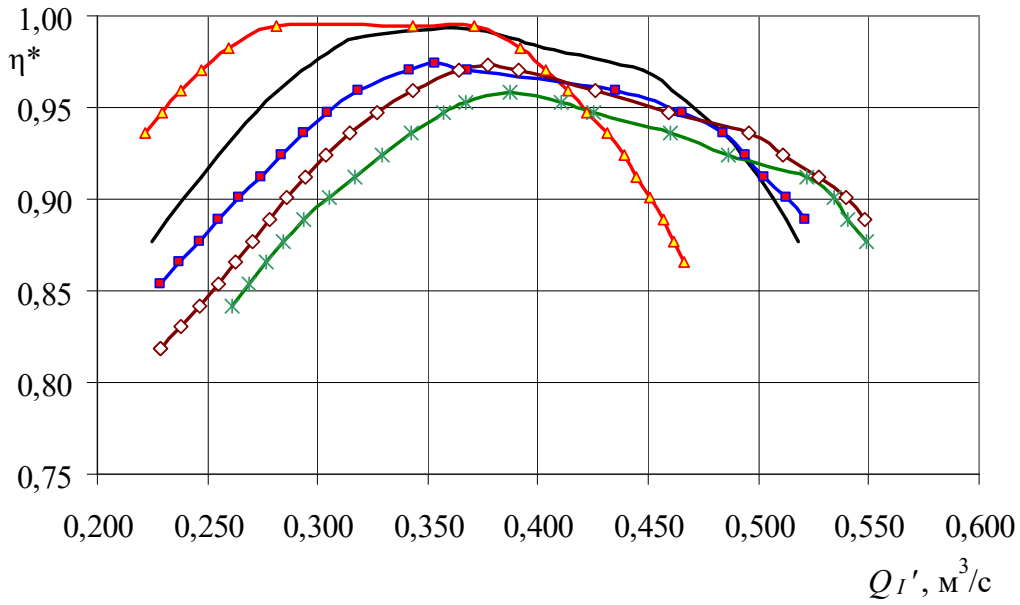
Дослідження в турбінному режимі проводились при напорі 6 м при 15 значеннях відкриттів НА в діапазоні зміни приведеної частоти обертання n_I' від 50 хв$^{-1}$ до 110 хв$^{-1}$. Отримано робочі характеристики для всіх варіантів РК, на їх основі побудовано універсальні [241, 242, 243]. У табл. 5.1 наведено параметри оптимальних режимів і максимальних значень відносного ККД в них, що були отримані при випробуваннях п'яти варіантів РК. Під відносним ККД тут прийнято відношення поточного значення ККД в ПЧ до його максимального значення у вихідному варіанті РК5217-7.

Таблиця 5.1 – Параметри оптимальних режимів і значення максимальних ККД досліджуваних РК в турбінному режимі

№ РК	Найменування РК	Параметри РК	Режимні параметри		
			Q_1', м^3/с	n_I', хв$^{-1}$	$\eta^*_{макс}$, %
1	РК5217-7	z = 7, 100 % L	0,365	80,0	100,00
2	РК5217-8-100	z = 8, 100 % L	0,315	78,0	100,35
3	РК5217-8-80	z = 8, 80 % L	0,352	78,3	97,78
4	РК5217-8-65	z = 8, 65 % L	0,397	80,5	97,66
5	РК5217-8-50	z = 8, 50 % L	0,402	79,0	96,37

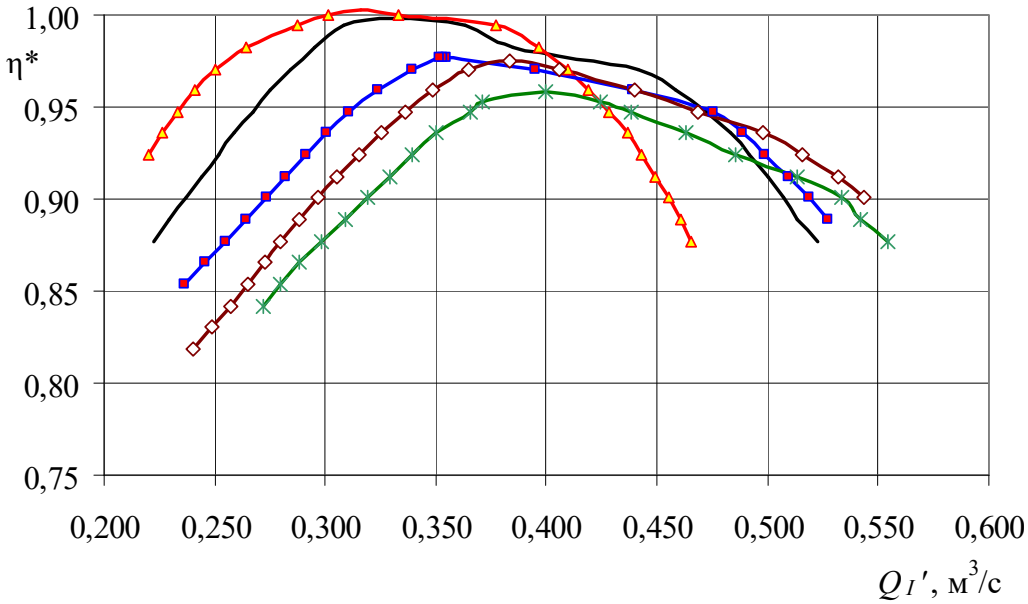
Як видно з даних таблиці, положення оптимуму характеристики турбінного режиму зі зменшенням довжини лопатей до 50 % зміщується в бік збільшення витрат відносно 100 % довжини майже на 25 %, що пояснюється збільшенням кута потоку на виході з РК та зменшенням густоти решітки профілів. Зміна приведеної частоти обертання при цьому незначна. Відносний ККД зі зменшенням довжини вкорочених лопатей до 50 % зменшується на 3,63 %. Збільшення кількості лопатей з 7 в РК5217-7 до 8 в РК5217-8-100 призвело до зниження значення приведеної витрати Q_I' на 0,035 м^3/с, а приведеної частоти обертання на 2 хв$^{-1}$, а також підвищення максимального ККД на 0,35 % [242, 243].

На рис. 5.3–5.9 представлено перерізи універсальних характеристик $n_I' = const$ для вихідного варіанту і чотирьох варіантів восьмилопатевих коліс при семи значеннях приведеної частоти обертання n_I' 75; 77,5; 80; 82,5; 85; 87,5; 90 хв$^{-1}$, що охоплюють широкий діапазон напорів.



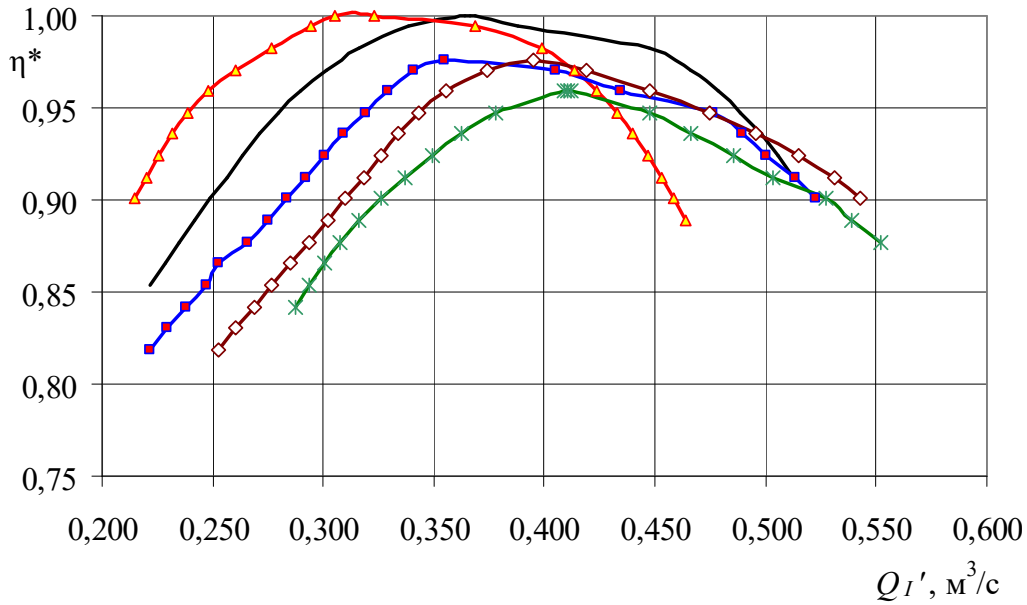
— РК5217-7; –Δ– РК5217-8-100; –□– РК5217-80;
–◊– РК5217-65; –*– РК5217-8-50

Рисунок 5.3 – Перерізи універсальних характеристик моделей з 5 варіантами РК при n_I' = 75 хв$^{-1}$



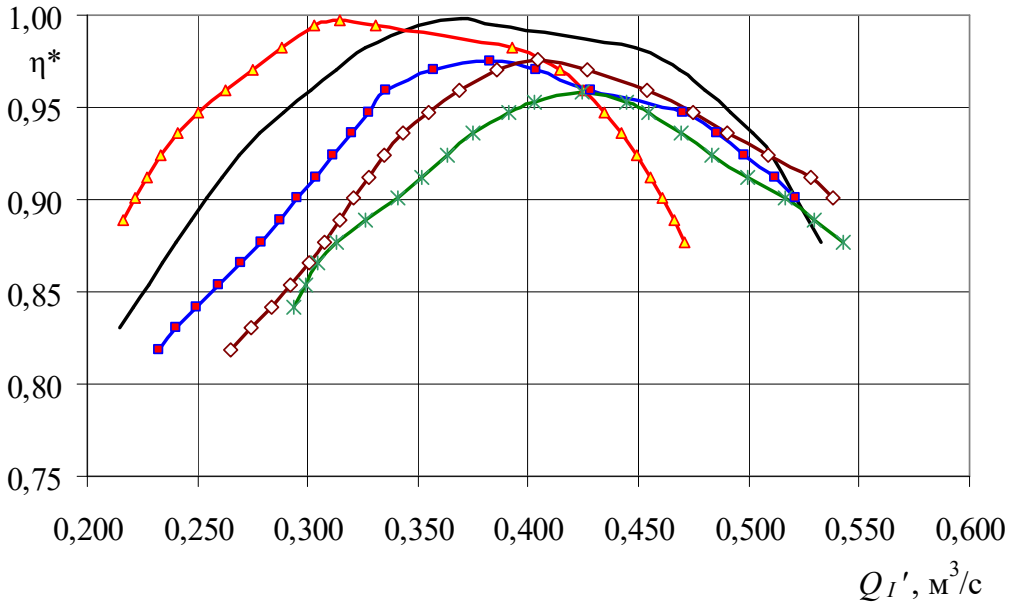
— РК5217-7; –Δ– РК5217-8-100; –□– РК5217-80;
–◊– РК5217-65; –*– РК5217-8-50

Рисунок 5.4 – Перерізи універсальних характеристик моделей з 5 варіантами РК при n_I' = 77,5 хв$^{-1}$



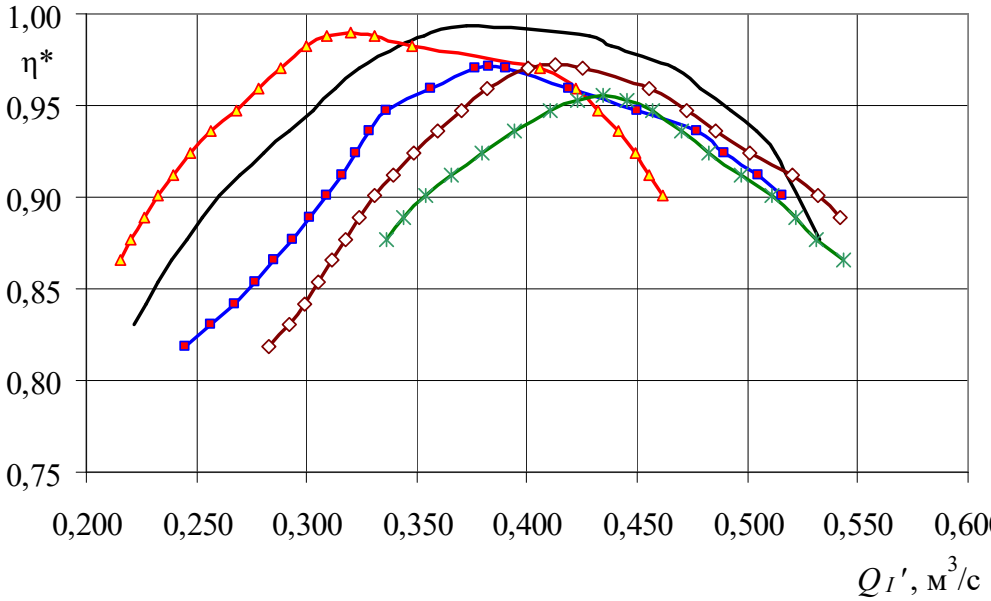
— РК5217-7; –Δ– РК5217-8-100; –□– РК5217-8-80;
–◊– РК5217-8-65; –*– РК5217-8-50

Рисунок 5.5 –Перерізи універсальних характеристик моделей з 5 варіантами РК при n_I' = 80 хв$^{-1}$



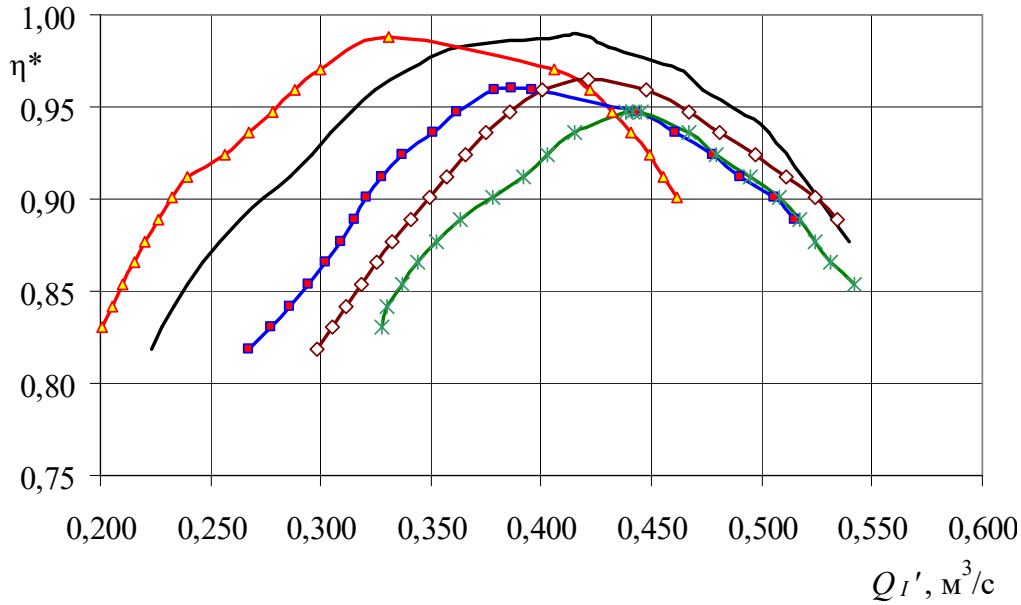
— РК5217-7; –Δ– РК5217-8-100; –□– РК5217-80;
–◊– РК5217-65; –*– РК5217-8-50

Рисунок 5.6 – Перерізи універсальних характеристик моделей з 5 варіантами РК при n_I' = 82,5 хв$^{-1}$



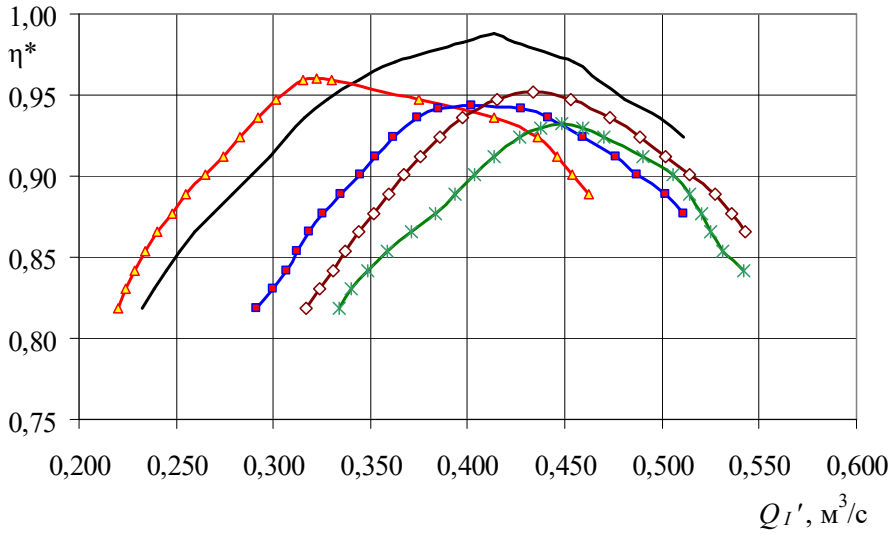
— РК5217-7; –Δ– РК5217-8-100; –□– РК5217-80;
–◊– РК5217-65; –*– РК5217-8-50

Рисунок 5.7 – Перерізи універсальних характеристик моделей з 5 варіантами РК при n_I' = 85 хв$^{-1}$



— РК5217-7; –Δ– РК5217-8-100; –□– РК5217-80;
–◊– РК5217-65; –*– РК5217-8-50

Рисунок 5.8 – Перерізи універсальних характеристик моделей з 5 варіантами РК при n_I' = 87,5 хв$^{-1}$



— РК5217-7; –Δ– РК5217-8-100; –□– РК5217-80;
–◊– РК5217-65; –*– РК5217-8-50

Рисунок 5.9 – Перерізи універсальних характеристик моделей з 5 варіантами РК при $n_I' = 90$ хв$^{-1}$

Збільшення кількості лопатей з 7 до 8 (при 100 % довжині сплітерів, варіант 2), очікувано помітно зменшує пропускну спроможність ПЧ – від 0,365 м^3/с до 0,315 м^3/с в оптимумі характеристики ($n_I' = 80$ хв$^{-1}$). Зі збільшенням приведеної частоти обертання від 77,5 хв$^{-1}$ до 90 хв$^{-1}$ наявність додаткової восьмої лопаті позначається ще в більшій мірі. Різниця приведеної витрати досягає величини 0,090 м^3/с. Максимальні ККД цих варіантів практично рівні до приведеної частоти обертання $n_I' = 87{,}5$ хв$^{-1}$. Подальше збільшення частоти обертання призводить до різкого зниження ККД в варіанті ПЧ з восьмилопатевим колесом РК5217-8-100.

Підрізка сплітерних лопатей до значення 80 % довжини (РК5217-8-80) супроводжується збільшенням пропускної спроможності до величини 0,350 м^3/с, при цьому ККД зменшується приблизно на 2 % в порівнянні з варіантом РК5217-8-100.

Подальше вкорочення 4-х лопатей до 65 % довжини РК5217-8-65 (варіант 4) призводить до збільшення пропускної здатності до 0,375 м^3/с. Рівень ККД в діапазоні приведеної частоти обертання 77,5-85,0 хв$^{-1}$ практично такий же, як і у колеса РК5217-8-80 з лопатями 80 % довжини, а при подальшому підвищенні частоти обертання спостерігається навіть незначне підвищення ККД на 0,6 %.

РК5217-8-50 з 50 % підрізкою чотирьох лопатей показало подальше збільшення пропускної здатності, яке сильніше проявляється зі збільшенням частоти обертання до $n_I' = 90$ хв$^{-1}$, і зниження ККД до величин порядку 82 %.

Збільшення кількості лопатей від 7 у вихідному РК5217-7 до 8 у РК5217-8-100 в турбінному режимі призвело до незначного підвищення максимального ККД при перерізах частоти обертання $n_I'=const$ у діапазоні від 75 хв$^{-1}$ до 80 хв$^{-1}$ і максимального ККД універсальної характеристики взагалі, але не могло призвести до збільшення пропускної здатності. При витратах менше 0,350 м^3/с ПЧ з таким РК має більш високий рівень ККД, а при збільшенні витрат – менший [242, 243].

5.2.2 Результати досліджень в насосному режимі

У насосному режимі випробування проводилися при частоті обертання РК 600 хв$^{-1}$ при 9 відкриттях НА і зміні приведеної подачі Q_I' від 0,100 м^3/с до 0,600 м^3/с [244].

У табл. 5.2 наведено параметри оптимальних режимів і значень відносних ККД в ПЧ насос-турбін у насосному режимі з універсальних характеристик, побудованих за результатами досліджень на гідродинамічному стенді п'яти варіантів РК. В якості відносного ККД тут прийнято відношення поточної його величини до максимального ККД у насосному режимі в ПЧ з вихідним РК5217-7.

Положення оптимуму характеристик насосного режиму зі зменшенням довжини лопатей-сплітерів змінюється за подачею в значно меншій мірі, ніж у турбінному. Так, зміщення оптимуму характеристики при довжині сплітерних лопатей 50 % (РК5217-8-50) відносно РК зі сплітером 100 % (РК5217-8-100) становить 0,025 м^3/с в бік збільшення подачі при зниженні частоти обертання на 1,7 хв$^{-1}$, значення відносного максимального ККД знизилося майже на 2,9 %. Вкорочення лопатей до довжини 80 % і 65 % від вихідної призводить до значно меншого зниження максимального ККД, ніж при 50 % – приблизно на 1 %. При

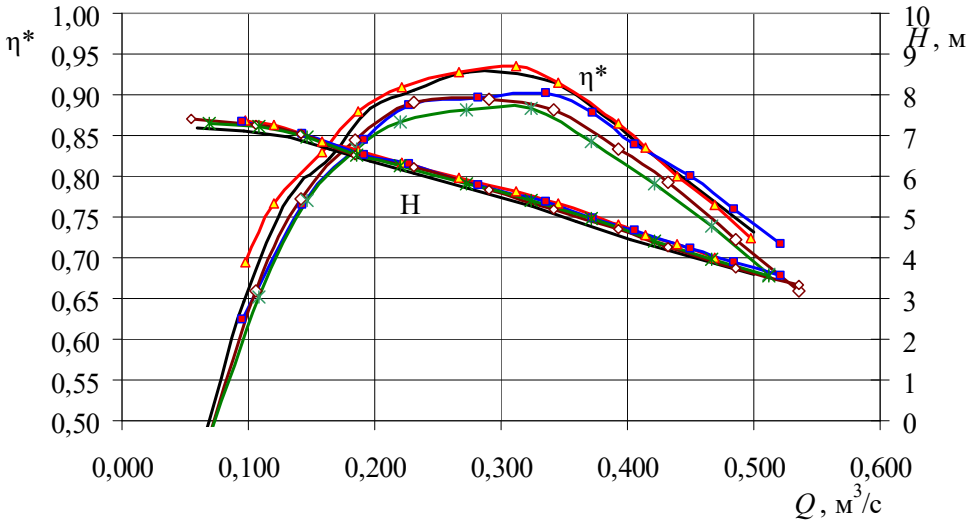
цьому оптимум також змістився в зону більших подач і меншої частоти обертання.

Таблиця 5.2 – Параметри оптимальних режимів і значення максимальних ККД досліджуваних РК в насосному режимі

№ РК	Найменування РК	Параметри РК	Режимні параметри		
			Q_I', м^3/с	n_I', хв$^{-1}$	$\eta^*_{макс}$, %
1	РК5217-7	z = 7, 100 % L	0,395	93,3	100,00
2	РК5217-8-100	z = 8, 100 % L	0,360	93,3	100,69
3	РК5217-8-80	z = 8, 80 % L	0,406	90,0	99,54
4	РК5217-8-65	z = 8, 65 % L	0,392	91,7	99,42
5	РК5217-8-50	z = 8, 50 % L	0,385	91,6	97,80

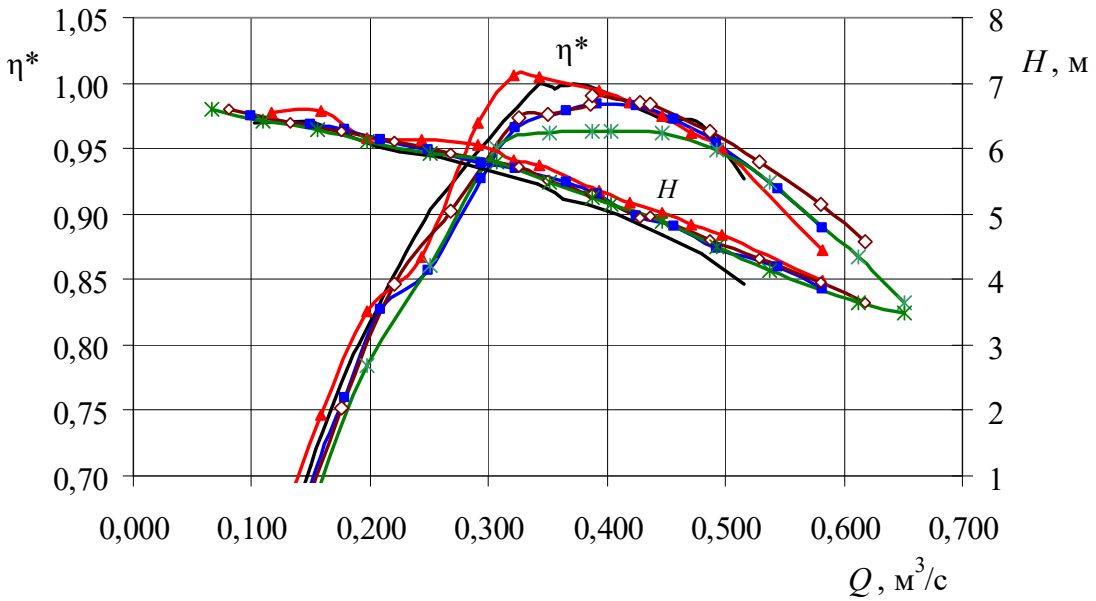
Восьмилопатеве РК5217-8-100 має дещо вище значення максимального ККД відносно вихідного семилопатевого – на 0,69 %. При цьому приведена подача в оптимумі зменшилась на 0,035 м^3/с при рівних значеннях приведеної частоти обертання – 93,3 хв$^{-1}$.

На рис. 5.10–5.15 наведено напірні характеристики – залежності ККД і напору в насосному режимі для вихідного варіанту РК5217-7 і чотирьох варіантів восьмилопатевих коліс зі сплітерами при шести значеннях відкриття НА a_0 12; 22; 24; 26; 28; 30 мм [244].



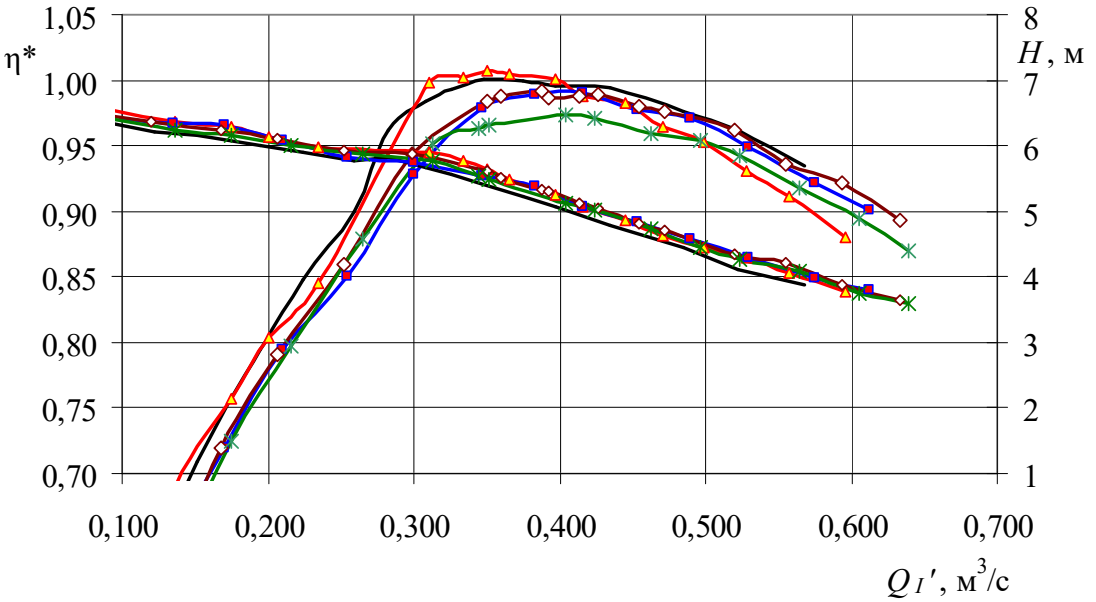
— РК5217-7; –Δ– РК5217-8-100; –□– РК5217-80;
–◊– РК5217-65; –*– РК5217-8-50

Рисунок 5.10 – Залежності відносного ККД і напору в насосному режимі в моделях ПЧ з п’ятьма варіантами РК при відкритті НА a_0 = 12 мм



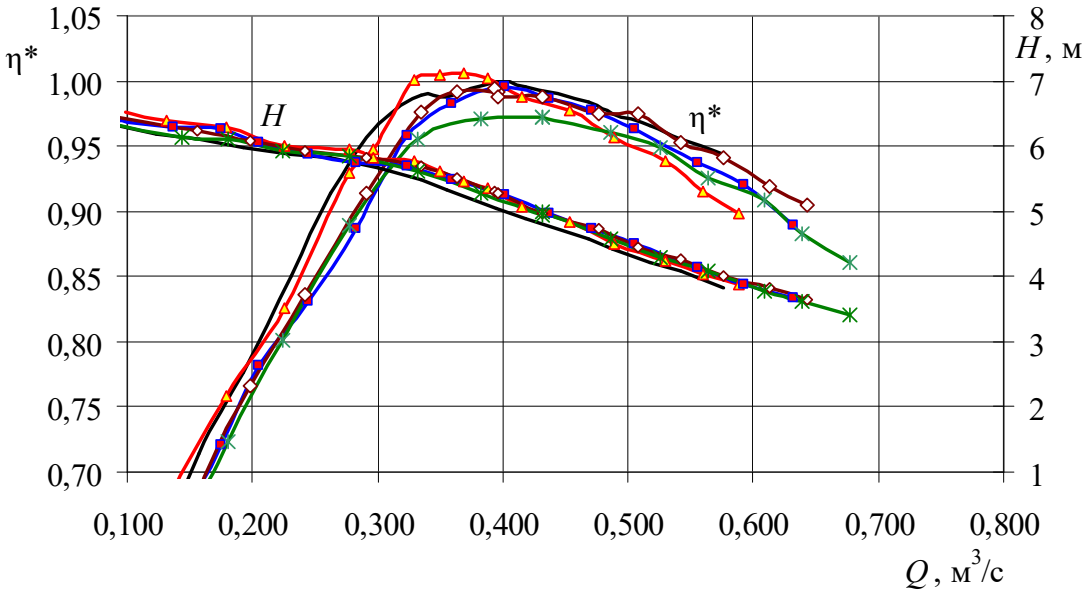
— РК5217-7; –Δ– РК5217-8-100; –□– РК5217-80;
–◊– РК5217-65; –*– РК5217-8-50

Рисунок 5.11 – Залежності відносного ККД і напору в насосному режимі в моделях ПЧ з п’ятьма варіантами РК при відкритті НА a_0 = 22 мм



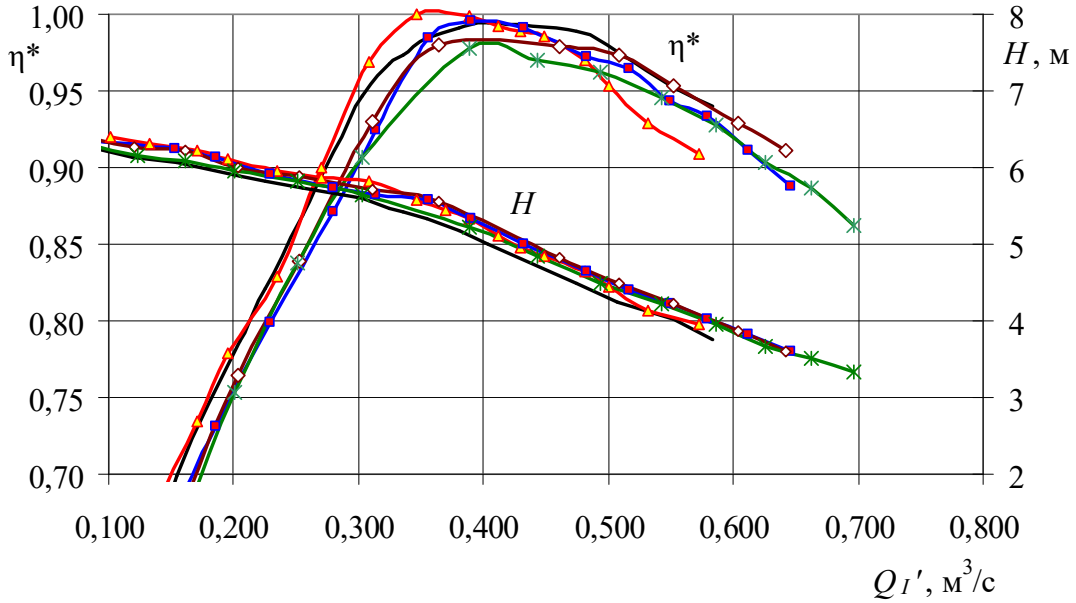
— РК5217-7; –Δ– РК5217-8-100; –□– РК5217-80;
–◊– РК5217-65; –*– РК5217-8-50

Рисунок 5.12 – Залежності відносного ККД і напору в насосному режимі в моделях ПЧ з п’ятьма варіантами РК при відкритті НА a_0 = 24 мм



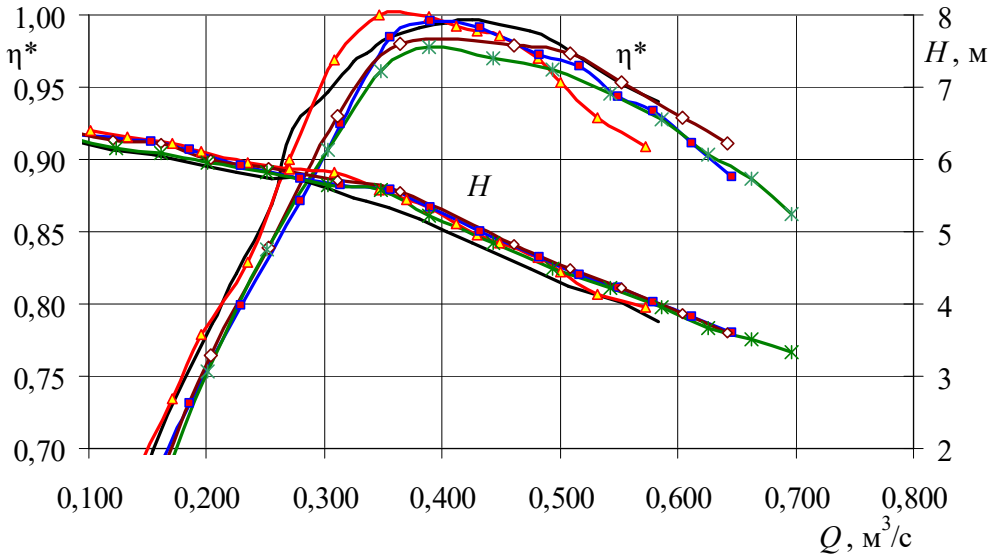
— РК5217-7; –Δ– РК5217-8-100; –□– РК5217-80;
–◊– РК5217-65; –*– РК5217-8-50

Рисунок 5.13 – Залежності відносного ККД і напору в насосному режимі в моделях ПЧ з п’ятьма варіантами РК при відкритті НА a_0 = 26 мм



— РК5217-7; –Δ– РК5217-8-100; –□– РК5217-80;
–◊– РК5217-65; –*– РК5217-8-50

Рисунок 5.14 – Залежності відносного ККД і напору в насосному режимі в моделях ПЧ з п’ятьма варіантами РК при відкритті НА a_0 = 28 мм



— РК5217-7; –Δ– РК5217-8-100; –□– РК5217-80;
–◊– РК5217-65; –*– РК5217-8-50

Рисунок 5.15 – Залежності відносного ККД і напору в насосному режимі в моделях ПЧ з п’ятьма варіантами РК при відкритті НА a_0 = 30 мм

Як показує аналіз результатів експериментальних досліджень в насосному режимі, форма кривих залежностей напору і ККД від подачі, а також їх значення, у розглянутих варіантів РК в меншій мірі залежать від довжини лопатей, ніж у турбінному. При малих значеннях відкриття НА (до 20 мм) восьмилопатеве РК5217-8-100 з однаковими лопатями майже у всьому діапазоні подач має вищі значення ККД, ніж у вихідного семилопатевого РК5217-7. При всіх значеннях відкриття НА в діапазоні подач до Q_I' <0,400 м^3/с моделі з РК 5217-7 і РК5217-8-100 мають більш високий рівень ККД відносно інших. Вкорочування лопатей РК призвело до зниження рівня ККД і зміщення режимних точок з максимальними значеннями ККД в бік більших приведених подач.

Напірні характеристики моделей зі всіма варіантами РК при всіх значеннях відкриттів НА плавні і мають подібну форму. При всіх відкриттях НА найбільш напірним є восьмилопатеве РК5217-8-100 з лопатями однакової вихідної довжини. При зменшенні довжини сплітерних лопатей напірність РК плавно знижується. Найменш напірне РК – вихідне семилопатеве РК5217-7 [244].

5.3 Чисельні дослідження впливу геометричних параметрів сплітерів робочих коліс на характеристики моделей насос-турбіни

5.3.1 Результати чисельних досліджень в турбінному режимі

Дослідження проведено за допомогою програми *IPMFlow* для моделі з діаметром РК 350 мм. Розрахункова область містила по одному каналу НА і РК. Розрахункова сітка з шестигранними комірками, структурована. Кількість комірок на канал: в НА 72·72·80=414720, в РК 72·72·100=518400. Поблизу стінок виконано згущення сіток, параметр y^+ не перевищував значення 12.

Дослідження проведено для режимних точок, що були взяті з протоколів експериментальних досліджень на гідродинамічному стенді та розташованих на лінії відкриттів НА з максимальним значенням ККД кожного з варіантів РК.

Умови, що задаються на границях розрахункових областей:

– на вході в НА – вектор швидкості, що відповідає необхідній витраті;

– на стінках – умова прилипання, тобто швидкість дорівнює нулю;

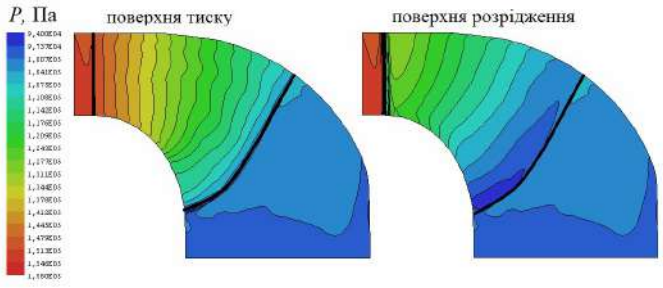
– на виході з РК – статичний тиск 100 000 Па.

На рис. 5.16 наведено комп'ютерну модель РК5217-8-65 зі сплітером довжини 65 %. На рисунку для наочності наведено також профілі колон статора, які при цих чисельних дослідженнях не входили в розрахункову область.

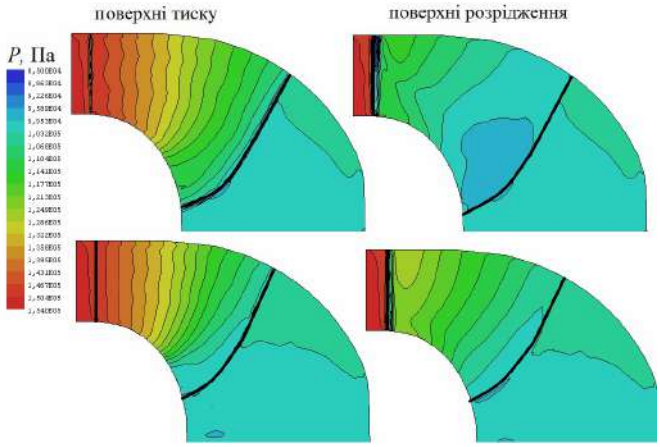


Рисунок 5.16 – Комп'ютерна модель РК5217-8-65 зі сплітером довжини 65 %

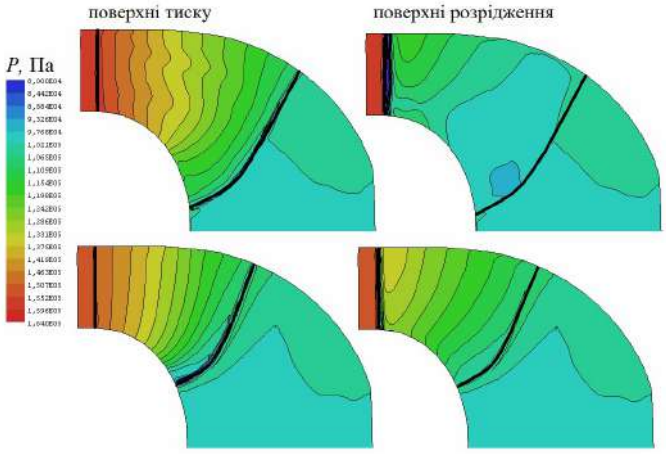
На рис. 5.17 наведено розподіл тиску на напірних поверхнях (ліворуч) і розрідження (праворуч) основних лопатей і сплітерів восьмилопатевих РК при режимах максимального ККД на оптимальному відкритті НА [242, 243].



а

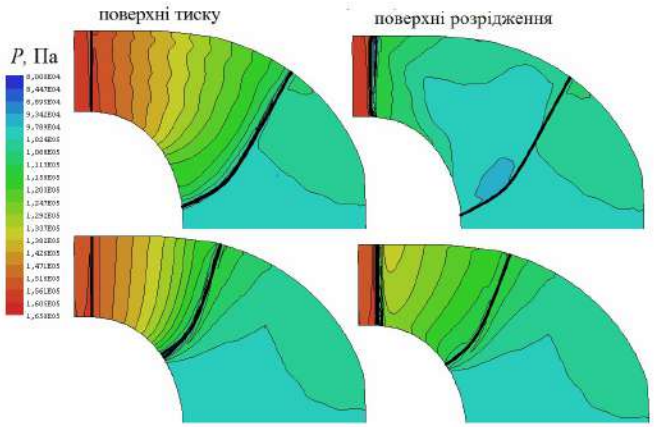


б



в

Рисунок 5.17 – Розподіл тиску на напірних поверхнях і поверхнях розрідження лопатей РК при оптимальних турбінних режимах:
а – РК5217-8-100; б – РК5217-8-80; в – РК5217-8-65



г

Рисунок 5.17, аркуш 2: г – РК5217-8-50

Як видно з рисунку, у РК на напірній стороні (ліворуч) розподіл тиску вздовж лопаті від входу до виходу рівномірний як на основних (вихідних) лопатях, так і на сплітерних усіх довжин. На стороні розрідження (праворуч) на сплітерних лопатях розподіл тиску від входу до виходу рівномірний, а на основних – менш сприятливий. У РК5217-8-100 з 8 однаковими лопатями (довжина сплітера 100 %) розподіл тиску рівномірний на обох поверхнях лопаті.

На рис. 5.18 наведено порівняння розрахункових і експериментальних енергетичних характеристик ПЧ з РК зі сплітерами при оптимальних значеннях відкриття НА у вигляді залежності відносного ККД Δη** від частоти обертання [242]. За Δη** тут прийнято різницю між максимальним розрахунковим значенням ККД кожної ПЧ і його поточним значенням – чисельним або експериментальним. Значення кривих *CFD* отримано при дослідженнях за допомогою програми *IPMFlow* розрахункової області, до якої входили канали НА і РК. Для визначення значень ККД, що враховують інші втрати в ПЧ (криві *CFD full losses*), було визначено у розрахунковий спосіб гідравлічні втрати у СК зі статором та ВТ, а також дискові та об’ємні втрати [233].

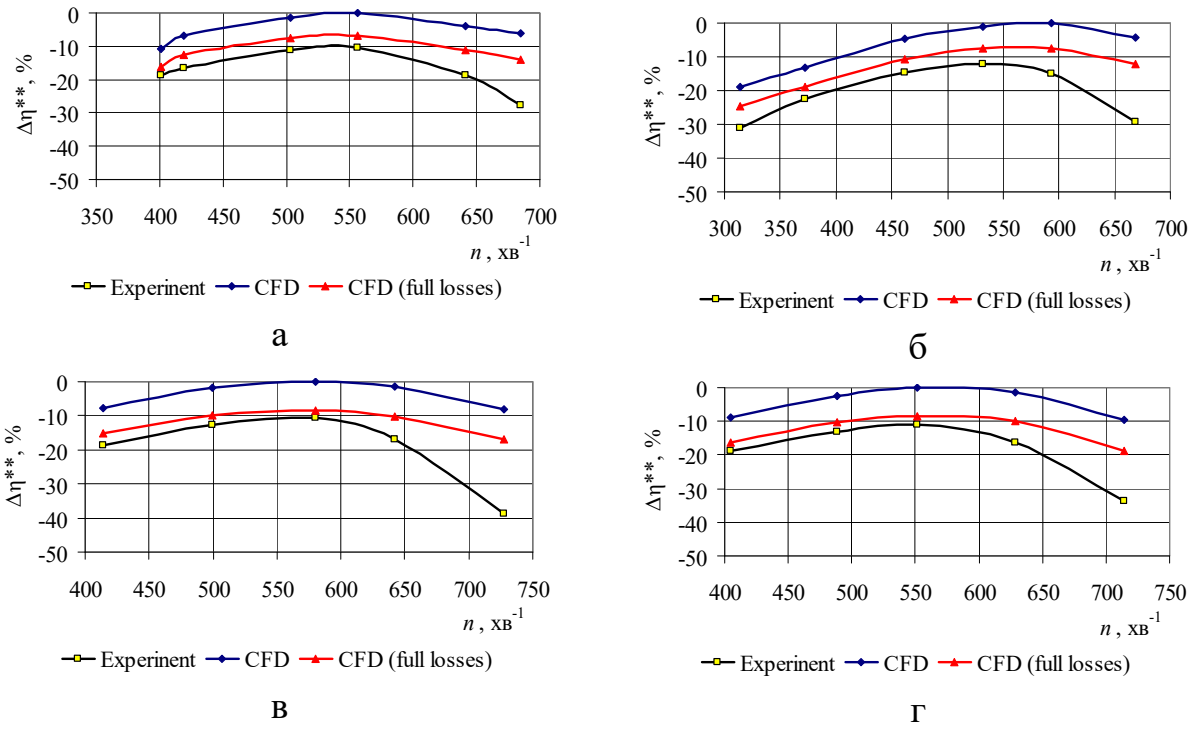


Рисунок 5.18 – Порівняння розрахункових і експериментальних характеристик ПЧ з РК зі сплітерами у турбінному режимі:
а – РК5217-8-100; б – РК5217-8-80; в – РК5217-8-65; г – РК5217-8-50

Аналіз наведених вище результатів показав задовільне якісне співвідношення отриманих даних чисельних і експериментальних досліджень всіх ПЧ з РК зі сплітерами. Найменша різниця між розрахунковими і експериментальними кривими ККД у всіх варіантів ПЧ спостерігається при режимах з максимальним ККД. При збільшенні частоти обертання ця різниця дещо збільшується, при зменшенні – залишається практично постійною [242, 243].

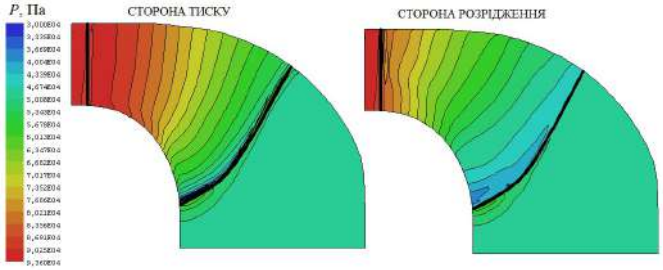
Задовільне якісне узгодження результатів чисельних і експериментальних досліджень дає обґрунтовану можливість проводити селективні чисельні дослідження залежності енергетичних характеристик від геометричних параметрів РК зі сплітерними лопатями.

5.3.2 Результати чисельних досліджень в насосному режимі

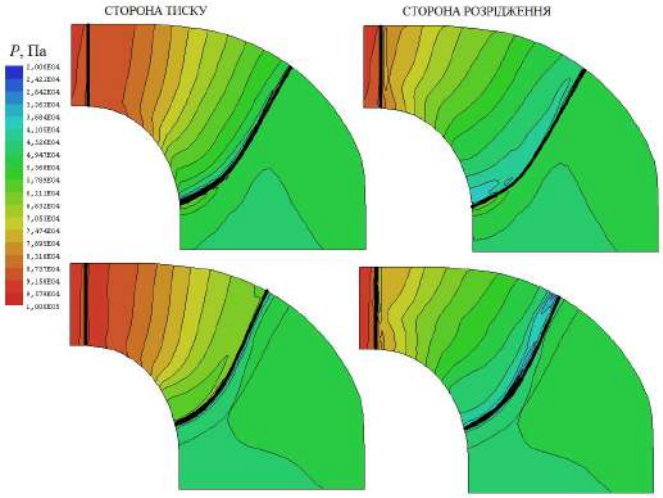
Дослідження впливу довжини сплітерних лопатей на структуру потоку і енергетичні характеристики моделі ПЧ в насосному режимі проведено при

відкритті НА a_0=26 мм, що є оптимальним для всіх варіантів РК. Розрахункова область містила по одному каналу РК і НА. Параметри розрахункової сітки були прийняті такі ж, як і при дослідженні течії в турбінному режимі (зрозуміло, змінено місцями «вхід» і «вихід»). Режимні точки (по 5 для кожної моделі) в широкому діапазоні подач було взято із протоколів результатів експериментальних досліджень на стенді.

На рис. 5.19 наведено розподіл тиску на напірних поверхнях (ліворуч) і розрідження (праворуч) основних лопатей РК і вкорочених всіх досліджених варіантів ПЧ при режимах максимального ККД при відкритті НА a_0=26 мм [244].

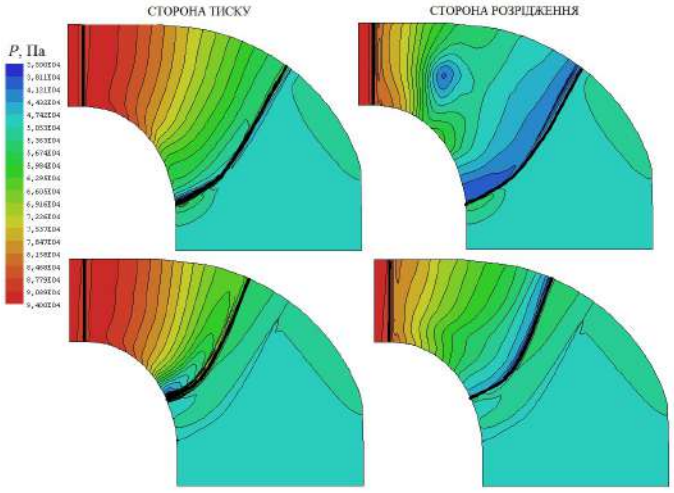


а

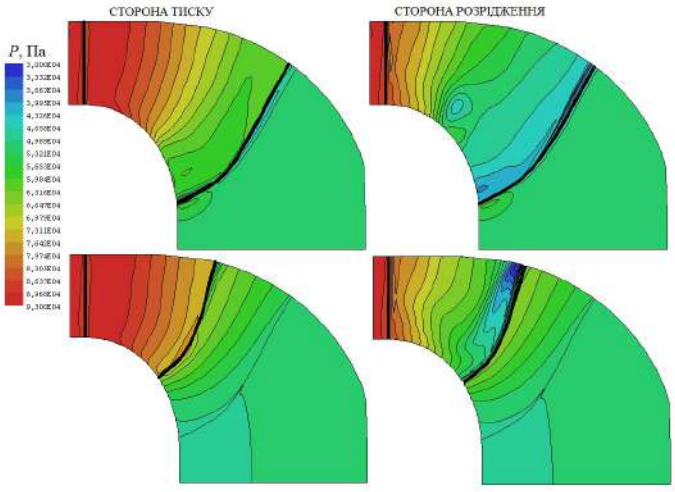


б

Рисунок 5.19 – Розподіл тиску на поверхнях лопатей РК в насосному режимі при відкритті НА a_0=26 мм: а – РК5217-8-100; б – РК5217-8-80



в



г

Рисунок 5.19, аркуш 2: в – РК5217-8-65; г – РК5217-8-50

Як видно, розподіл тиску на напірних поверхнях лопатей як основних, так і вкорочених, досить рівномірний. Виняток – зона всмоктувальної кромки на периферії вкороченої лопаті з 65 % довжиною (РК5217-8-65), де на повороті є зона зниження тиску (рис. 5.19 в). В РК5217-8-100 і РК5217-8-80 на стороні розрідження розподіл тиску досить рівномірний як на вихідних, так і на вкорочених лопатях. В РК5217-8-65 і РК5217-8-50 посередині основних лопатей спостерігаються зони зниження тиску. В РК5217-8-50 (рис. 5.19 г) наявне зниження тиску поблизу всмоктувальної кромки в районі маточини.

На рис. 5.20 наведено порівняння експериментальних і розрахункових залежностей ККД і напору від подачі при відкритті НА a_0=26 мм для чотирьох варіантів РК.

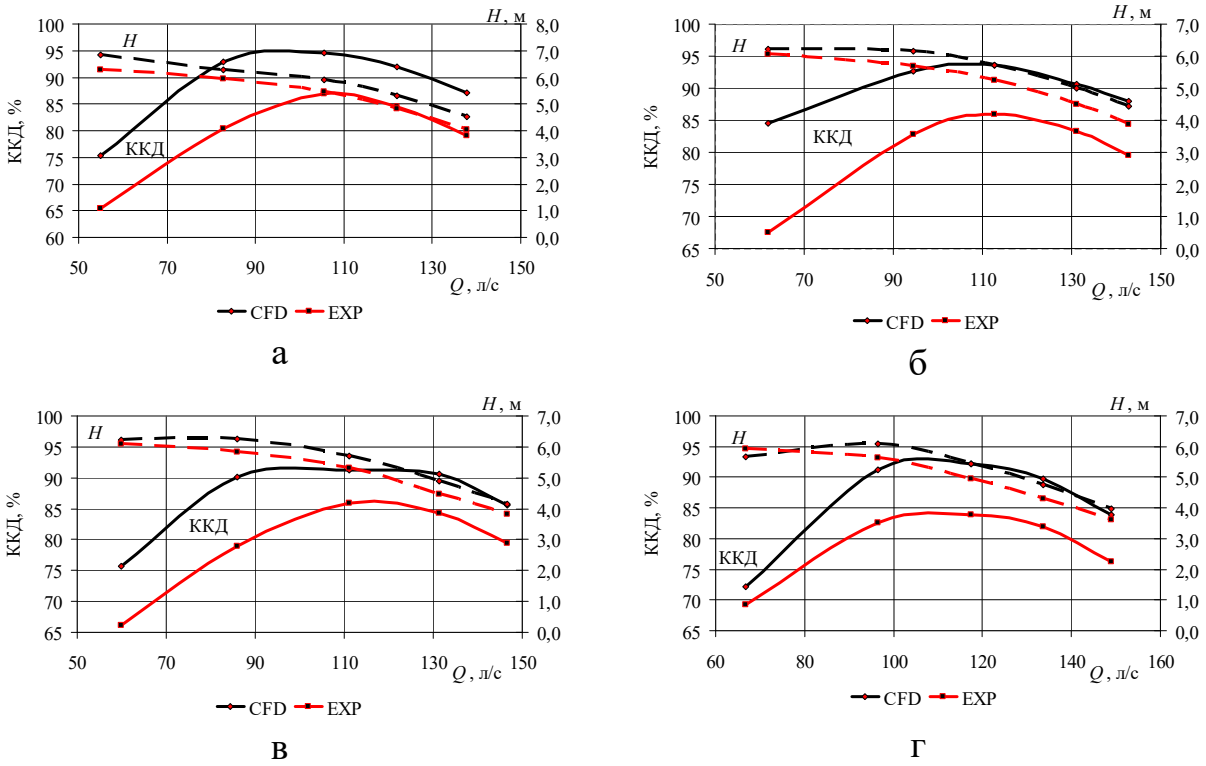
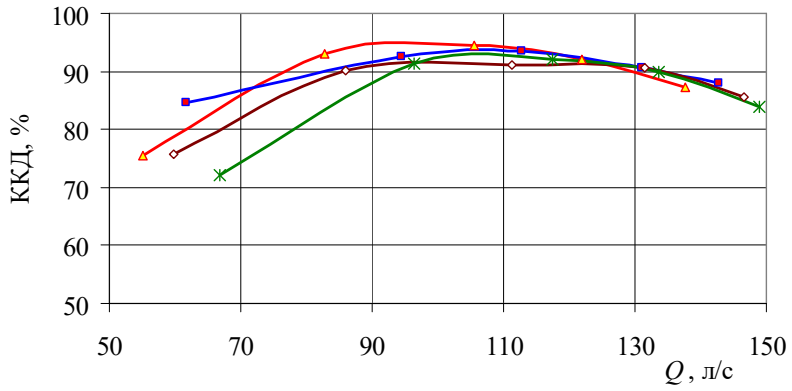


Рисунок 5.20 – Порівняння експериментальних і розрахункових залежностей ККД і напору від подачі при відкритті НА a_0=26 мм для:
а – РК5217-8-100; б – РК5217-8-80; в – РК5217-8-65; г – РК5217-8-50

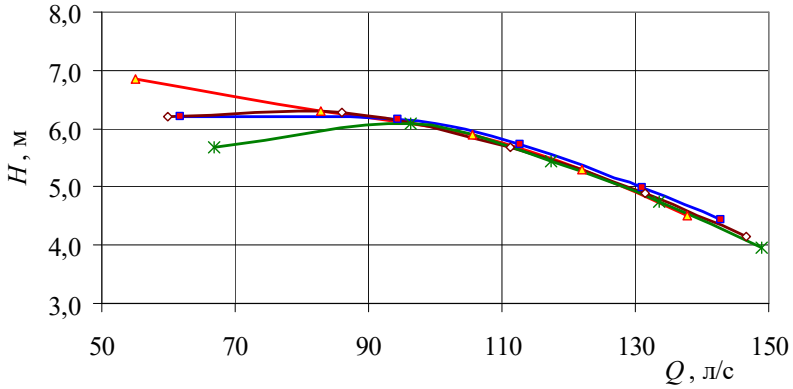
При чисельному визначенні ККД і напорів моделей ПЧ не враховано гідравлічні втрати у ВТ, статорі і СК, а також дискові та об'ємні втрати. Видно, що як криві ККД, так і напірні характеристики всіх РК мають задовільну якісну узгодженість.

На рис. 5.21 наведено порівняння кривих ККД і напірних характеристик чотирьох варіантів РК при відкритті НА a_0=26 мм.

Як видно з рис. 5.21, значення ККД всіх РК при подачах більше 100 л/с, а напорів – більше 90 л/с відрізняються незначно, що відповідає експериментальним дослідженням на гідродинамічному стенді (рис. 5.11). При менших подачах різниця експериментальних і розрахункових результатів збільшується, це можна пояснити тим, що прийнята математична модель краще працює при режимах, в яких незначний рівень пульсацій тиску і ще відсутній помпаж.



а



б

–Δ– РК5217-8-100; –□– РК5217-8-80;
–◊– РК5217-8-65; –*– РК5217-8-50

Рисунок 5.21 – Порівняння розрахункових залежностей ККД і напору від подачі при відкритті НА a_0=26 мм:
а – залежності ККД; б – напірні характеристики

5.4 Чисельні дослідження сплітерних робочих коліс зі збільшеною кількістю лопатей

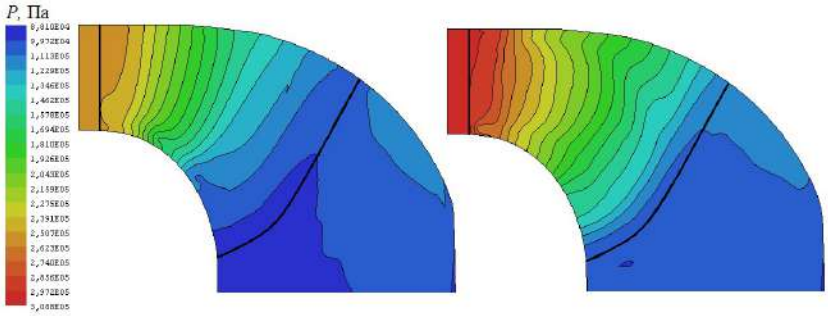
Результати досліджень, що наведені вище, показали вплив довжини сплітерів на енергетичні характеристики ПЧ і задовільну якісну і кількісну відповідність експериментальних і чисельних даних. Це дало обґрунтовану можливість проводити селективні чисельні дослідження енергетичних характеристик ПЧ з РК зі сплітерами з різними геометричними параметрами. Тому на основі результатів, наведених вище, було спроєктовано 4 нових РК з 12 лопатями – 6 «довгих», ідентичних лопатях серії 5217, і 6 вкорочених, довжиною 100, 80, 65 і 50 %. Вони отримали найменування РК5217-12-100, РК5217-12-80, РК5217-12-65, РК5217-12-50 відповідно.

Чисельні дослідження були проведені також за допомогою програми *IPMFlow* з тими ж показниками розрахункової сітки для каналів НА і РК. Діаметр РК 350 мм, напір на вході прийнято 22 м, частота обертання ротора 1200 хв$^{-1}$. Такі умови відповідають вимогам стандарту МЕК 60193 на проведення модельних приймально-здавальних випробувань моделей гідротурбін і насос-турбін. Відкриття НА становили 16; 20; 24 28 мм.

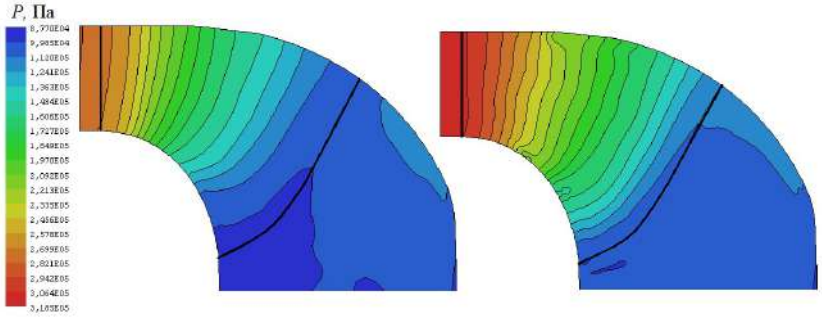
На рис. 5.22 наведено розподіл тиску в середніх меридіональних перерізах каналів РК для 4 варіантів моделей з різною довжиною сплітерів. Перерізи проходять між основними і вкороченими лопатями при частоті обертання, що відповідає номінальному напору на Дністровській ГАЕС, при відкритті НА 24 мм. Ліворуч на рис. 5.22 зображено поля тисків в міжлопатевому каналі у випадку, коли в плані першою за ходом годинникової стрілки розташовано лопать, потім сплітер; праворуч – перший сплітер і далі лопать.

Як видно з рисунку, найбільш рівномірний розподіл тиску, причому як у лівому каналі, так і в правому, спостерігається в каналі РК з довжиною сплітера 65 % від основного (рис. 5.22б). В РК5217-12-50 (рис. 5.22а) вкорочення лопаті до 50 % призвело до суттєвої нерівномірності тиску на периферії в лівому каналі, а в правому – в області маточини. В РК5217-12-80 (рис. 5.22в) спостерігається підвищена нерівномірніть розподілу тиску в правому каналі в області периферії. В РК5217-12-100 (рис. 5.22г) помітна суттєва нерівномірність в області вхідних/напірних кромок, що можна пояснити підвищеною густотою решітки профілів в каналах, пов’язаною з збільшенням кількості лопатей (з 7 до 12) відносно вихідного варіанту РК5217.

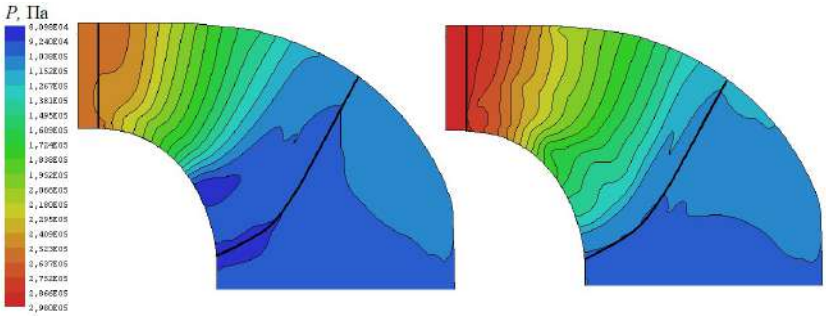
На рис. 5.23 наведено розподіл осьових *Vz*, радіальних *Vr* і колових *Vu* складових абсолютної швидкості на виході з РК при номінальному напорі і відкритті НА a_0= 24 мм для 4-х нових РК, що досліджуються.



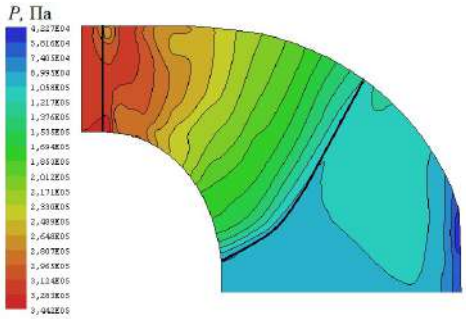
а



б



в



г

Рисунок 5.22 – Поля тиску в міжлопатевих каналах РК при номінальному напорі і відкритті НА a_0= 24 мм (ліворуч – лопать-сплітер, праворуч – сплітер-лопать): а – РК5217-12-50; б – РК5217-12-65; в – РК5217-12-80; г – РК5217-12-100

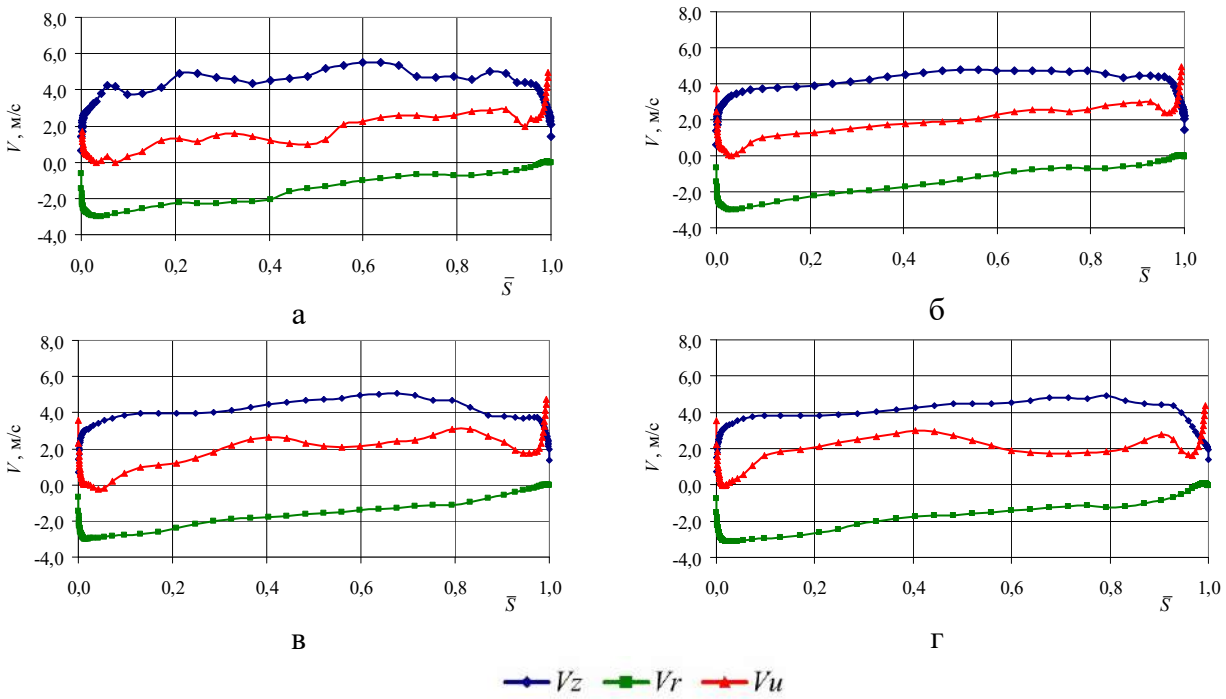


Рисунок 5.23 – Розподіл осьової *Vz*, радіальної *Vr* і колової *Vu* складової швидкості на виході з РК при номінальному напорі і відкритті НА a_0= 24 мм: а – РК5217-12-50; б – РК5217-12-65; в – РК5217-12-80; г – РК5217-12-100

Радіальна складова всіх варіантах РК має практично однакову форму, це пояснюється тим, що розподіл цієї складової визначається в першу чергу формою меридіональних обводів. Криві розподілу осьової і колової складових мають при всіх варіантах РК подібний вигляд, але найбільш рівномірний розподіл цих швидкостей отримано в РК5217-12-65. Це є свідоцтвом кращого спрацювання напору в каналах РК і формування більш сприятливих умов на вході в дифузор ВТ, що має привести к підвищенню ефективності моделі насос-турбіни в цілому.

На рис. 5.24 наведено отримані залежності розрахункового ККД вихідного семилопатевого РК5217 і 4 дванадцятилопатевих (6 вихідних і 6 вкорочених) від витрати при приведеній частоті обертання, що відповідає номінальному напору на Дністровській ГАЕС.

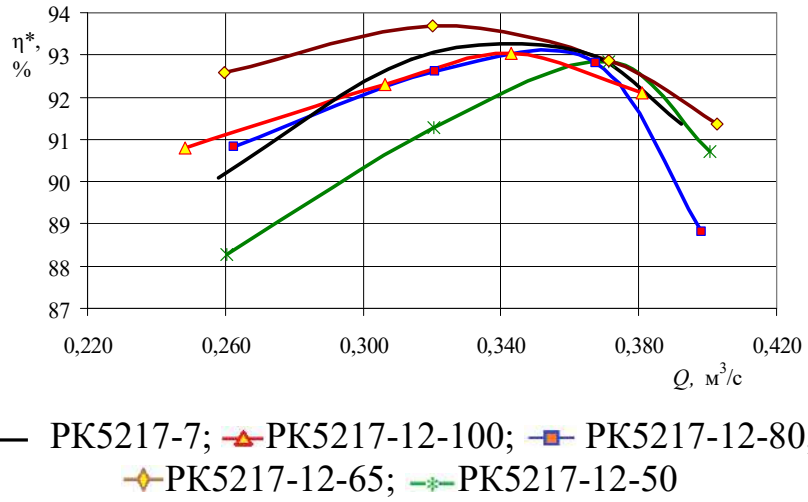


Рисунок 5.24 – Залежності розрахункового ККД ПЧ з РК з різною довжиною сплітера

З рисунку видно, що найкращі показники за рівнем ККД, в першу чергу при менших витратах, в широкому діапазоні роботи має РК5217-12-65. Це має забезпечити більш високий рівень ККД при роботі на режимах часткового навантаження, що дозволяє розширити діапазон безпечної експлуатації насос-турбін в генераторному режимі.

5.5 Висновки до п'ятого розділу

1. Запропоновано метод проєктування робочих коліс радіально-осьового типу зі вкороченими додатковими лопатями – сплітерами, що дозволяє суттєво впливати на структуру потоку в області робочого колеса і на енергетичні характеристики моделей.

2. Експериментальні дослідження моделей ПЧ з РК зі сплітером в турбінному режимі показали, що укорочення лопатей при восьмилопатевому варіанті РК призводить до зниження рівня максимального ККД ПЧ та зміщенню його положення на універсальній характеристиці в бік більших витрат при майже незмінній приведеній частоті обертання.

3. В турбінному режимі ПЧ з восьмилопатевим РК при приведеній витраті $Q_1' < 0{,}350$ м^3/с має більш високе значення ККД, ніж семилопатеве, при

витраті $Q_I' > 0{,}350$ м^3/с – менше, на всіх перерізах $n_I' = const$ універсальної характеристики.

4. В насосному режимі укорочення лопатей також призводить до зменшення максимального ККД і його положення на універсальній характеристиці, але в значно меншій мірі, ніж у турбінному режимі.

5. В насосному режимі укорочення лопатей призводить до незначного зниження напору у всьому діапазоні роботи і при всіх значення відкриттів НА, причому форма напірної характеристики практично не змінюється. Напір в моделях з РК зі сплітерами, навіть довжиною 50 %, вище ніж у вихідної з семилопатевим РК при всіх режимах роботи.

6. Порівняння чисельних і експериментальних результатів досліджень впливу довжини сплітера РК на характеристики потоку в ПЧ моделі насос-турбіни середньої швидкохідності показало їх задовільну якісну і кількісну відповідність в широкому діапазоні роботи як в турбінному, так і насосному режимах. Це дає змогу при проєктуванні РК зі сплітером обґрунтовано проводити попередні селективні дослідження в чисельний спосіб, а остаточні – в експериментальний, що дозволить суттєво скоротити час і вартість проєктування.

7. На основі чисельного дослідження впливу геометричних параметрів сплітера на структуру потоку і енергетичні характеристики встановлено, що ПЧ зі сплітерним РК 6+6 має найкращі показники в турбінному режимі при довжині сплітерних лопатей 65 % від основних.

8. Публікації за темою розділу:

Русанов А.В., Агібалов Є.С., Хорєв О.М., Биков Ю.А., Максименко-Шейко К.В. URL: . https://ipmach.kharkov.ua/wp-content/uploads/2019/10/ Abstracts-of-section-2-of-UE-2019.pdf (дата звернення 02.04.2026).

Rusanov, A., Khoryev, O., Agibalov, Y., Bykov, Y., & Korotaiev, P. (2021). *Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with spliters in turbine mode*. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., & Kritskiy, D. (eds.). *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering* – 2020. ICTM 2020. Lecture Notes in Networks and Systems. Cham: Springer, vol 188, pp. 427–439. https://doi.org/10.1007/978-3-030-66717-7_36. (*видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

Русанов А.В. Експериментальні і чисельні дослідження моделей радіально-осьових насос-турбін зі сплітером в турбінному режимі / Русанов А.В., Хорєв О.М., Агібалов Є.С., Биков Ю.А., Коротаєв П.О.// Актуальні проблеми інженерної механіки. Тези доповідей. Одеса. 2020. – С. 174–177.

Rusanov A., Khoryev O., Agibalov , Bykov Y., Korotaiev P. *Experimental research of Francis pump-turbines with splitters in a pump mode.* In 2020 IEEE KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek), pp. 183–187, 2020. https://doi.org 10.1109/KhPIWeek51551.2020.9250157. (*видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

РОЗДІЛ 6
ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПРОСТОРОВОГО ПРОФІЛЮВАННЯ ЛОПАТЕЙ РОБОЧИХ КОЛІС РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ НАСОС-ТУРБІН НА ЕНЕРГЕТИЧНІ І ПУЛЬСАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

6.1 Метод просторового профілювання лопатей радіально-осьових робочих коліс турбомашин для ГАЕС за допомогою колових навалів

Як показано у розділі 1, одним з перспективних напрямків підвищення ефективності турбомашин для ГЕС і ГАЕС, парових турбін та інших енергетичних машин є просторове профілювання лопатей РК за допомогою навалів.

При застосуванні запропонованих у роботі колових навалів змінюється форма кромок і взаємне розташування профілів лопаті у коловому напрямі за рахунок зсуву втулкового профілю лопаті в бік обертання ротора (позитивний навал, кут навалу $\varphi > 0$) або у протилежний (негативний, кут навалу $\varphi < 0$) (рис. 6.1). Сама ж форма профілів залишається незмінною. Зсув може здійснюватися лінійно відносно висоти РК на вхідній кромці або за поліноміальним чи іншим законом. Такий підхід забезпечує отримання найбільш раціональної форми лопаті, що найкраще взаємодіє з потоком як в області кромок, так і в каналі РК і при формуванні потоку на вході у ВТ [245, 246, 247].

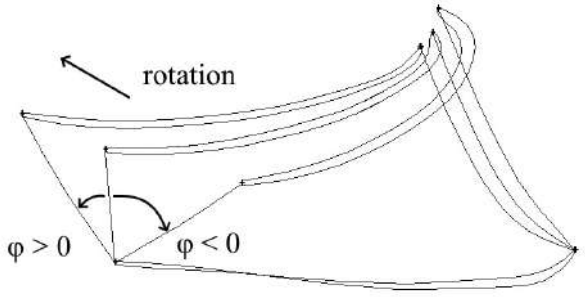


Рисунок 6.1 – Визначення кута колового навалу φ лопатей РК

В роботі було поставлено і вирішено задачу за рахунок застосування просторового профілювання лопатей РК радіально-осьового типу підвищити ефективність насос-турбіни на напір до 200 м та розширити діапазон її роботи в

зону часткових навантажень в генераторному/турбінному режимі [245, 246, 247].

В якості об'єкту дослідження прийнято модель високоефективної радіально-осьової насос-турбіни ОРО170/5217, яку розроблено в ІЕМС і впроваджено на 1–4 гідроагрегатах Дністровської ГАЕС [245, 246, 247]. На сьогодні ці агрегати працюють в діапазоні 70-100 % від номінальної потужності. На агрегатах № 5–7, які намічалося запустити в експлуатацію в найближчі роки, заплановано розширити надійну і безпечну роботу в зону менших витрат до 30 % від номінальної потужності.

ПЧ складалася з СК з круглими перерізами і кутом обхвату в плані 360º, 20 колон статора з можливістю встановлення кільцевого затвору, НА з 20 лопатками позитивної кривизни, робочого колеса РК5217 з 7 лопатями, ВТ з коліном КУ-3РО. В РК5217 всмоктувальна кромка розташована в плані в радіальній площині, кут нахилу напірної кромки в коловому напрямку становить 10º в бік обертання ротора [246, 247].

З метою дослідження впливу просторового профілювання лопатей на енергетичні і пульсаційні характеристики з використанням чисельного і фізичного моделювання було визначено граничні (з точки зору виробництва) значення (φ=+45º і φ=-45º) колового навалу лопаті. Було спроєктовано 2 модифікації РК, що отримали найменування РК5217М і РК5217М2. В РК5217М кут нахилу напірної кромки становить +45º, профіль маточини зсунуто в бік обертання ротора на 12,8º відносно вихідного варіанту, всі інші – у лінійній залежності від висоти РК в районі напірної кромки. В РК5217М2 кут нахилу напірної кромки дорівнює -45º, відповідно профіль маточини зсунуто в бік протилежний обертанню на 18,2º відносно вихідного РК5217. Форма всіх розрахункових профілів цих РК, а також форма меридіональних обводів залишилися незмінними. Комп'ютерну модель вихідної і модифікованих лопатей серії 5217 наведено на рис. 6.2 [246, 247].

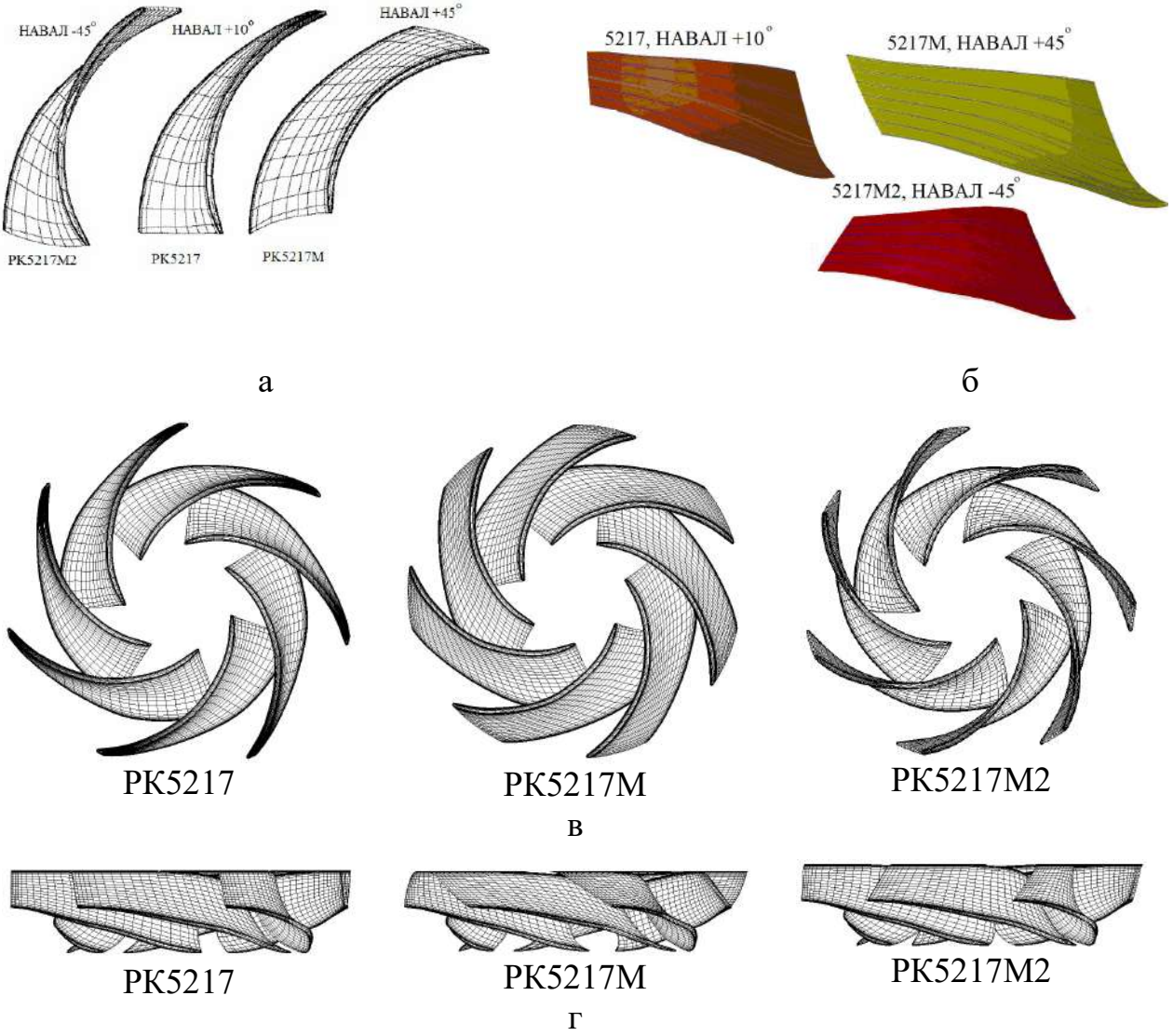


Рисунок 6.2 – Комп'ютерна модель трьох варіантів робочих коліс:
а – план (вид зверху); б – фронтальна проєкція;
в – розрахункова сітка (2й рівень), план; г – розрахункова сітка, фронтальна проєкція

6.2 Чисельні дослідження впливу просторової форми лопатей робочих коліс на структуру потоку і енергетичні показники в турбінному режимі

Чисельні дослідження течії в'язкої нестисливої рідини в ПЧ з трьома варіантами РК серії 5217 було проведено за допомогою програми *IPMFlow*. Розрахунки проведено для моделі з діаметром РК 350 мм, що відповідає розмірам досліджуваних моделей на гідродинамічному стенді ЕКС-30. Розрахункова область містила один канал НА і один канал РК. Шестигранна розрахункова сітка налічувала 72·72·80=414 720 і 80·80·100=640 000 елементів

в каналах НА і РК відповідно зі згущенням поблизу стінок. Значення показника y^+ контролювалося і не перевищувало 10 [246].

Дослідження було проведено при напорі 6 м (що дорівнювало напорам запланованих експериментальних випробувань) при трьох значеннях приведеної частоти обертання n_I': 95; 91; 85 хв$^{-1}$, які відповідають мінімальному, номінальному і максимальному напорам на Дністровській ГАЕС; в широкому діапазоні відкриттів НА: 12; 16; 20; 24; 28 і 34 мм [246, 247].

Вплив колових навалів на структуру потоку оцінювався за розподілом тиску і швидкостей в каналах РК, за епюрами тиску і швидкості на лопатях РК і розподілом компонент швидкості на виході з РК перед входом у дифузор ВТ в широкому діапазоні режимів роботи.

На рис. 6.3–6.11 наведено розподіл тиску і відносної швидкості в середніх меридіональних перерізах каналів РК для трьох варіантів ПЧ серії 5217 при різних характерних значеннях напорів і відкриттів НА [246].

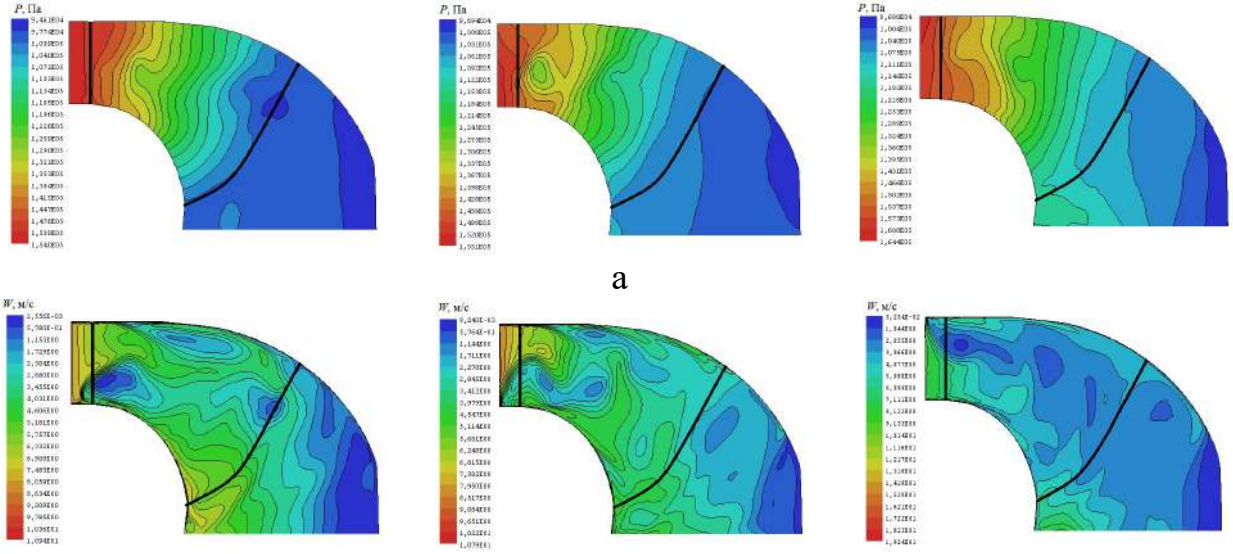
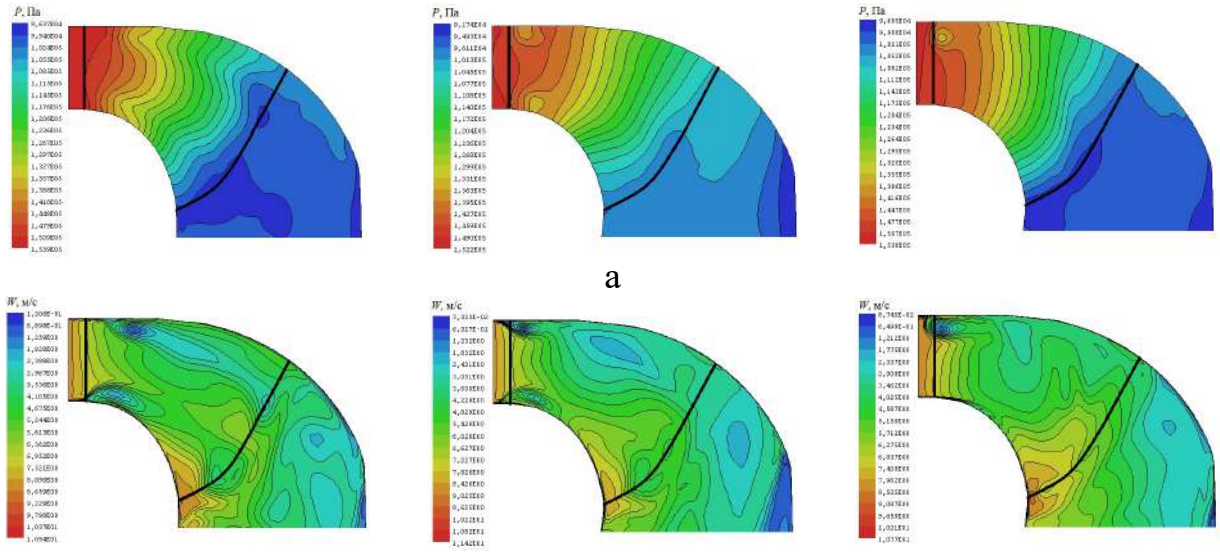


Рисунок 6.3 – Розподіл тиску P і швидкості W в середньому меридіональному перерізі при мінімальному напорі (n_I'=95 хв$^{-1}$) і відкритті НА a_0= 12 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W

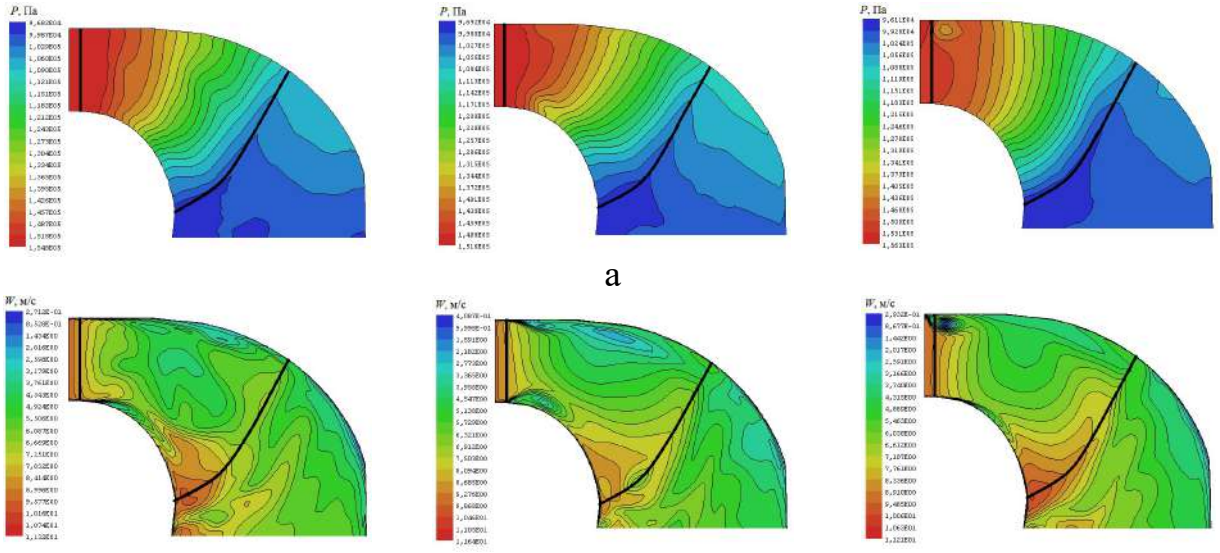


а

б

РК5217 РК5217М РК5217М2

Рисунок 6.4 – Розподіл тиску P і швидкості W в середньому меридіональному перерізі при мінімальному напорі n_1'=95 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 24 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W

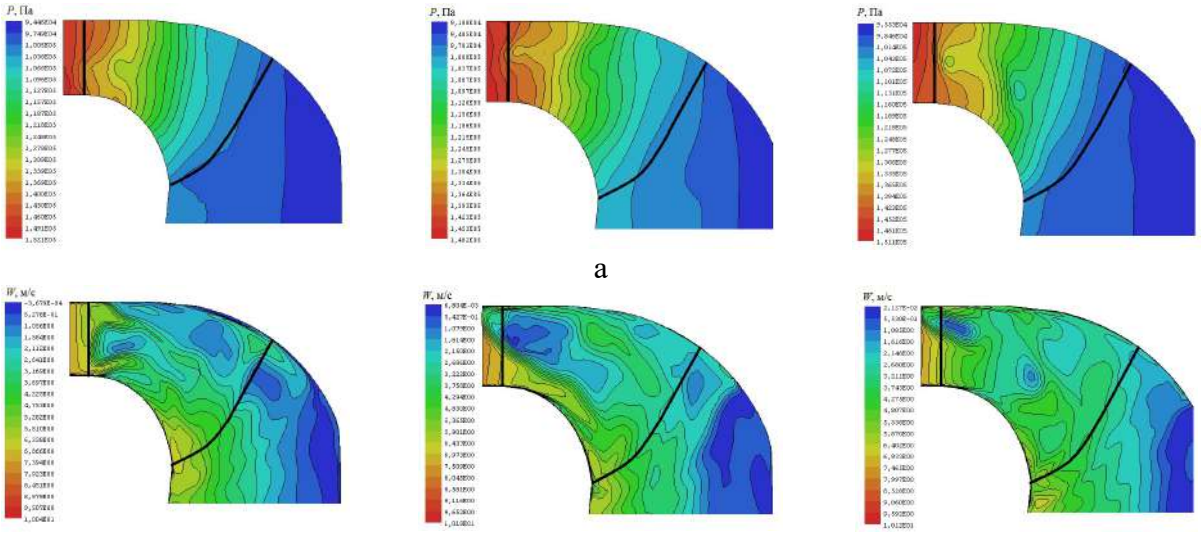


а

б

РК5217 РК5217М РК5217М2

Рисунок 6.5 – Розподіл тиску P і швидкості W в середньому меридіональному перерізі при мінімальному напорі n_1'=95 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 34 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W

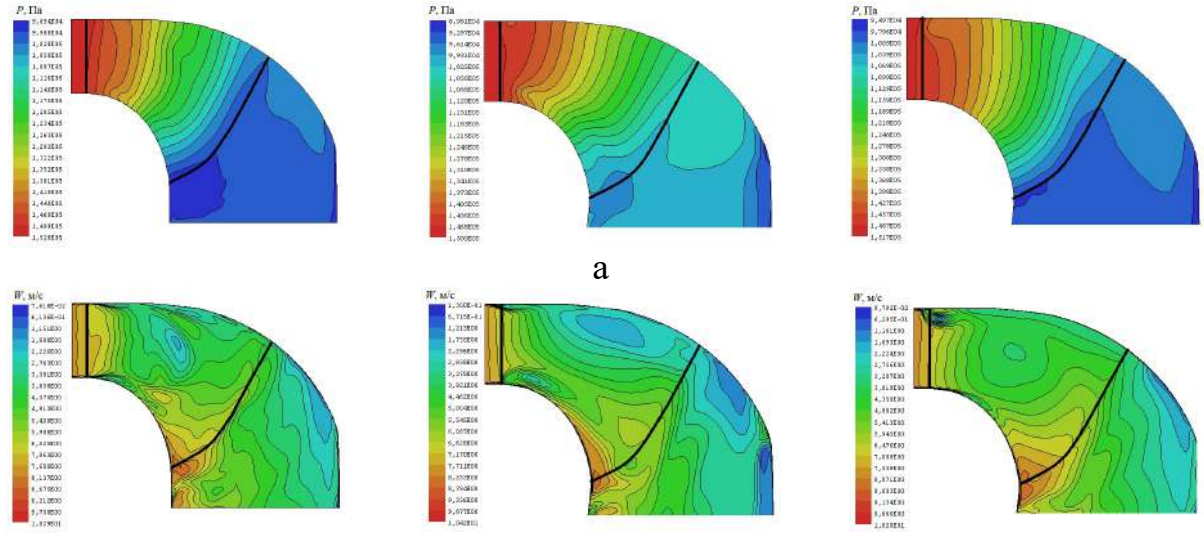


а

б

РК5217 РК5217М РК5217М2

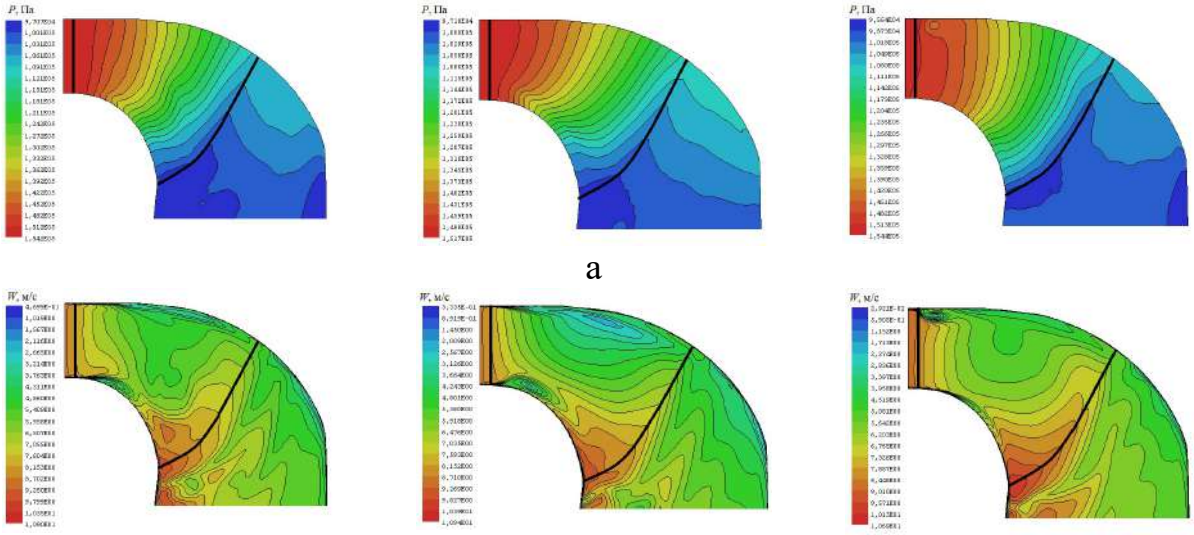
Рисунок 6.6 – Розподіл тиску P і швидкості W в середньому меридіональному перерізі при номінальному напорі n_I'=91 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 12 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W



а

РК5217 РК5217М РК5217М2

Рисунок 6.7 – Розподіл тиску P і швидкості W в середньому меридіональному перерізі при номінальному напорі n_I'=91 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 24 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W

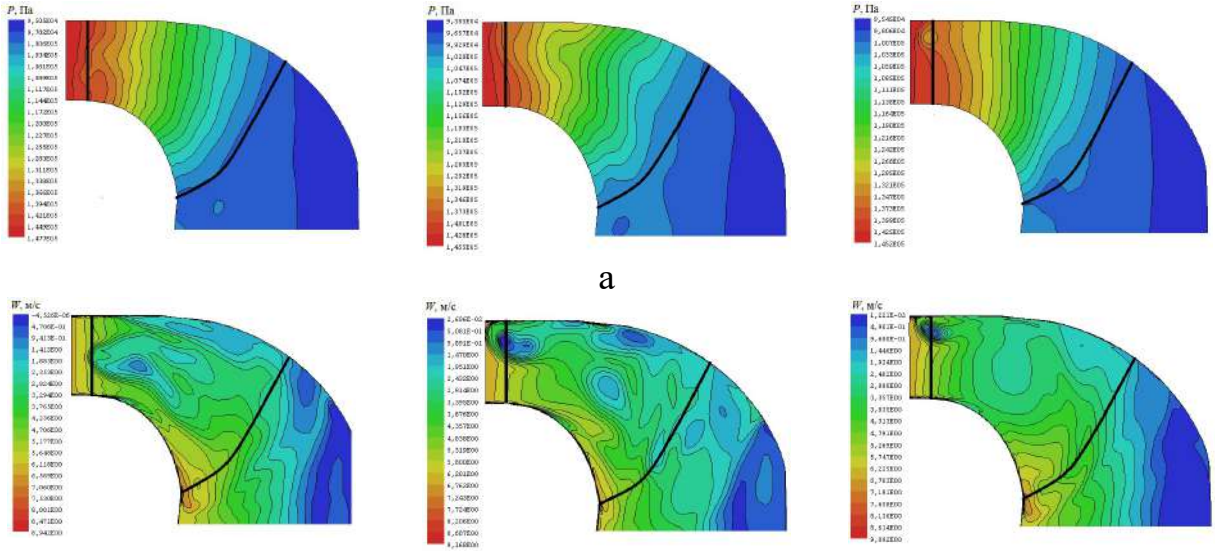


а

б

РК5217 РК5217М РК5217М2

Рисунок 6.8 – Розподіл тиску P і швидкості W в середньому меридіональному перерізі при номінальному напорі $n_I^{'}$=91 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 34 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W

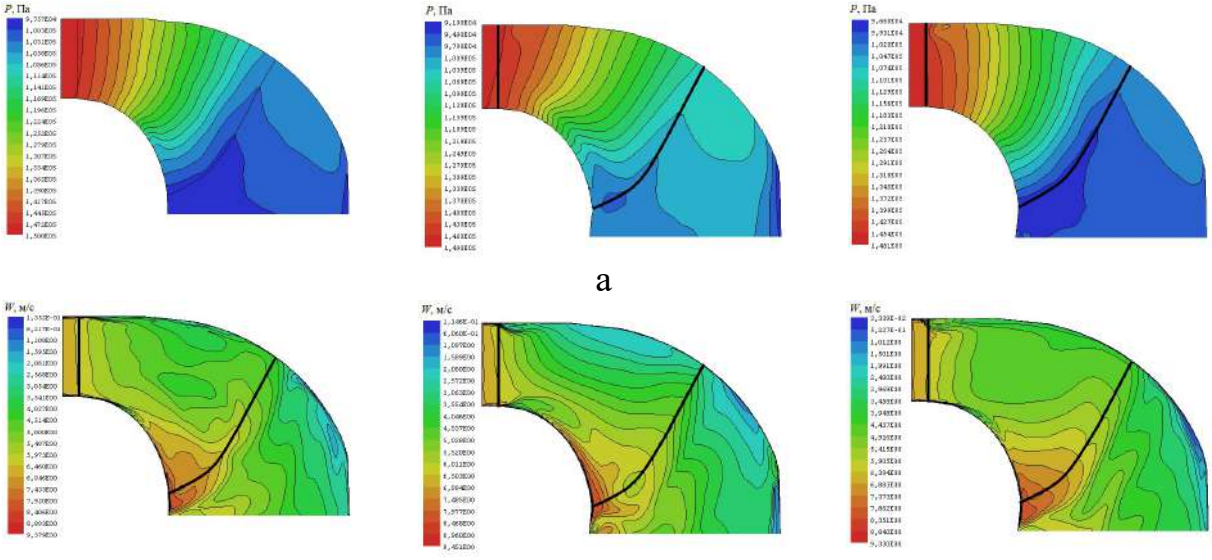


а

б

РК5217 РК5217М РК5217М2

Рисунок 6.9 – Розподіл тиску P і швидкості W в середньому меридіональному перерізі при максимальному напорі $n_I^{'}$=85 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 12 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W

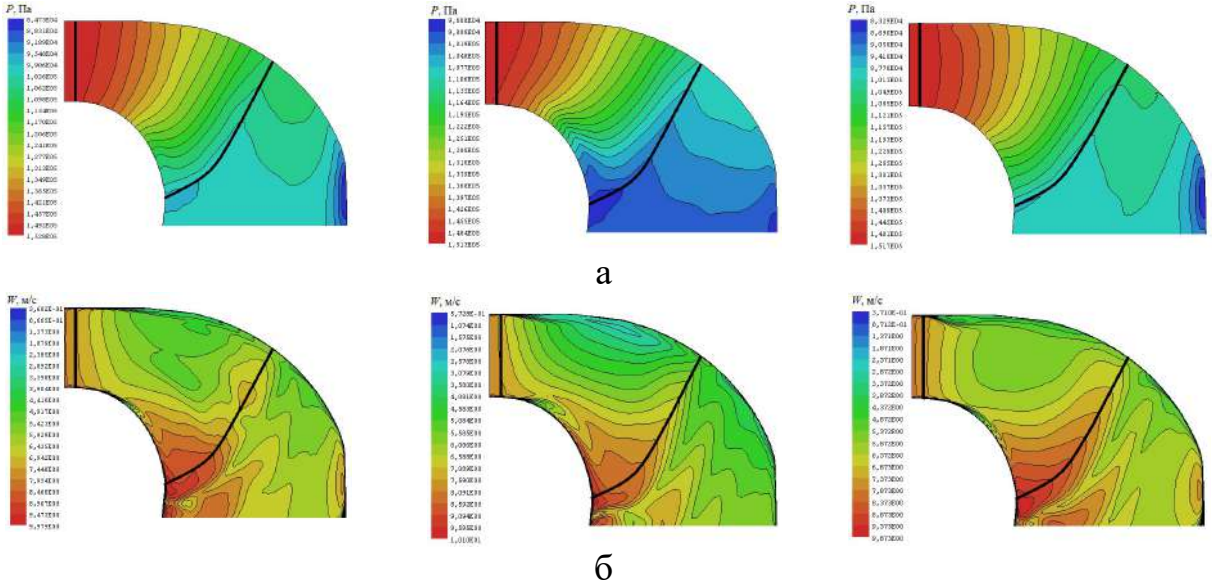


а

б

РК5217 РК5217М РК5217М2

Рисунок 6.10 – Розподіл тиску P і швидкості W в середньому меридіональному перерізі при максимальному напорі $n_I^{'}$=85 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 24 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W



а

б

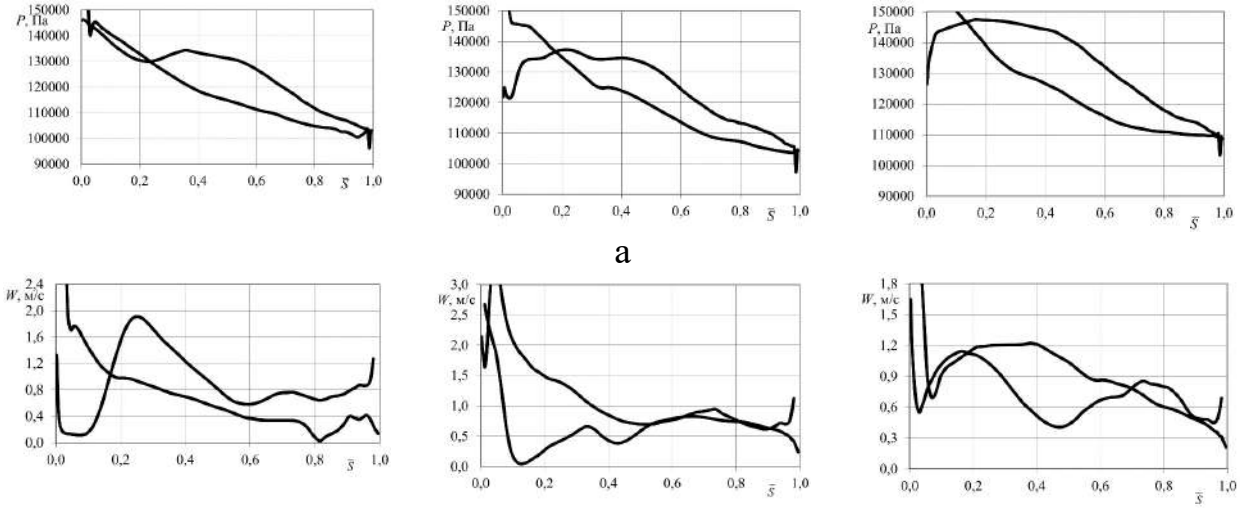
РК5217 РК5217М РК5217М2

Рисунок 6.11 – Розподіл тиску P і швидкості W в середньому меридіональному перерізі при максимальному напорі $n_I^{'}$=85 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 34 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W

Аналіз наведених полів тиску і швидкості в каналах трьох варіантів РК серії 5217 показує, що майже при всіх значеннях напорів і відкриттів НА найбільш рівномірний розподіл як тиску, так і швидкості спостерігається у каналі РК5217М2 з негативним коловим навалом лопатей. Навал в цьому РК

очікувано впливає на поля тиску і швидкості в зоні напірної кромки поблизу втулки, але призводить до найбільш сприятливого їх перерозподілу в периферійній зоні та по всій висоті всмоктувальної кромки. Найменш рівномірний розподіл ізоліній практично при всіх досліджених режимах отримано в каналах РК5217М з позитивним коловим навалом лопатей [246].

На рис. 6.12–6.20 наведено епюри тиску і відносної швидкості вздовж середніх перерізів лопатей трьох варіантів РК серії 5217 при різних значеннях напорів і відкриттів НА [246].

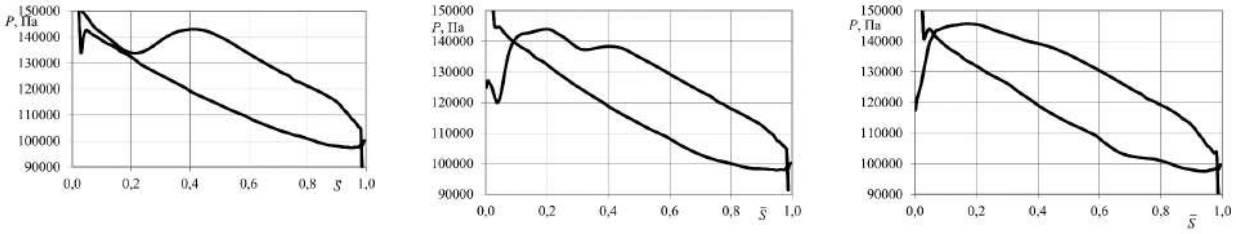


а

б

РК5217 РК5217М РК5217М2

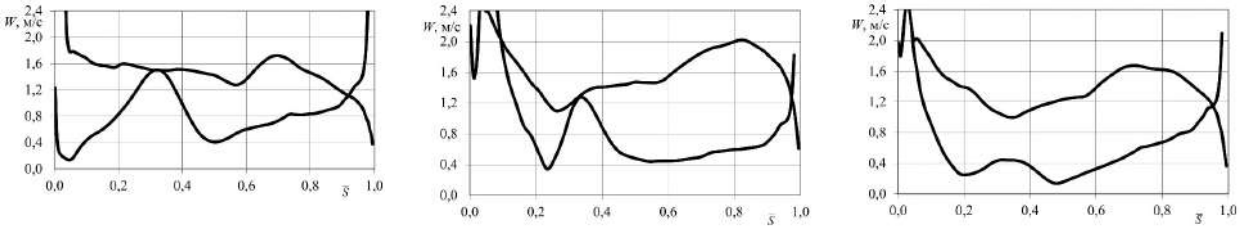
Рисунок 6.12 – Епюри тиску P і швидкості W в середньому перерізі лопаті РК при мінімальному напорі n_I'=95 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 12 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W



а

РК5217 РК5217М РК5217М2

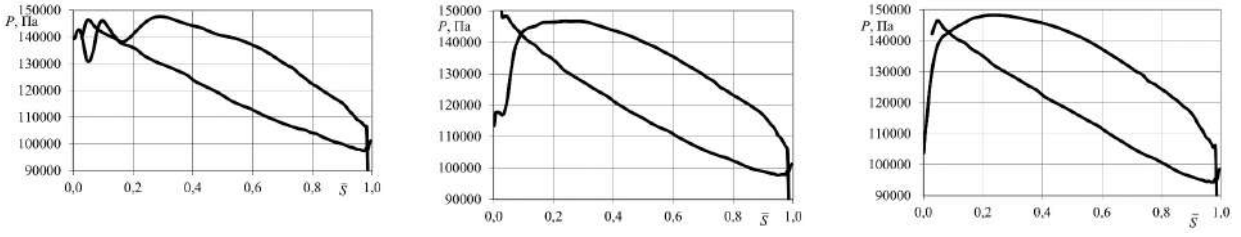
Рисунок 6.13 – Епюри тиску P і швидкості W в середньому перерізі лопаті РК при мінімальному напорі n_I'=95 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 24 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P



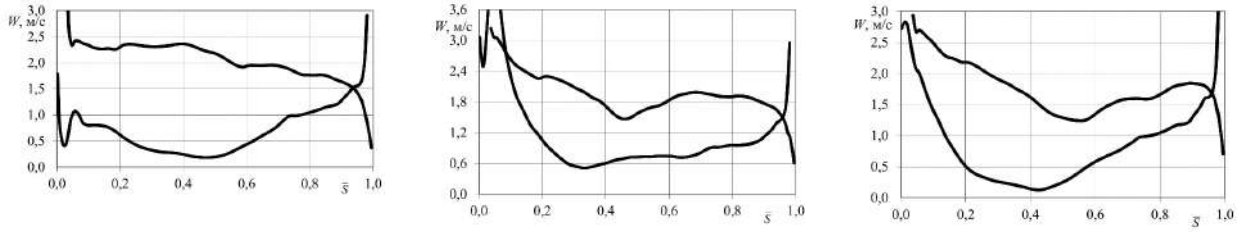
б

РК5217 РК5217М РК5217М2

Рисунок 6.13, аркуш 2: б – розподіл відносної швидкості W



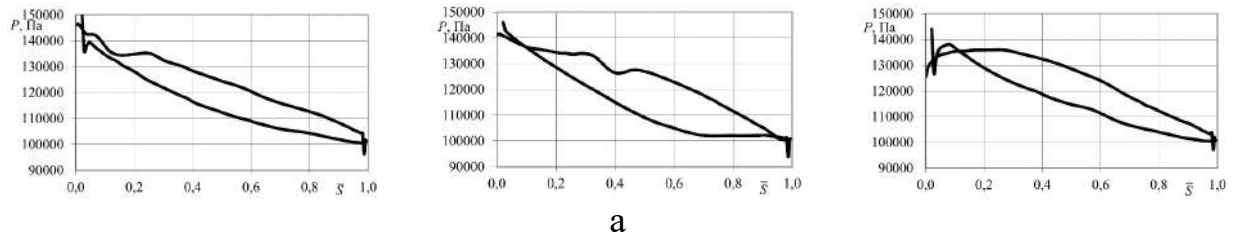
а



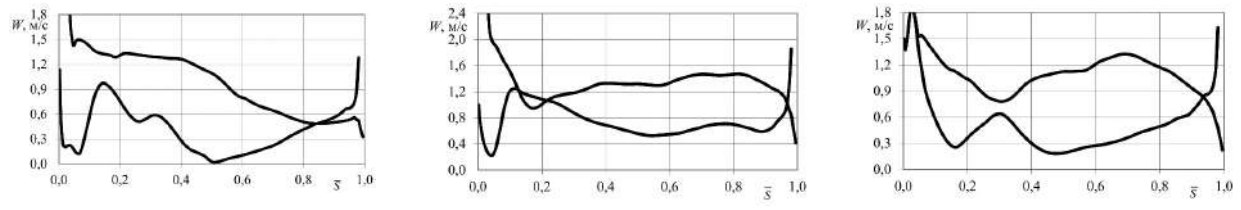
б

РК5217 РК5217М РК5217М2

Рисунок 6.14 – Епюри тиску P і швидкості W в середньому перерізі лопаті РК при мінімальному напорі $n_I^{'}$=95 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 34 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W



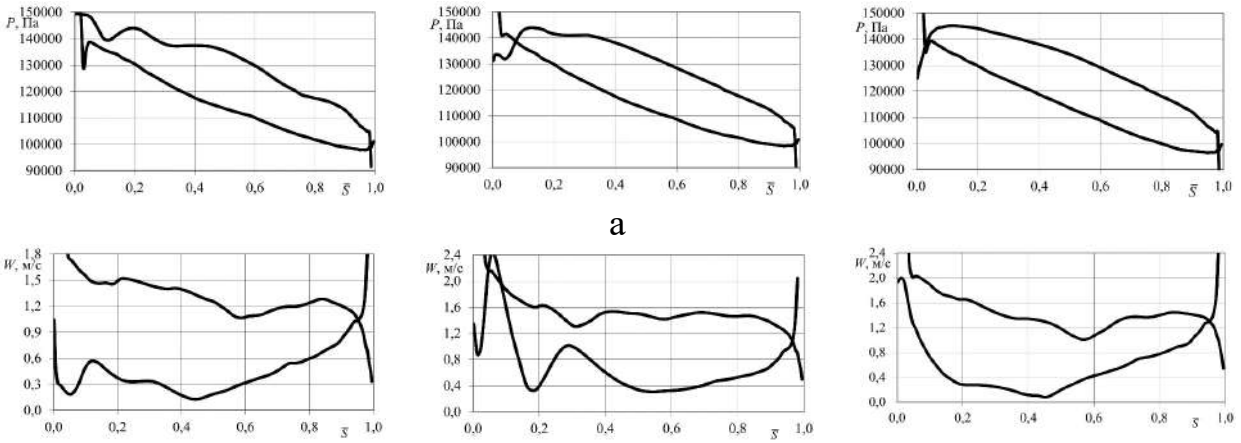
а



б

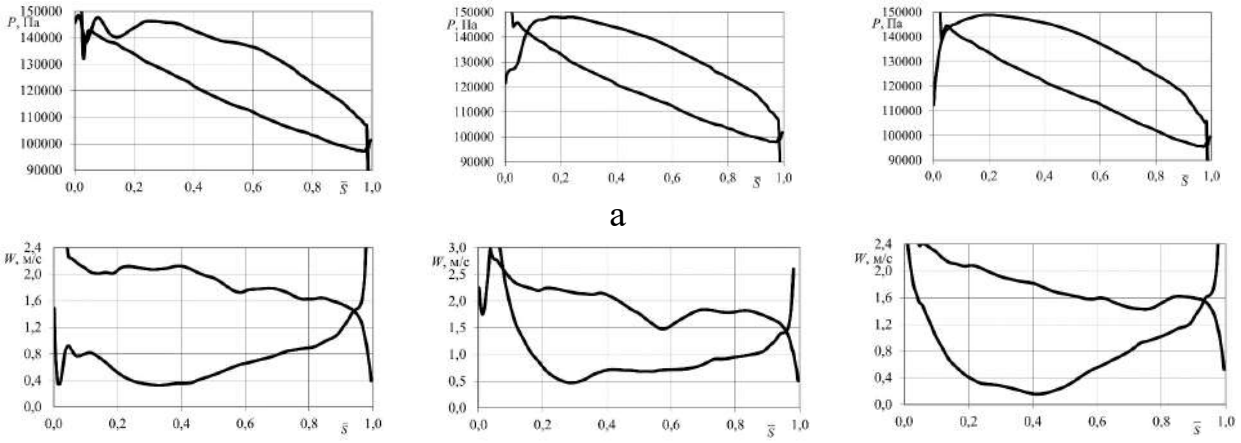
РК5217 РК5217М РК5217М2

Рисунок 6.15 – Епюри тиску P і швидкості W в середньому перерізі лопаті РК при номінальному напорі $n_I^{'}$=91 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 12 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W



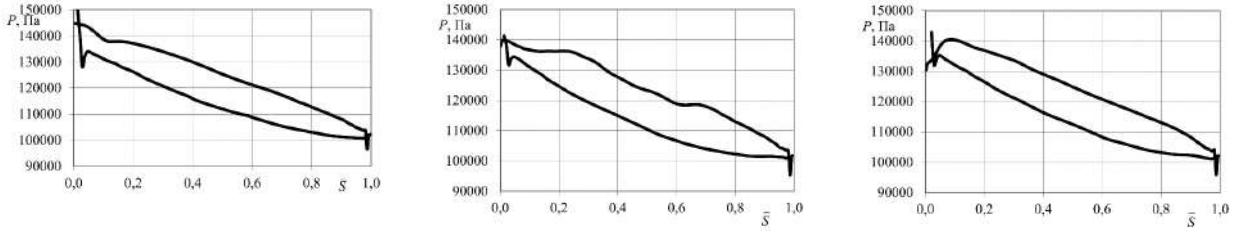
РК5217 РК5217М РК5217М2

Рисунок 6.16 – Епюри тиску P і швидкості W в середньому перерізі лопаті РК при номінальному напорі n_I'=91 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 24 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W



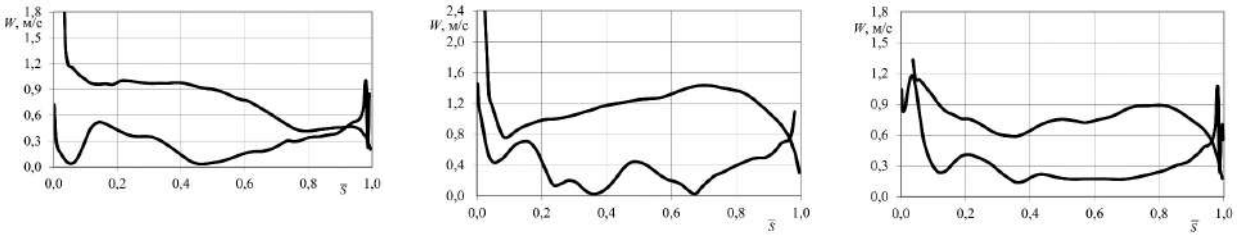
РК5217 РК5217М РК5217М2

Рисунок 6.17 – Епюри тиску P і швидкості W в середньому перерізі лопаті РК при номінальному n_I'=91 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 34 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W



РК5217 РК5217М РК5217М2

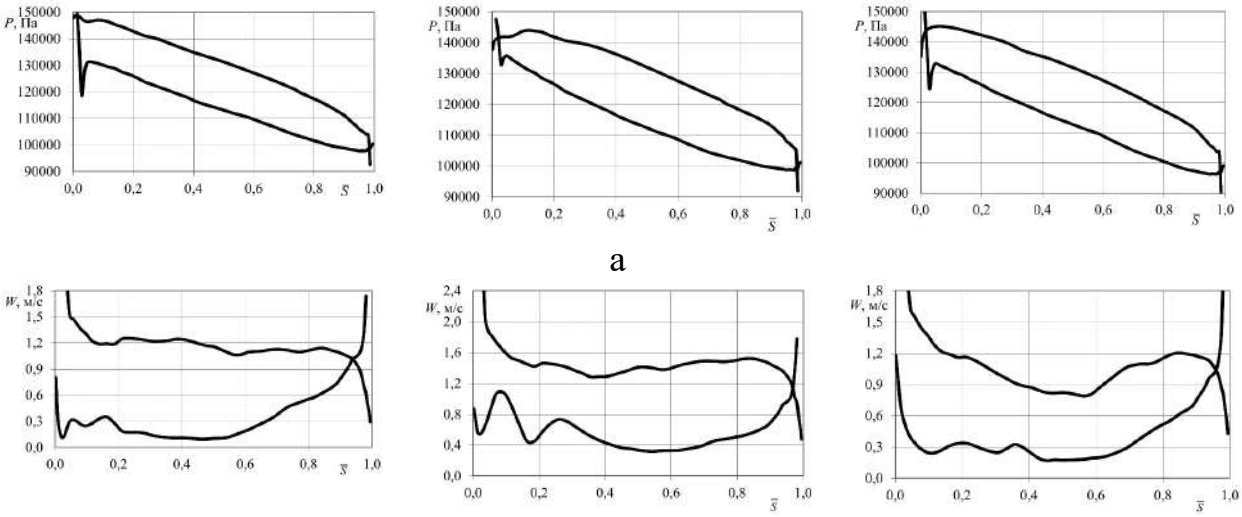
Рисунок 6.18 – Епюри тиску P і швидкості W в середньому перерізі лопаті РК при максимальному напорі n_I'=85 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 12 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P



б

РК5217 РК5217М РК5217М2

Рисунок 6.18, аркуш 2: б – розподіл відносної швидкості W

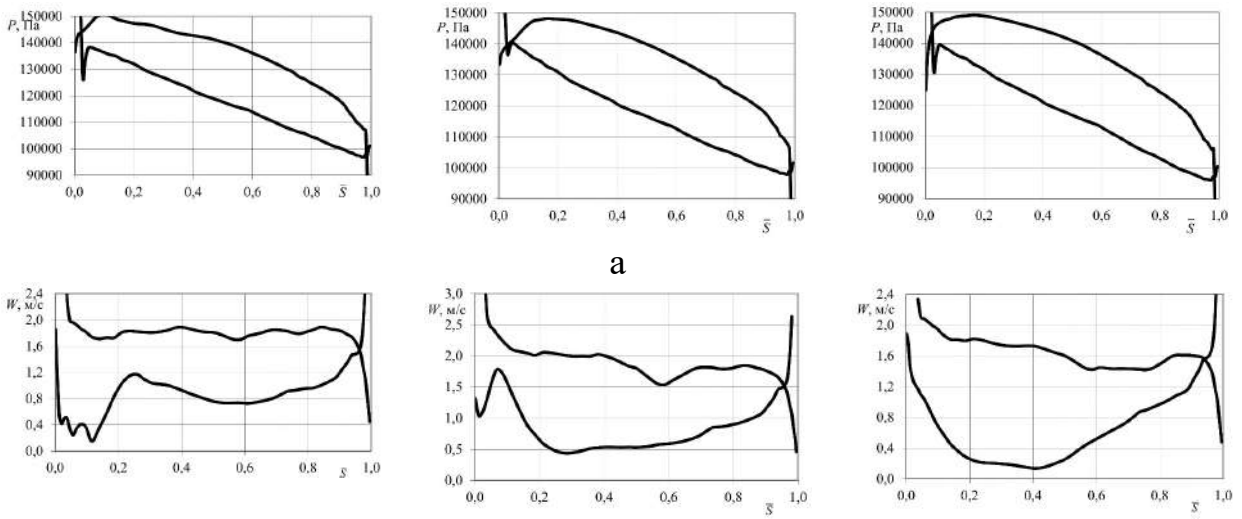


а

б

РК5217 РК5217М РК5217М2

Рисунок 6.19 – Епюри тиску P і швидкості W в середньому перерізі лопаті РК при максимальному напорі n_I'=85 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 24 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W



а

б

РК5217 РК5217М РК5217М2

Рисунок 6.20 – Епюри тиску P і швидкості W в середньому перерізі лопаті РК при максимальному напорі n_I'=85 хв$^{-1}$ і відкритті НА a_0= 34 мм в турбінному режимі: а – розподіл тиску P; б – розподіл відносної швидкості W

Аналіз наведених вище рисунків призводить до висновків, що найбільш рівномірні епюри практично при всіх значеннях напорів і відкриттів НА спостерігаються в РК5217М2. В першу чергу покращується/вирівнюється розподіл тиску в зоні вхідної кромки на стороні тиску відносно вихідного варіанту РК5217. Таким чином, застосування негативного навалу лопатей призводить до покращення структури течії в каналі РК і, як наслідок, має підвищити ефективність ПЧ [246].

Розподіл тиску і швидкості вздовж лопатей РК5217М з позитивним навалом найменш рівномірний серед інших РК серії 5217, особливо при менших значеннях відкриттів НА. Характерною особливістю всіх РК серії є погане спрацювання напорів у вхідній області перерізів при малих значеннях відкриттів НА, що пояснюється наявністю значного кута атаки на вході в РК. З підвищенням витрати вигляд епюр всіх РК покращується [246].

На рис. 6.21–6.23 наведено розподіл по ширині РК осьової *Vz*, радіальної *Vr* і колової *Vu* складової абсолютної швидкості на виході з РК (115 % довжини периферійного профілю РК на меридіональній проєкції) для РК серії 5217 при різних значеннях напорів і відкриттів НА [246].

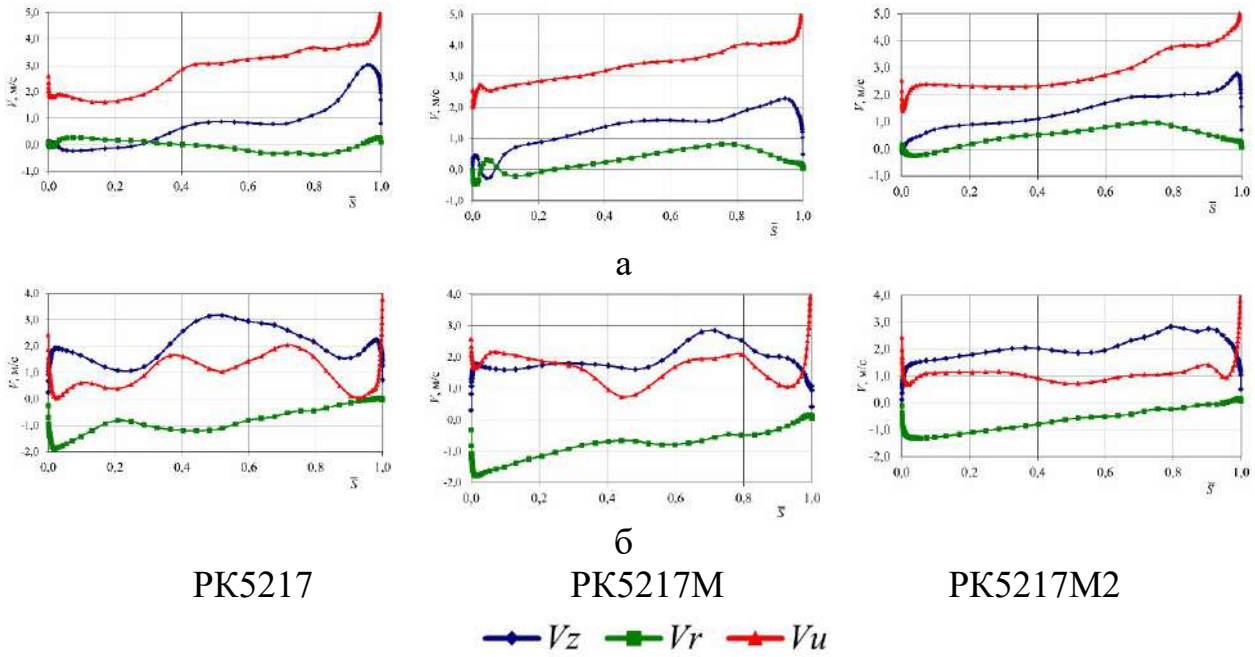
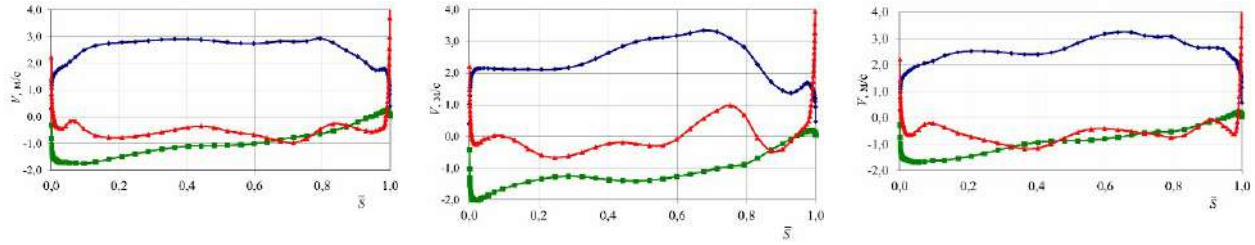


Рисунок 6.21 – Розподіл осьової *Vz*, радіальної *Vr* і колової *Vu* складової швидкості на виході з РК при мінімальному напорі $n_I^{'}$=95 хв$^{-1}$:
а – a_0= 12 мм; б – a_0= 24 мм

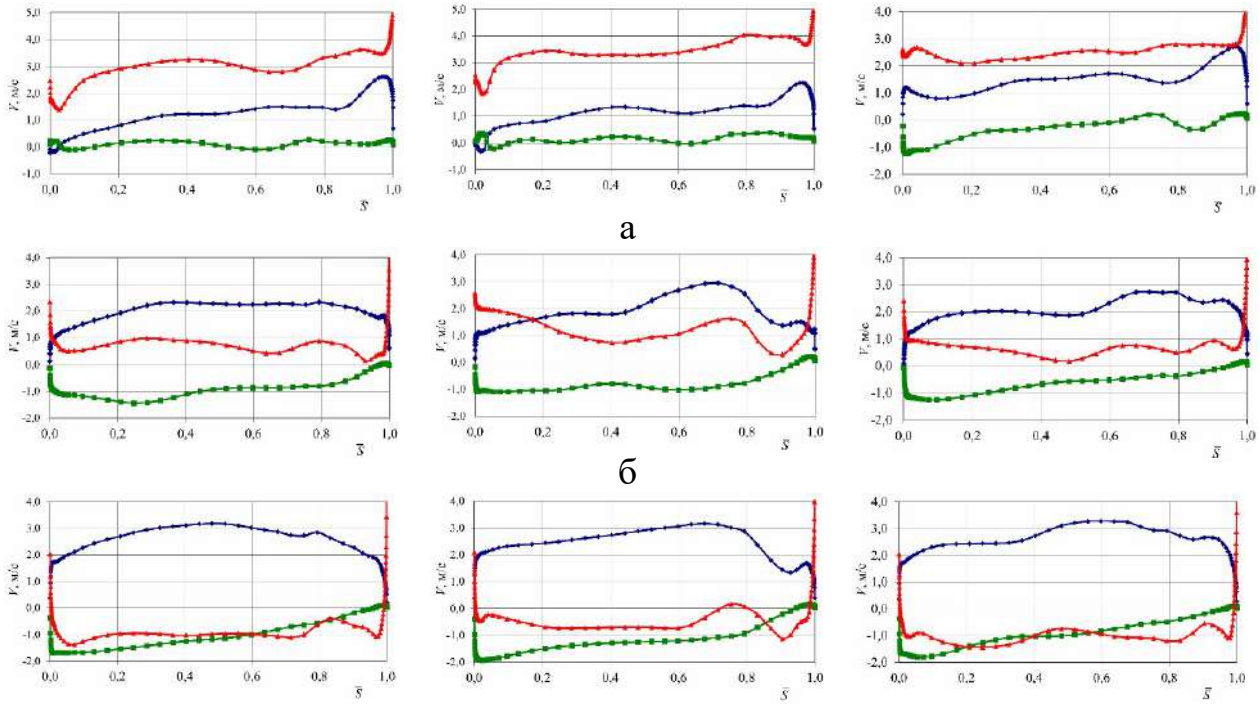


в

РК5217 РК5217М РК5217М2

Vz *Vr* *Vu*

Рисунок 6.21, аркуш 2: в – a_0= 34 мм



а

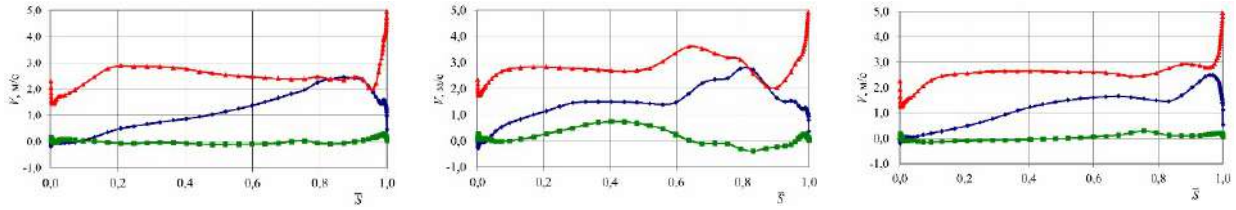
б

в

РК5217 РК5217М РК5217М2

Vz *Vr* *Vu*

Рисунок 6.22 – Розподіл осьової *Vz*, радіальної *Vr* і колової *Vu* складової швидкості на виході з РК при номінальному напорі n_I'=91 хв$^{-1}$:
а – a_0= 12 мм; б – a_0= 24 мм; в – a_0= 34 мм



а

РК5217 РК5217М РК5217М2

Vz *Vr* *Vu*

Рисунок 6.23 – Розподіл осьової *Vz*, радіальної *Vr* і колової *Vu* складової швидкості на виході з РК при максимальному напорі n_I'=85 хв$^{-1}$:
а – a_0= 12 мм

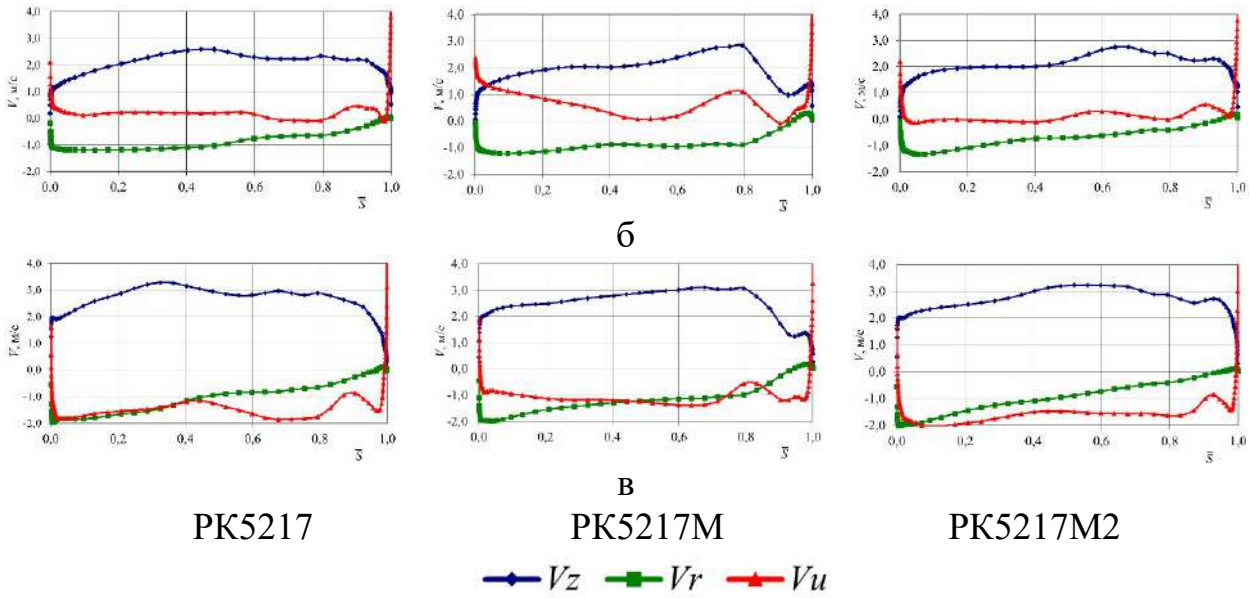


Рисунок 6.23, аркуш 2: б – a_0= 24 мм; в – a_0= 34 мм

Практично на всіх режимах, що досліджувалися, застосування негативного колового навалу лопатей РК5217М2 призвело до помітного покращення розподілу складових швидкості: всі вони на виході з РК змінюються по ширині більш рівномірно, що є свідоцтвом кращого спрацювання напору в каналах РК і створює більш сприятливі умови на вході у ВТ. Такі зміни у структурі потоку мають привести до підвищення ефективності в цілому у широкому діапазоні роботи агрегату в генераторному режимі. На виході з РК5217М з позитивним навалом лопаті спостерігаються найбільш нерівномірний розподіл осьової і колової компонент швидкості серед РК серії 5217 [246].

На рис. 6.24 наведено порівняння залежностей розрахункових ККД* областей, що містили по одному каналу НА і РК, від значень відкриттів НА для ПЧ з трьома варіантами РК серії 5217 при мінімальному, номінальному і максимальному напорах в генераторному режимі [246].

Як показали чисельні дослідження, при всіх значеннях напорів і відкриттів НА найвищі енергетичні показники отримано в моделі з РК5217М2, в якому встановлено лопаті з негативним коловим навалом та яке має найкращі характеристики з структури потоку в ПЧ (рис. 6.3–6.23). Рівень його розрахункового ККД суттєво перевищує показники ПЧ з вихідним

високоефективним РК5217, що встановлено й успішно експлуатується протягом багатьох років на гідроагрегатах № 1–4 Дністровської ГАЕС [245, 246]. В моделі з РК5217М з позитивним коловим навалом отримано найнижчий рівень ККД*. Таким чином, методом чисельного експерименту встановлено, що застосування колових навалів лопатей РК насос-турбіни на напори до 200 м дозволяє цілеспрямовано впливати на структуру потоку в ПЧ та її енергетичні характеристики, що в свою чергу дозволило на основі сучасних чисельних методів спроєктувати РК з покращеними характеристиками [246]. Виходячи з позитивних результатів цих досліджень, для підтвердження отриманих енергетичних характеристик була запланована і здійснена експериментальна перевірка характеристик моделей з РК серії 5217 на гідродинамічному стенді.

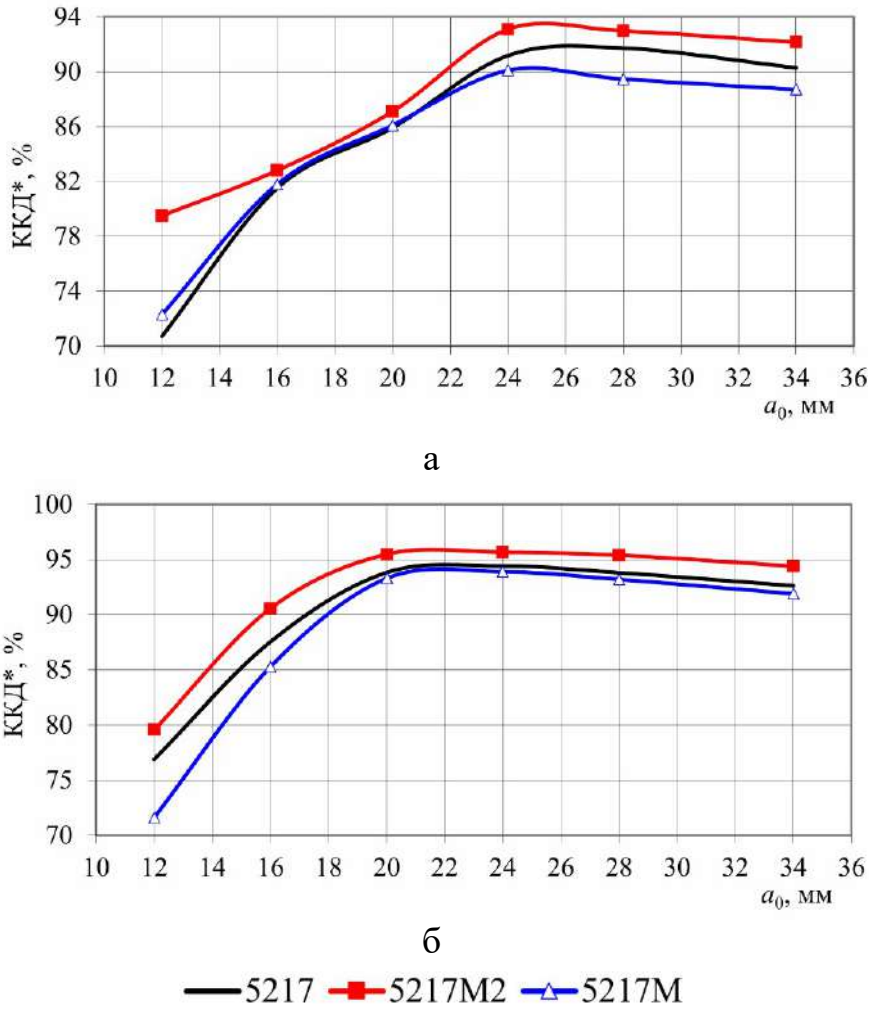


Рисунок 6.24 – Порівняння розподілу розрахункового ККД* насос-турбіни з трьома варіантами РК в турбінному режимі: а – мінімальний напір n'_I=95 хв$^{-1}$; б – номінальний напір n'_I =91 хв$^{-1}$

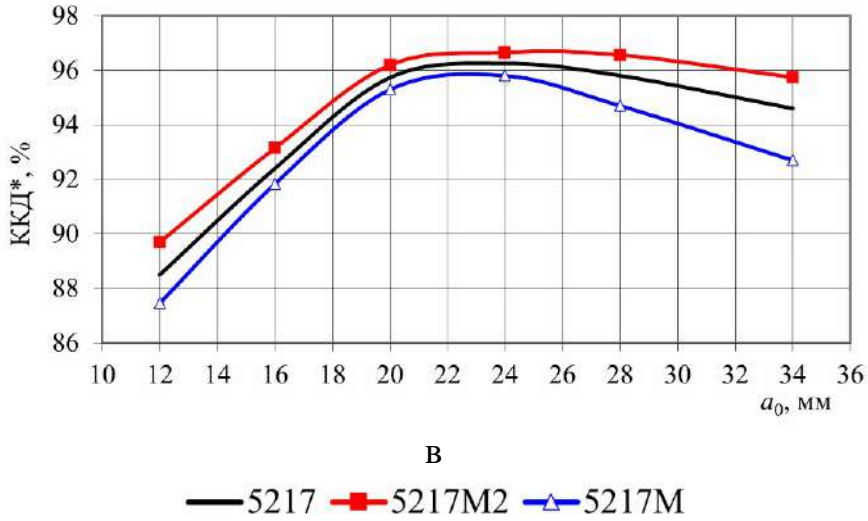


Рисунок 6.24, аркуш 2: в – максимальний напір n'_I=85 хв$^{-1}$

6.3 Експериментальні дослідження впливу просторової форми лопатей робочих коліс на енергетичні характеристики

6.3.1 Результати досліджень в турбінному режимі

Для експериментального дослідження насос-турбін на гідродинамічному стенді було виготовлено 3 варіанти моделей РК серії 5217 (РК5217, РК5217М і РК5217М2) діаметром 350 мм. Лопаті виготовлено методом 3D друку на принтері з пластику *PLA* (кожну лопать надруковано окремо), обод виточений з оргскла, верхній диск маточини і обтічник – з нержавіючої сталі. Це дозволило суттєво скоротити терміни і вартість проведення досліджень. На рис. 6.25 наведено фото трьох досліджуваних коліс у зборі.



Рисунок 6.25 – Моделі РК серії 5217. Зліва направо РК5217М, РК5217, РК5217М2

Експериментальні енергетичні випробування моделей насос-турбіни проведено на гідродинамічному стенді лабораторії ІЕМС ЕКС-30, опис і характеристики якого наведено у розділі 2. Теоретичне креслення проточної частини моделі насос-турбіни наведено на рис. 5.2.

Енергетичні дослідження моделей насос-турбіни в турбінному режимі проведено при постійному напорі H=6 м, відкриттях НА від 8 до 44 мм з кроком 2 мм. Отримано робочі і універсальні характеристики моделей з трьома варіантами РК [247].

На рис. 6.26–6.28 наведено універсальні характеристики моделей насос-турбін з різними РК серії 5217. Значення ККД на характеристиках наведено у відносних величинах, які дорівнюють відношенню поточного значення до максимального ККД вихідного варіанту з РК5217.

В табл. 6.1 наведено параметри оптимальних режимів ПЧ з трьома варіантами РК [247].

Таблиця 6.1 – Параметри оптимальних турбінних режимів моделей з трьома варіантами РК

Робоче колесо	Приведена витрата Q_I', м^3/с	Приведена частота обертання n_I', хв$^{-1}$	Відносний ККД η*, %
РК5217	0,312	78,0	100,00
РК5217М	0,317	76,0	98,56
РК5217М2	0,313	79,0	100,74

Найвище значення максимального ККД 100,74 % отримано в моделі з РК5217М2, що у абсолютних величинах на 0,67 % перевищує ККД вихідного варіанту. Значення приведених витрат оптимальних режимів змінилися незначно. Застосування позитивного навалу (РК5217М) призвело до зниження значення частоти обертання в оптимальній точці на 2 хв$^{-1}$ відносно вихідного варіанту, а негативного (РК5217М2) – до підвищення на 1 хв$^{-1}$. Тобто, застосування колових навалів РК мало впливає на положення точки максимального ККД на універсальній характеристиці в турбінному режимі.

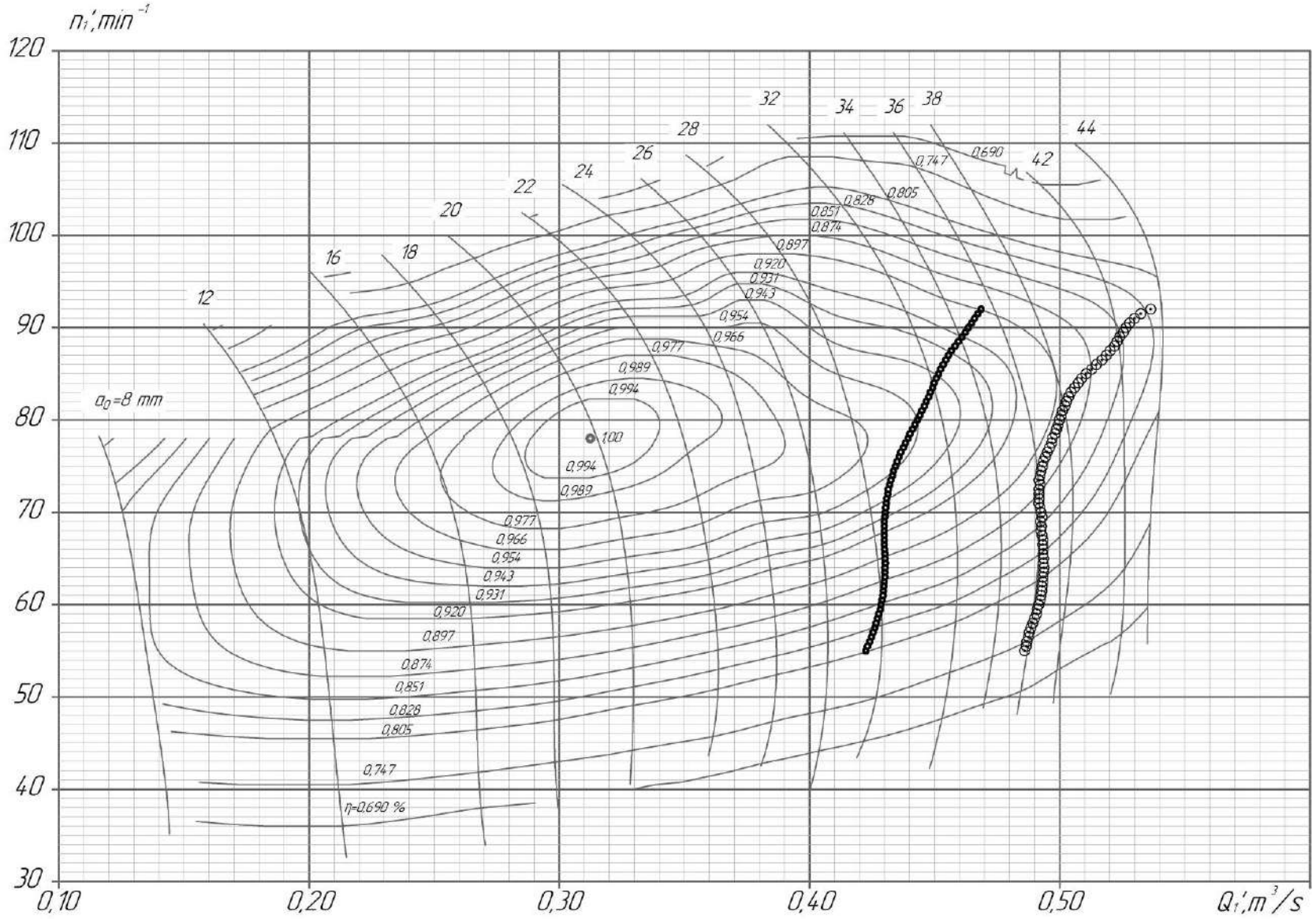


Рисунок 6.26 – Універсальна характеристика моделі насос-турбіни з вихідним РК5217

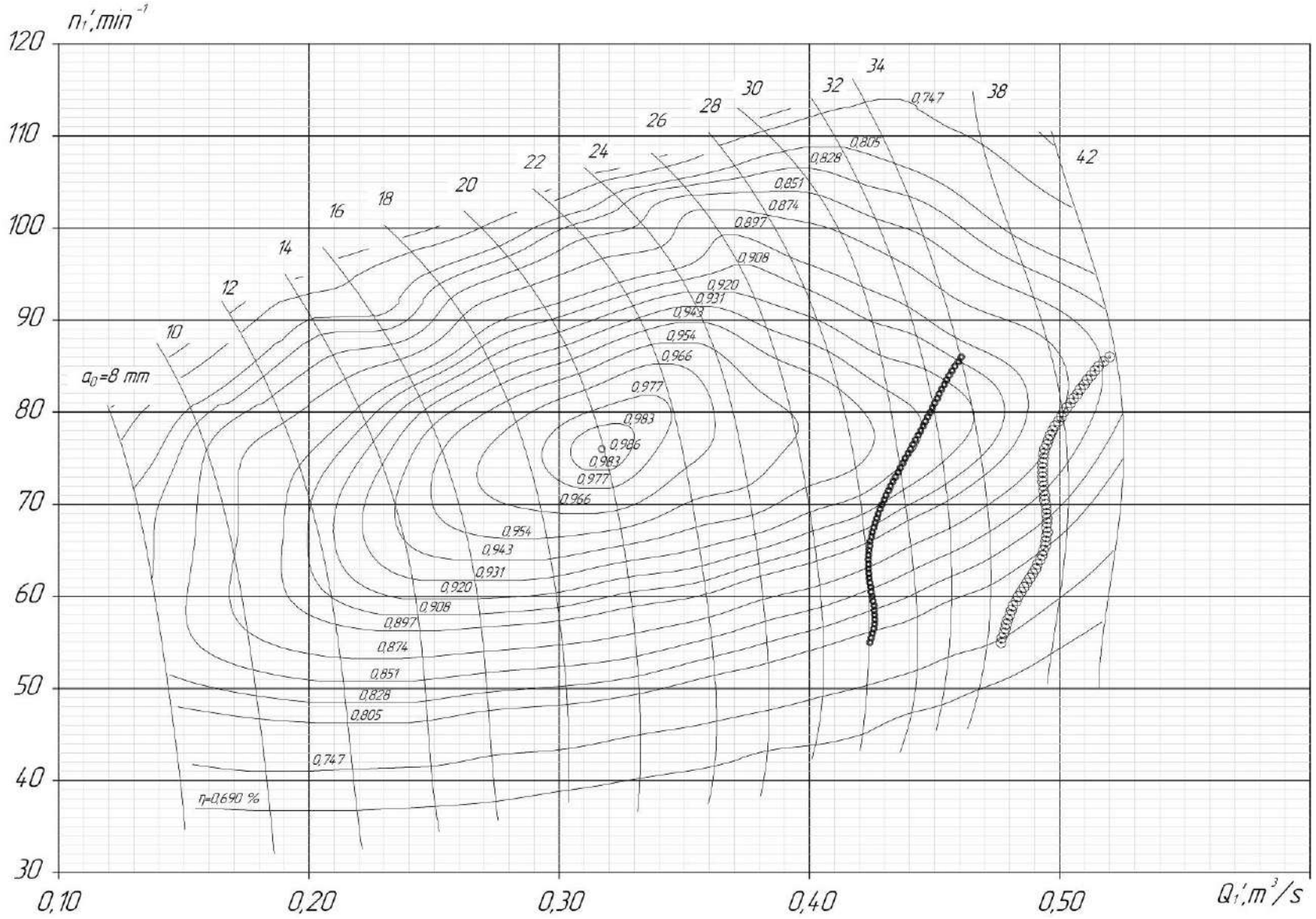


Рисунок 6.27 – Універсальна характеристика моделі насос-турбіни з РК5217М з позитивним коловим навалом лопатей

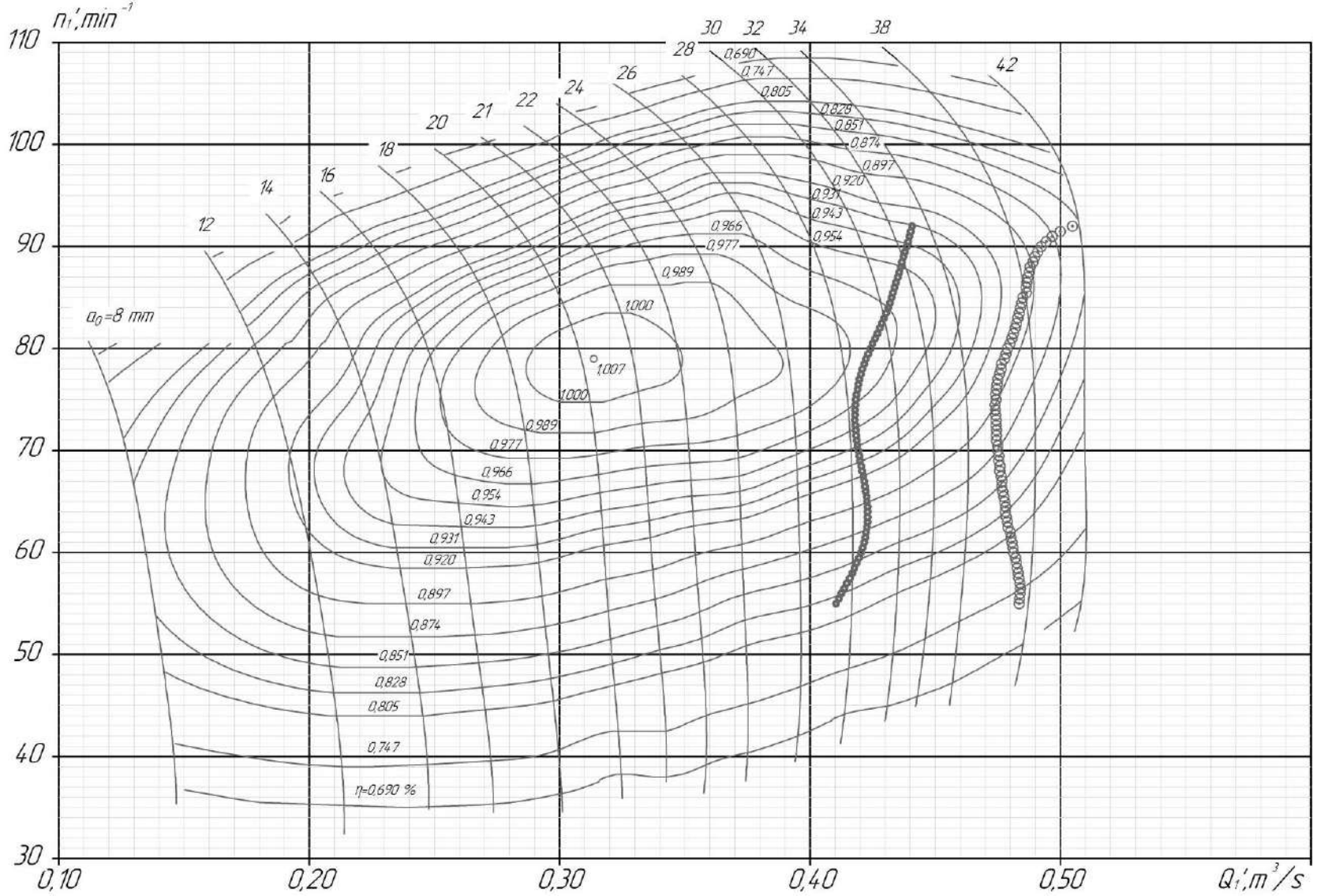


Рисунок 6.28 – Універсальна характеристика моделі насос-турбіни з РК5217М2 з негативним коловим навалом лопатей

В табл. 6.2 наведено режимні параметри моделей з РК серії 5217 при частковому навантаженні (50 % потужності від максимальної) і на лінії обмеження потужності (95 % від максимальної) при максимальному, номінальному і мінімальному напорах на Дністровській ГАЕС в турбінному режимі. З наведених результатів видно, що практично у всьому діапазоні можливої експлуатації ГАЕС модель з РК5217М2 з негативним коловим навалом -45º має вищу ефективність. Наприклад, при номінальному напорі перевага РКМ2 за рівнем відносного ККД становить 3,4 % на лінії обмеження потужності і 1,7 % при навантаженні 50 %.

Як видно, застосування просторового профілювання лопатей робочих коліс дозволяє суттєво впливати на енергетичні характеристики моделей, як в зоні роботи номінальних потужностей, так і в зоні часткових навантажень ($0{,}50N'_{I\,max}$). В результаті застосування просторового профілювання за допомогою навалів в моделі РК5217М2 (φ=-45º) вдалося помітно підвищити енергетичні показники у порівнянні з сучасним високоефективним РК5217, яке успішно експлуатується на гідроагрегатах № 1–4 Дністровської ГАЕС. Так, наприклад, при номінальному напорі перевага РК5217М2 за рівнем відносного ККД становить 3,4 % на лінії обмеження потужності і 1,7 % при навантаженні 50 %.

Таблиця 6.2 Енергетичні параметри моделей з робочими колесами серії 5217 при 50 і 95 % максимальної потужності при максимальному, номінальному і мінімальному напорах на станції в турбінному режимі

Робоче колесо	На лінії $N'_I = 0{,}50 \cdot N'_{I\,max}$						На лінії $N'_I = 0{,}95 \cdot N'_{I\,max}$					
	$n'_I = 85$		$n'_I = 91$		$n'_I = 95$		$n'_I = 85$		$n'_I = 91$		$n'_I = 95$	
	Q'_I	η*	Q'_I	η*	Q'_I	η*	Q'_I	η*	Q'_I	η*	Q'_I	η*
РК5217	0,244	91,5	0,257	84,6	0,270	80,2	0,452	94,1	0,465	90,4	0,476	86,2
РК517М	0,246	89,3	0,253	85,3	0,253	80,7	0,458	91,0	0,470	87,4	0,482	84,0
РК5217М2	0,239	92,0	0,252	86,3	0,262	81,7	0,433	96,2	0,439	93,8	0,445	90,8

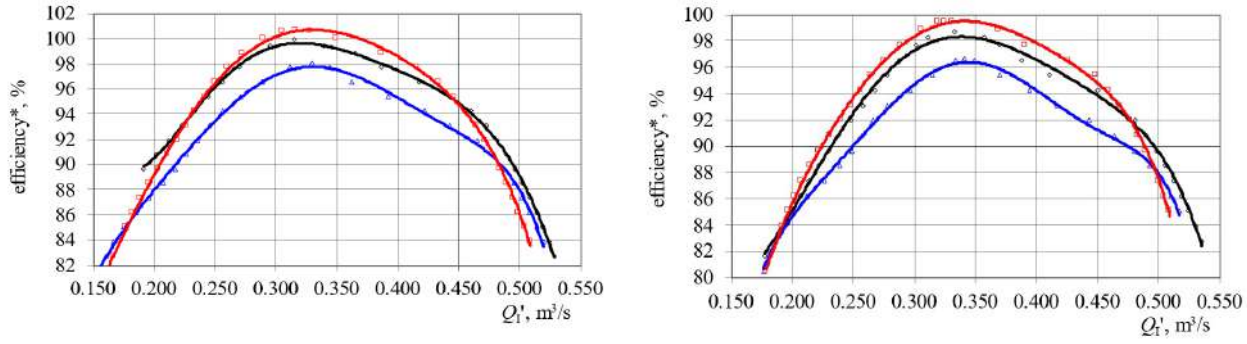
На рис. 6.29 наведено залежності відносного ККД насос-турбіни від витрати для трьох варіантах РК в турбінному режимі при різних значеннях

$n_I^{'}=const$, що відповідають розрахунковій частоті обертання при проєктуванні ПЧ $n_I^{'}$=80 хв$^{-1}$ та максимальному, номінальному і мінімальному напорам на Дністровській ГАЕС, відповідно 85; 91 і 95 хв$^{-1}$ [247].

Як видно, серед РК серії 5217 практично у всьому діапазоні роботи гідроагрегатів на станції – як за напорами, так і за витратами – значення ККД моделі з РК5217М2 значно перевищує аналогічні показники вихідного варіанту.

При номінальному напорі в діапазоні витрат від 0,300 до 0,470 м^3/с ККД моделі з новим РК5217М2 вище, ніж у вихідного на 1,1–2,0 %. Це можна пояснити більш раціональною компоновкою розрахункових профілів і збільшенням при негативному коловому навалі на 5,15 % площі поверхонь лопатей цього РК відносно РК5217.

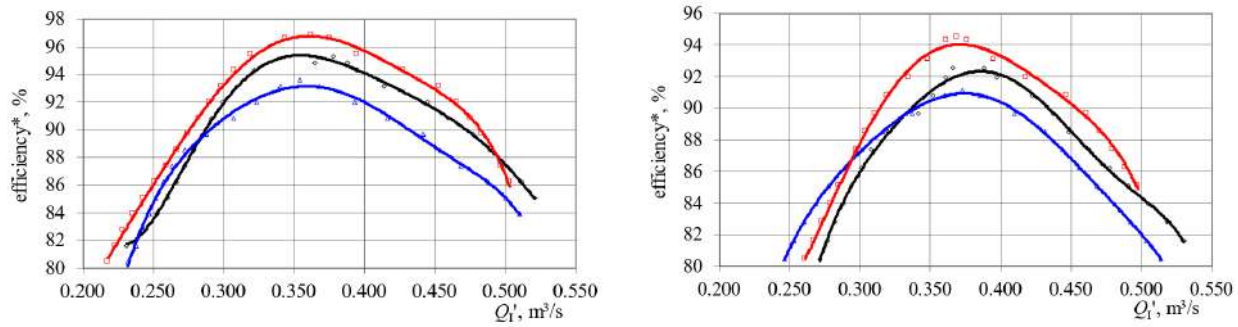
Варіант з РК5217М має найнижчі показники практично у всьому діапазоні режимів гідроагрегата, за винятком низьких витрат ($Q_I^{'}$<0,300 м^3/с) при мінімальному напорі (рис. 6.29г). Площа поверхонь його лопатей при застосуванні колового навалу зменшилася на 1,8 %.



а б

— РК5217; –■– РК5217М2; –Δ– РК5217М; –◊– РК5252

Рисунок 6.29 – Залежності ККД від витрати трьох варіантів робочих коліс в турбінному режимі при різних значеннях $n_I^{'}=const$: а – розрахункова частота обертання $n_I^{'}$=80 хв$^{-1}$; б – максимальний напір ($n_I^{'}$=85 хв$^{-1}$)



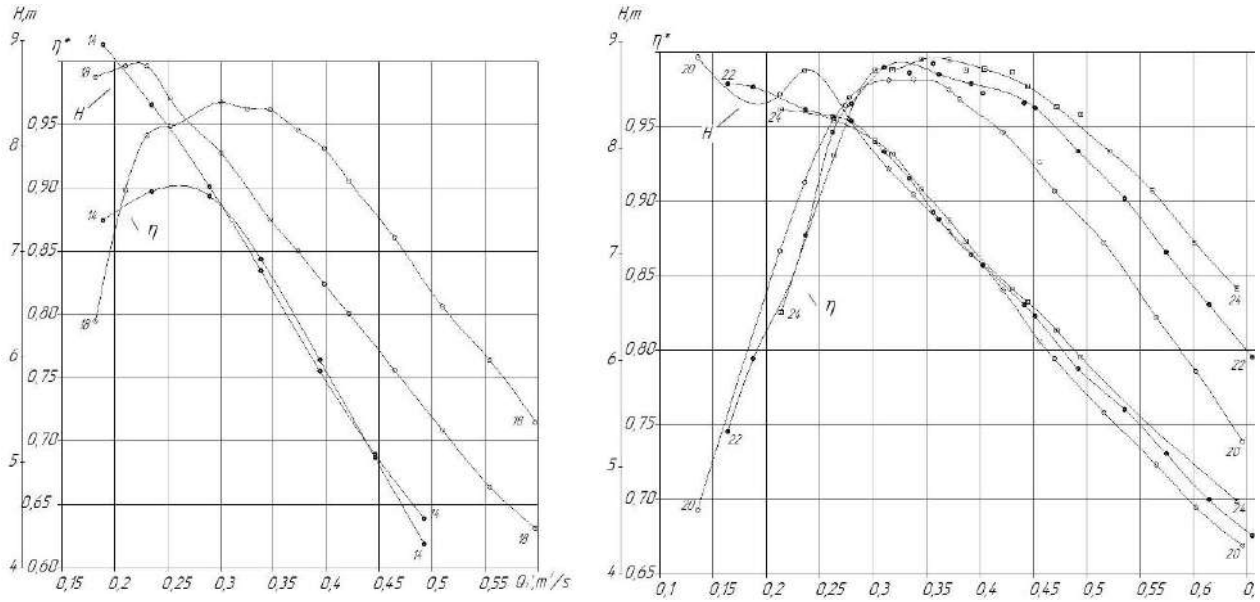
в г

— РК5217; –■– РК5217М2; –Δ– РК5217М; –◊– РК5252

Рисунок 6.29, аркуш 2: в – номінальний напір (n_I'=91 хв$^{-1}$); г – мінімальний напір (n_I'=95 хв$^{-1}$)

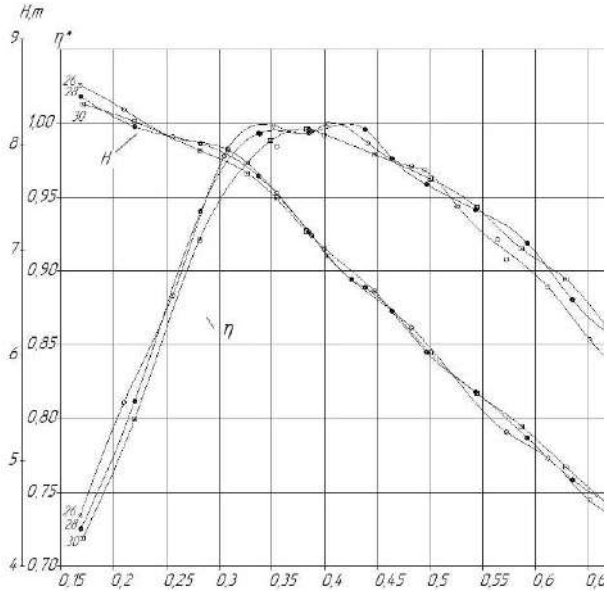
6.3.2 Результати досліджень в насосному режимі

Енергетичні випробування в насосному режимі проводились при сталій частоті обертання 700 хв$^{-1}$ та відкриттях НА від 14 до 34 мм з кроком 2 мм [247]. Вибірково була проведена низка перевірочних досліджень з більш високою частотою обертання – 800 хв$^{-1}$, які підтвердили відповідність результатів. За отриманими даними випробувань побудовано залежності $\eta, H = f(Q_I')$ при відкриттях НА a_0=*const* для трьох варіантів РК (рис. 6.30-6.32).

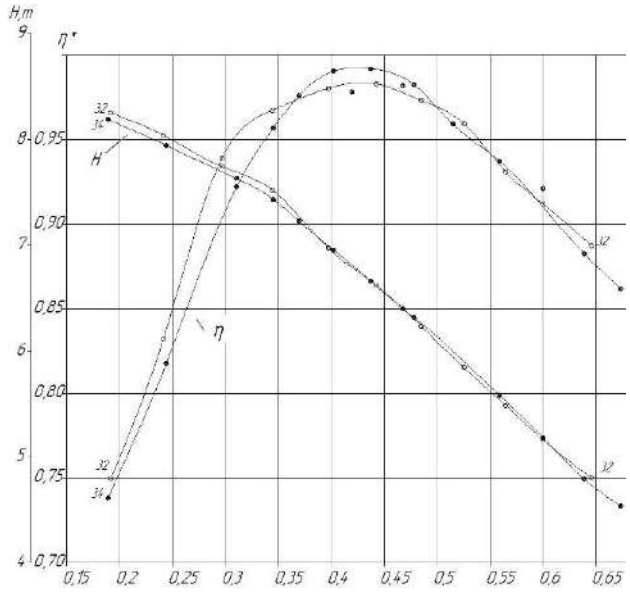


а б

Рисунок 6.30 – Характеристики моделі насос-турбіни вихідного варіанту Дністровської ГАЕС РК5217 в насосному режимі:
а – відкриття НА a_0=14; 18 мм; б – відкриття НА a_0=20; 22; 24 мм

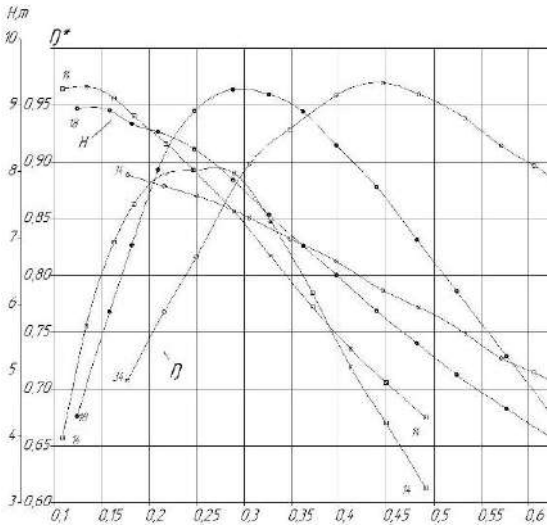


в

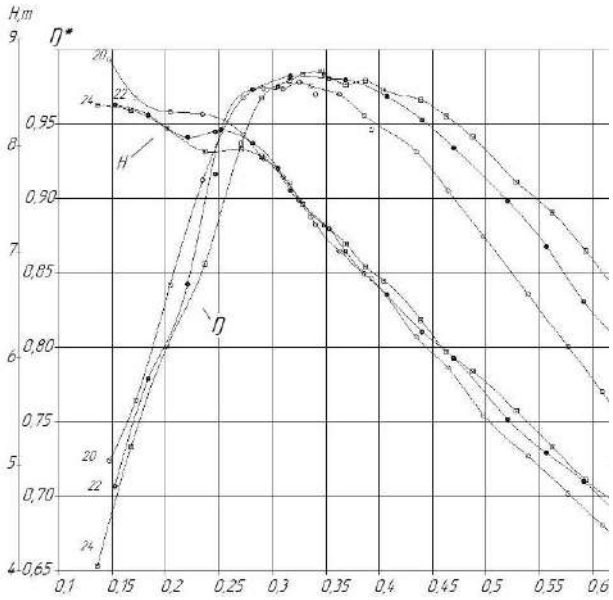


г

Рисунок 6.30, аркуш 2:
в – відкриття НА a_0=26; 28; 30 мм; г – відкриття НА a_0=32; 34 мм

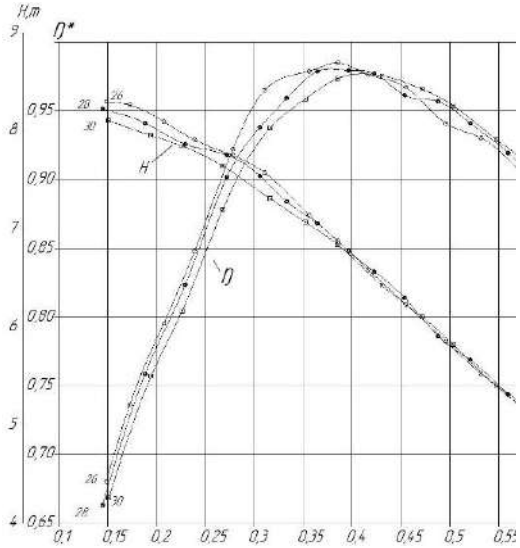


а



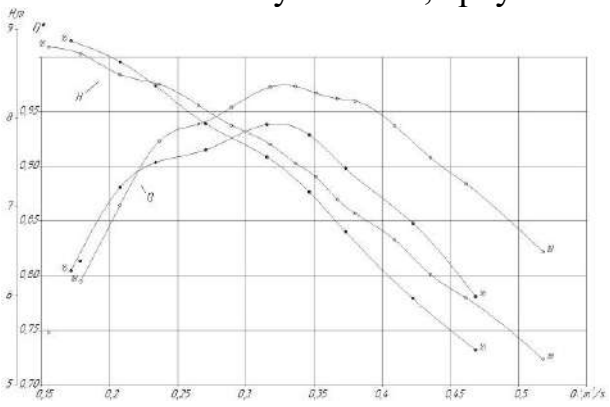
б

Рисунок 6.31 – Характеристики моделі насос-турбіни з РК5217М з позитивним коловим навалом лопаті в насосному режимі:
а – відкриття НА a_0=14; 18; 34 мм; б – відкриття НА a_0=20; 22; 24 мм

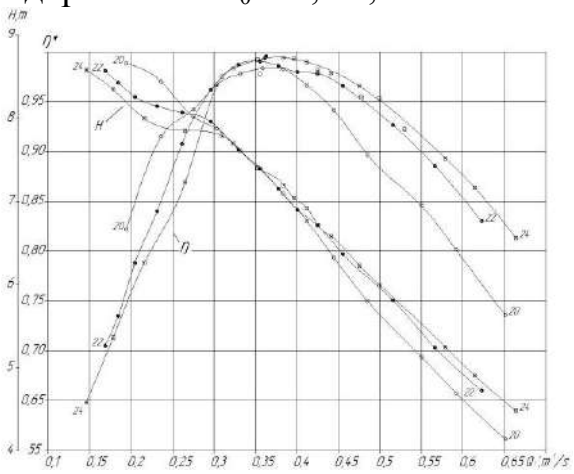


в

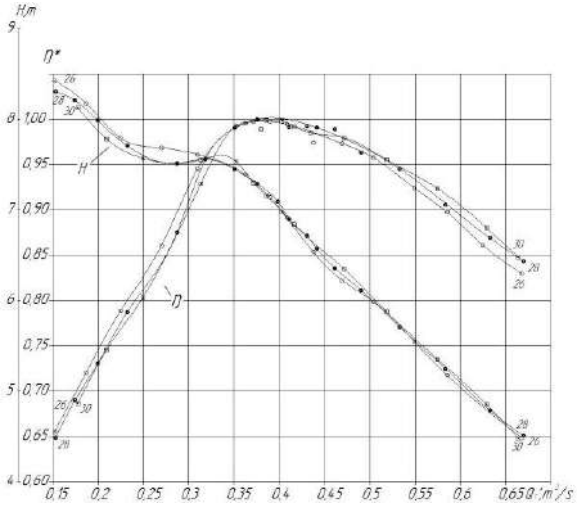
Рисунок 6.31, аркуш 2: в – відкриття НА a_0=26; 28; 30 мм



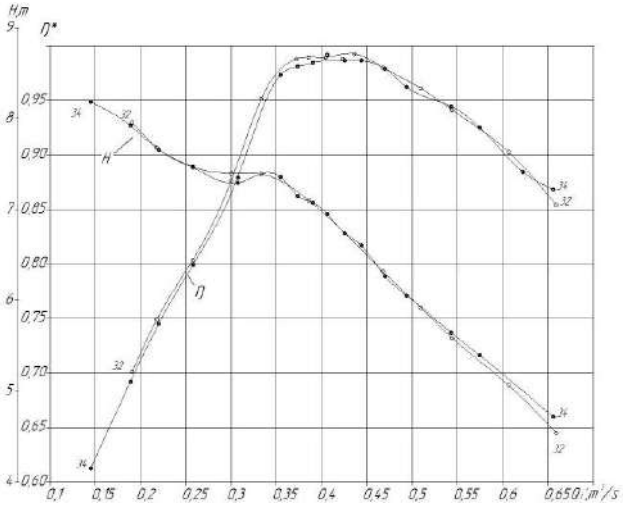
а



б



в



г

Рисунок 6.32 – Характеристики моделі насос-турбіни з РК5217М2 з негативним коловим навалом лопатей в насосному режимі:
а – відкриття НА a_0=16; 18 мм; б – відкриття НА a_0=20; 22; 24 мм;
в – відкриття НА a_0=26; 28; 30 мм; г – відкриття НА a_0=32; 34 мм

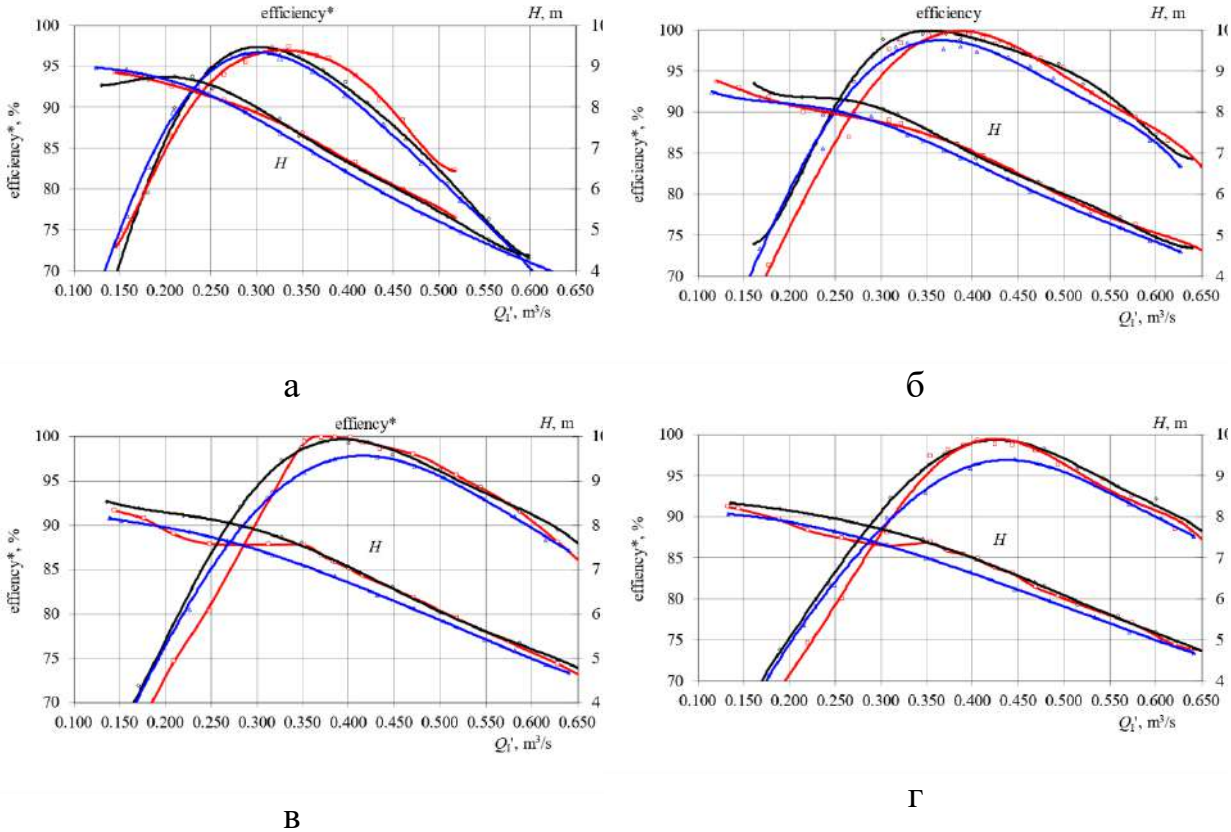
В таблиці 6.3 наведено параметри оптимальних насосних режимів трьох моделей насос-турбін.

Таблиця 6.3 Параметри оптимальних насосних режимів трьох проточних частин з робочими колесами серії 5217

Робоче колесо	Приведена витрата Q_I', м^3/с	Приведена частота обертання n_I', хв$^{-1}$	Відносний ККД η*, %
РК5217	0,403	92,0	100,00
РК5217М	0,386	93,3	98,42
РК5217М2	0,398	92,0	100,40

Як видно з таблиці, найефективнішою моделлю серії 5217 в насосному режимі також є ПЧ з РК5217М2. При рівних значеннях приведеної частоти обертання і на 0,005 м^3/с меншою подачею відносно вихідного варіанту з РК5217 вдалося підвищити максимальний ККД* на 0,40 %.

На рис. 6.33 наведено порівняння залежностей відносних ККД і напорів від подачі моделей насос-турбіни для трьох варіантів РК в насосному режимі при різних значеннях відкриттів НА 18; 24; 30; 34 мм [247].



–◊– РК5217; –Δ– РК5217М; –□– РК5217М2

Рисунок 6.33 – Залежності ККД і напору від подачі трьох варіантів робочих коліс в насосному режимі при різних значеннях відкриття напрямного апарату: а – a_0=18 мм; б – a_0=24 мм; в – a_0=30 мм; г – a_0=34 мм

Модель з РК5217М при всіх відкриттях НА майже у всьому діапазоні подач має найнижчі показники як за рівнем ККД, так і за напором відносно інших варіантів.

При подачах $Q_I^{'}$>0,350 м^3/с колеса РК5217 і РК5217М2 мають приблизно рівний напір, при менших подачах напірність РК5217М2 помітно падає відносно вихідного варіанту, але цей діапазон подач не є робочою зоною. Аналогічна картина спостерігається і з кривими залежності ККД при відкриттях НА більше 22 мм, при менших відкриттях при подачі $Q_I^{'}$>0,350 м^3/с ефективність РК5217М2 вище. Треба відзначити, що максимальне значення ККД в насосному режимі одержано в моделі з РК5217М2 при відкритті НА 28 мм, що у абсолютних значеннях на 0,35 % перевищує показник вихідного варіанту.

6.4 Дослідження впливу колових навалів лопатей робочих коліс на пульсаційні характеристики моделі насос-турбіни

Як показано у розділі 1, саме утворення вихрових джгутів і пов’язані з цим підвищені пульсації тиску є головною причиною обмеження діапазону експлуатації турбін Френсіса і насос-турбін. Тому було поставлено і вирішено задачу дослідити вплив просторового профілювання лопатей РК за допомогою колових навалів на пульсаційні характеристики у ВТ з метою їх покращення [248].

Пульсації тиску вимірювались в двох точках конусу/дифузору ВТ: на відстані $0{,}2D_1$ та $1{,}5D_1$ від нижнього ободу РК (рис. 6.34). В якості первинних перетворювачів при вимірюванні пульсації тиску застосовувалися датчики тиску типу DMK331 фірми *BD SENSORS*. Мембрани датчиків були встановлені врівень з поверхнею дифузору. В якості вторинної апаратури використовувався спеціальний підсилювач для вимірювання динамічних

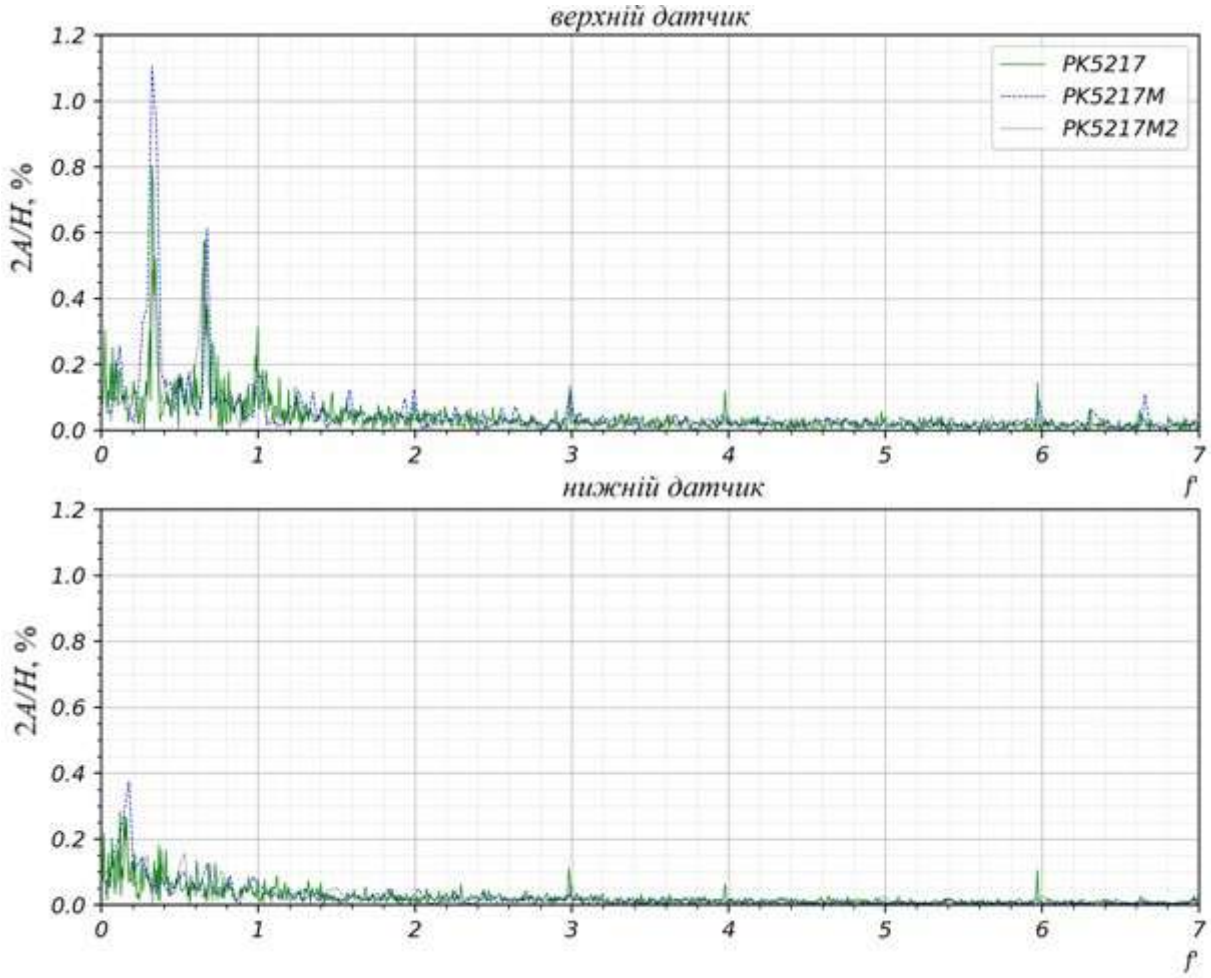
процесів «*Spider* 8» фірми *HBM* (Німеччина) з подальшою обробкою досліджуваних сигналів за спеціальною програмою «*Catman*» на комп'ютері і представленням результату у вигляді амплітудно-частотних спектрів.



Рисунок 6.34 – Розміщення датчиків на конусі ВТ

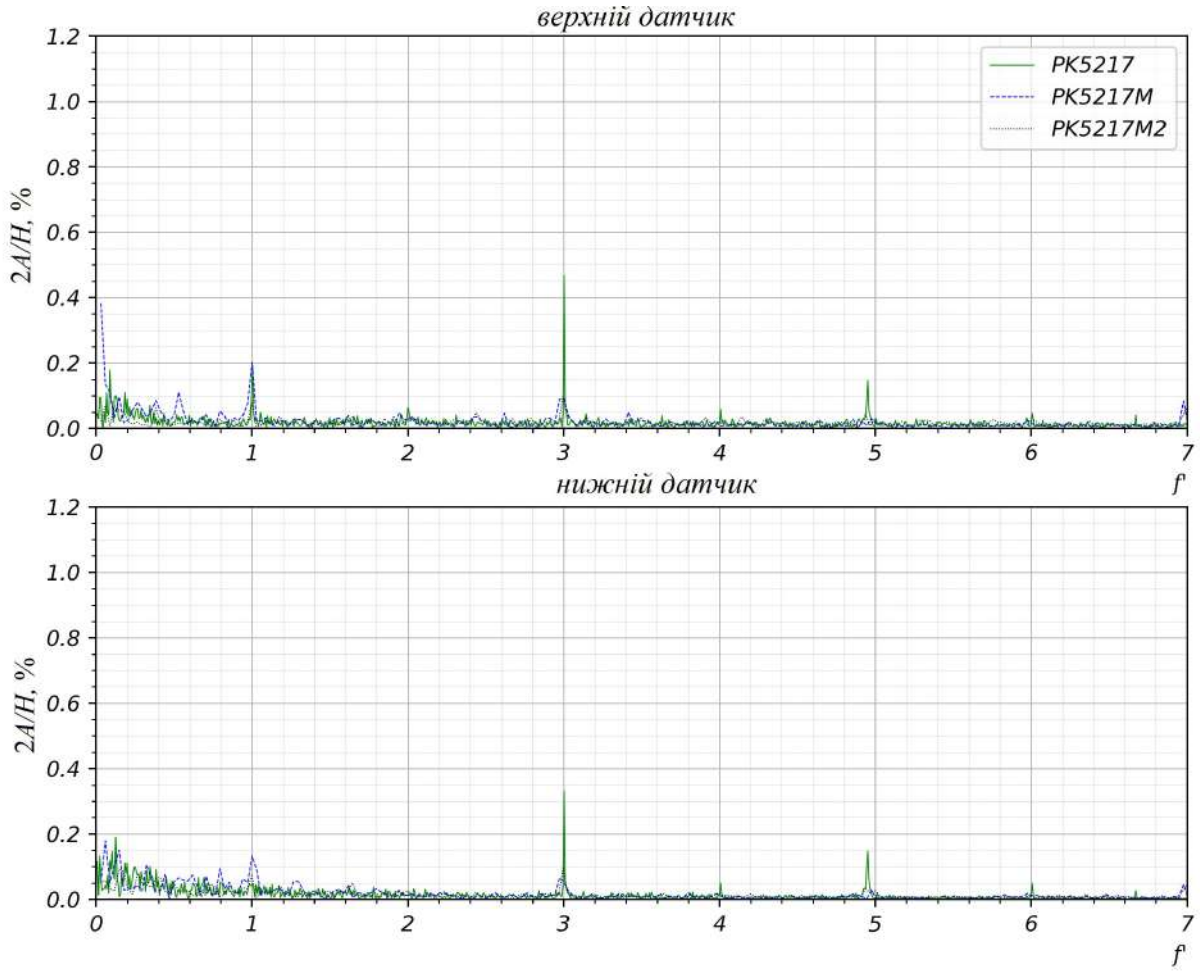
Дослідження пульсацій тиску в турбінному режимі проведено при режимах, що відповідають максимальному, номінальному і мінімальному напорам на Дністровській ГАЕС, тобто при приведених частотах обертання n'_I 85, 91, 95 хв$^{-1}$ у діапазоні приведених витрат Q'_I від 0,100 до 0,450 м^3/с і відкриттях НА 8; 10; 12; 16; 20; 24; 28; 34 мм. За результатами досліджень побудовано характеристики, що наведено нижче.

На рис. 6.35 зображено спектри пульсацій тиску в дифузорі ВТ, отримані з встановлених датчиків (рис. 6.34). Спектри наведено для трьох коліс РК5217, РК5217М і РК5217М2 для частоти обертання n'_I = 85 хв$^{-1}$, що відповідає максимальному напору, і двох значень витрати Q'_I=0,252 та 0,467 м^3/с. Спектри представлені у безрозмірних величинах, з амплітудою A/H і частотою $f'' = f/f_o$, де f – частота гармоніки, f_o – частота обертання; A – амплітуда пульсацій, H – напір.



а

Рисунок 6.35 – Спектри пульсацій тиску в дифузорі для трьох коліс при різних режимах: а – $n'_{\text{I}} = 85$ хв$^{-1}$, $Q'_{\text{I}} = 0{,}252$ м^3/с;



б

Рисунок 6.35, аркуш 2: б – n'_{I} = 85 хв$^{-1}$, Q'_{I} = 0,467 м^3/с

З аналізу спектрів пульсацій, наведених на рис. 6.35, видно, що при малих витратах (Q'_{I} = 0,252 м^3/с) максимальні значення відповідають частоті обертання вихрового джгута, яка дорівнює 0,3 оборотної частоти та її другої гармоніки. Зі збільшенням витрати (Q'_{I} =0,467 м^3/с) амплітуди пульсацій з частотами нижче оборотної частоти зменшуються, а зростають амплітуди пульсацій з частотами, кратними оборотній частоті**.** У нижній частині дифузору при витратах до Q'_{I}<0,260 м^3/с яскраво виражена пульсація з f'' в діапазоні 0,2–0,3 від оборотної, що зникає зі збільшенням витрати. Також видно, що максимальні значення амплітуд пульсацій в обох режимах отримані при дослідженні колеса РК5217М з позитивним навалом лопатей.

При частоті обертання n'_{I}=85 хв$^{-1}$, що відповідає максимальному напору на ГАЕС (рис. 6.36), максимальна амплітуда пульсацій *rms/H* у вихідному

варіанті РК5217 становить 6,7 %, РК5217М – 8,0 %, РК5217М2 – 6,3 %. Максимальна амплітуда пульсацій спостерігається при витратах до 0,180 м^3/с, зі збільшенням витрат до 0,360…0,440 м^3/с пульсації знижуються до мінімальних значень 1,5 % у РК5217 і РК5217М2, 1,95 % у РК5217М.

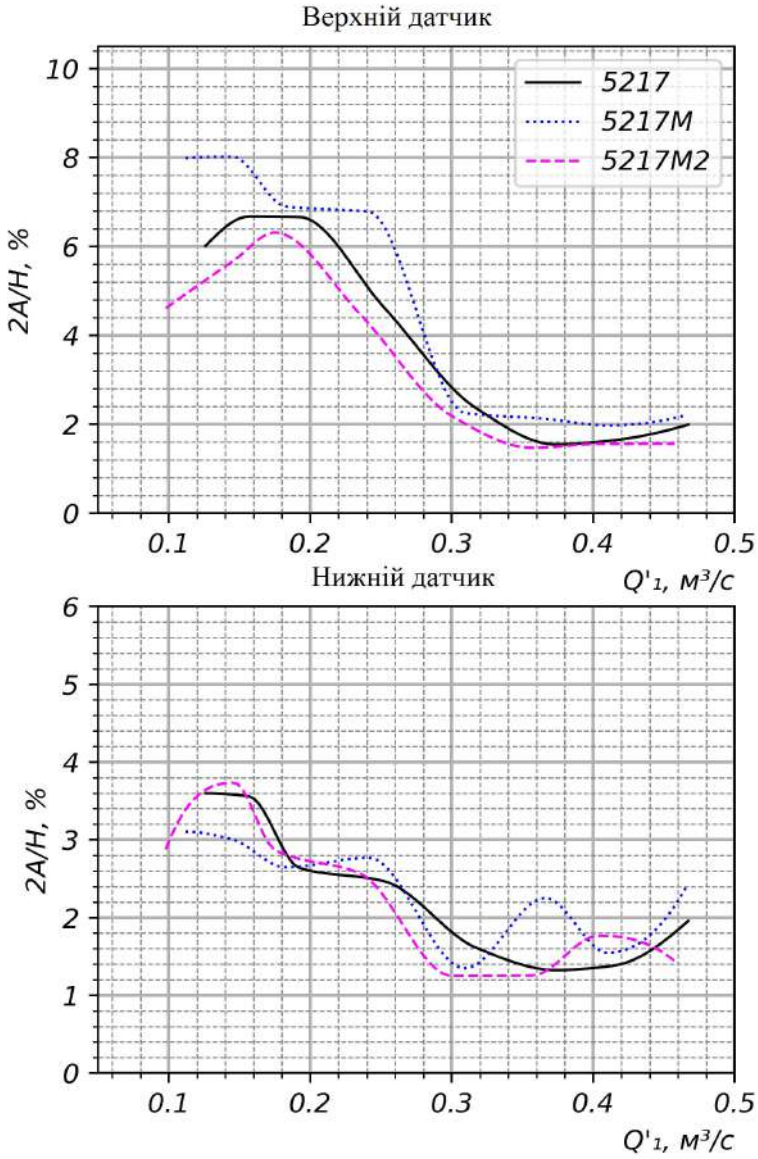


Рисунок 6.36 – Амплітуди пульсацій тиску у верхній та нижній частинах дифузору при частоті обертання n'_I = 85 хв$^{-1}$

Максимальна амплітуда пульсацій *rms/H* у нижній частині дифузору становить 3,2–3,8 % для всіх трьох коліс при витратах до 0,160 м^3/с. Із підвищенням витрат пульсації зменшуються до мінімальних значень 1,2–1,8 % (при Q'_I від 0,300 до 0,440 м^3/с). При роботі з номінальною витратою

(режим 95 % потужності) амплітуда пульсацій для колеса РК5217М більше на 14 % для верхнього датчика і на 21 % для нижнього, для колеса РК5217М2 менше на 17 % для верхнього датчика і на 16 % для нижнього; для часткової витрати (режим 50 % потужності) амплітуда пульсацій для колеса РК5217М більше на 35 % для верхнього датчика і на 11 % для нижнього, для колеса РК5217М2 менше на 15 % для верхнього датчика і на 1 % для нижнього в порівнянні з колесом РК5217.

Для частоти обертання $n'_{\text{I}} = 91$ хв$^{-1}$, що відповідає номінальному напору на станції, максимальна амплітуда пульсацій *rms/H* на верхньому датчику спостерігається при витратах до 0,200 м^3/с (рис. 6.37). Максимальні значення зафіксовано такі: РК5217 – 7,9 %, РК5217М – 10,2 % і 6,5 % в РК5217М2. Зі зростанням витрати в турбіні до 0,350…0,410 м^3/с пульсації зменшуються до мінімального рівня 2,0 % (РК5217), 2,3 % (РК5217М) і 1,8 % (РК5217М2).

Максимальна амплітуда пульсацій *rms/H* у нижній частині дифузору становить приблизно 4,5 % при витратах до 0,180 м^3/с для всіх РК цієї серії. Далі з підвищенням витрати до 0,340…0,380 м^3/с пульсації знижуються до мінімального рівня 1,7 % (РК5217), 2,4 % (РК5217М) та 1,1 % (РК5217М2). При роботі з номінальною витратою (режим 95 % потужності) амплітуда пульсацій для колеса РК5217М у порівнянні з вихідним колесом РК5217 більше на 5 % для верхнього датчика і на 1 % для нижнього, для колеса РК5217М2 менше на 28 % для верхнього датчика і на 30 % для нижнього. Для часткової витрати (режим 50 % потужності) амплітуда пульсацій для колеса РК5217М на 2 % менше для верхнього датчика і на 1 % для нижнього, для колеса РК5217М2 менше на 19 % для верхнього датчика і на 1 % для нижнього у порівнянні з вихідним колесом РК5217.

Для частоти обертання $n'_{\text{I}} = 95$ хв$^{-1}$, що відповідає мінімальному напору на станції, максимальна амплітуда пульсацій *rms/H* становить 9,3 % (РК5217), 9,9 % (РК5217М), 7,6 % (РК5217М2) при витратах до 0,250 м^3/с (рис. 6.38). Із збільшенням витрати амплітуди пульсацій знижуються і при

витраті, більше 0,350 м^3/с, досягає мінімального значення у 2,2–2,4 % для всіх коліс.

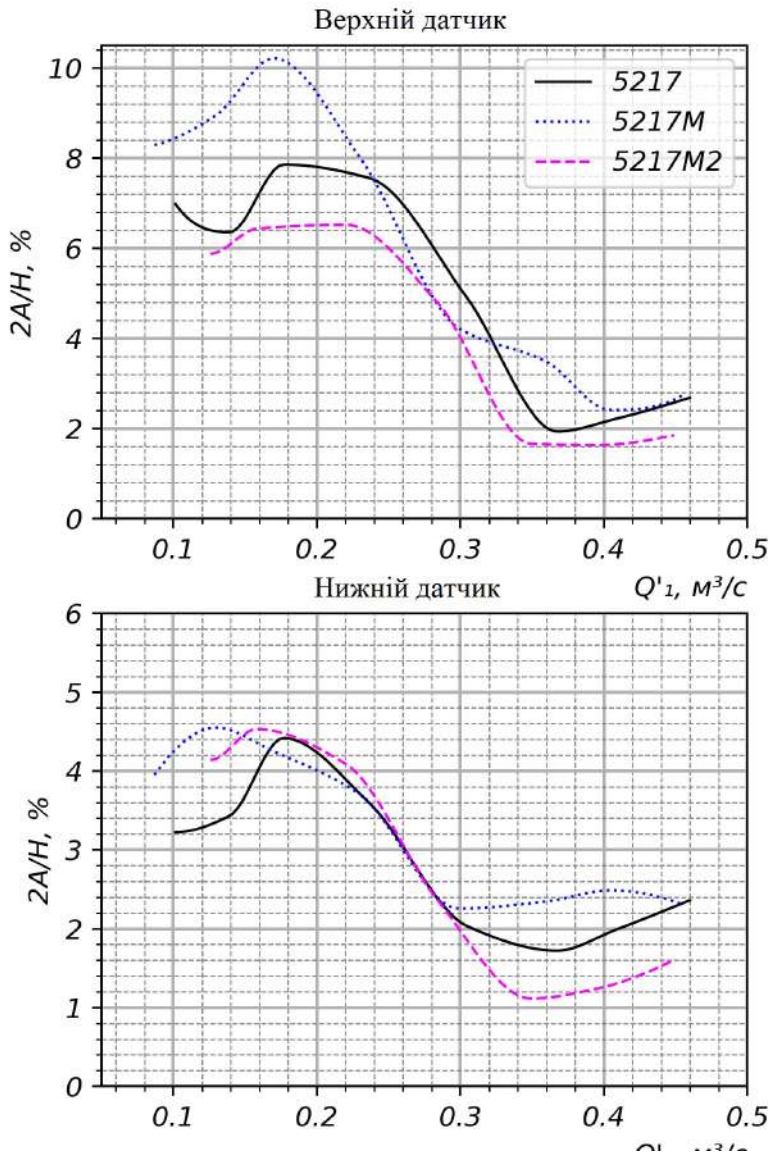


Рисунок 6.37 – Амплітуда пульсацій тиску у верхній та нижній частинах дифузору при частоті обертання $n_1' = 91$ хв$^{-1}$

Максимальна амплітуда пульсацій *rms/H* у нижній частині дифузору складає 4,7 % (РК5217), 4,6 % (РК5217М) і 5,3 % (РК5217М2) при витратах до 0,180 м^3/с. Із збільшенням витрати до 0,310…0,410 м^3/с амплітуда зменшується до значень 1,8–2,2 % (РК5217), 1,5–2,8 % (РК5217М) і 1,8–2,4 % (РК5217М2). При роботі з номінальною витратою (режим 95 % потужності) амплітуда пульсацій для колеса РК5217М менше на 1 % для верхнього датчика і на 11 % більше для нижнього, для колеса РК5217М2 менше на 10 %

для верхнього датчика і на 11 % для нижнього, для часткової витрати (режим 50 % потужності) амплітуда пульсацій для колеса РК5217М на 7 % менше для верхнього датчика і на 7 % для нижнього, для колеса РК5217М2 менше на 14 % для верхнього датчика і більше на 37 % для нижнього в порівнянні з вихідним колесом РК5217.

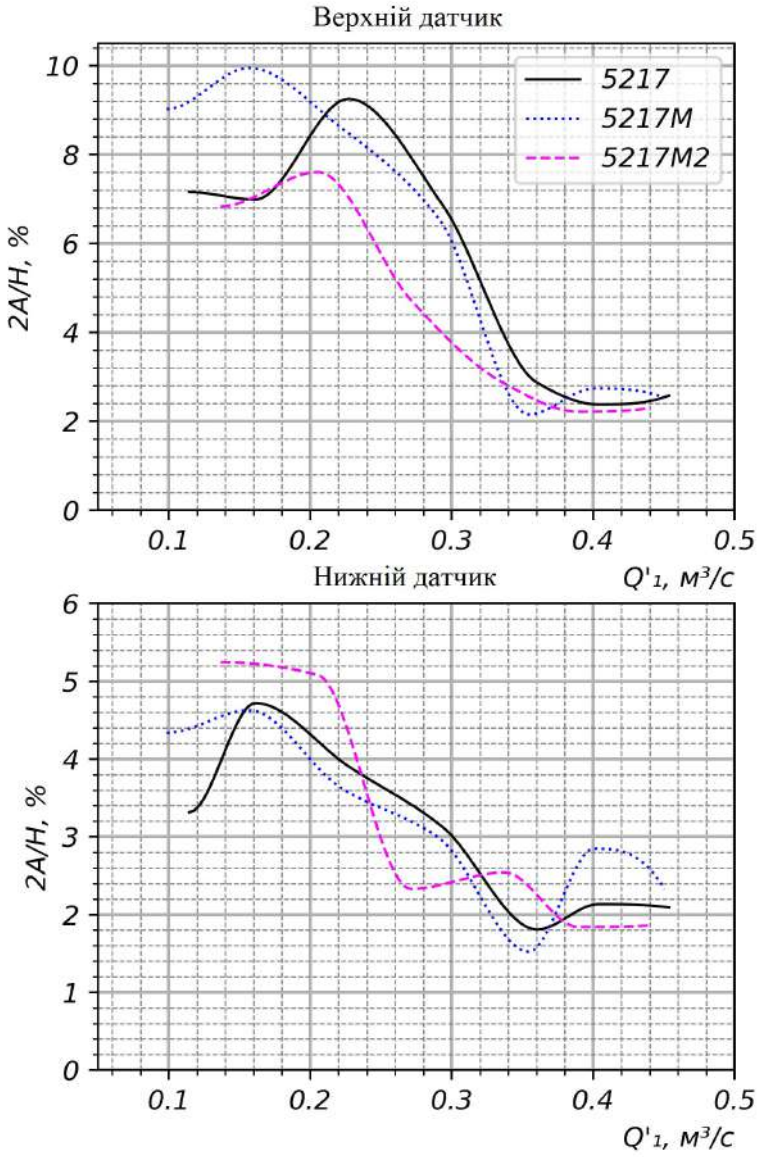


Рисунок 6.38 – Амплітуда пульсацій тиску в верхній та нижній частинах дифузору при частоті обертання n'_I = 95 хв$^{-1}$

Із наведених результатів видно, що модель з колесом РК5217М2 з негативним коловим навалом лопатей РК φ =-45º має найменші амплітуди пульсацій за колесом (верхній датчик) на всіх трьох наведених частотах обертання для номінального режиму (95 % потужності) і режиму часткової

витрати (50 % потужності). Максимальне зниження значень амплітуди пульсацій спостерігається для колеса РК5217М2 у режимі часткової витрати у верхній частині дифузору ВТ.

У цілому, майже у всьому діапазоні режимів роботи турбіни для колеса РК5217М2 спостерігається одночасне підвищення ККД і зниження рівня пульсацій тиску у дифузорі ВТ.

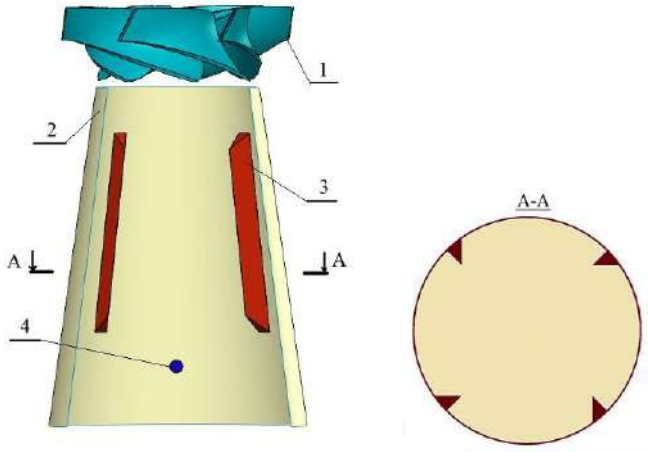
6.5 Експериментальні дослідження впливу встановлення ребер у дифузор відсмоктувальної труби насос-турбіни на рівень пульсацій тиску у турбінному режимі

Як показано в розділі 1, одним з можливих і актуальних напрямків розширення діапазону експлуатації турбін і насос-турбін в зону часткових витрат і потужностей за рахунок зменшення інтенсивності вихрових джгутів є встановлювання вирівнювальних ребер у дифузор ВТ. В дисертації розглянуто вплив таких ребер на енергетичні і пульсаційні характеристики моделі насос-турбіни на напори до 200 м [165, 249].

Попередньо було проведено чисельні дослідження пульсацій тиску у ВТ за відсутності ребер і для ребер довжиною 170 та 300 мм за допомогою програмного комплексу моделювання нестаціонарних течій у проточних частинах турбомашин різних типів *Ansys*, на яку ІЕМС має академічну ліцензію. За результатами досліджень виявлено зниження загального рівня пульсацій при використанні ребер 300 мм на 13 % в порівнянні з дифузором без ребер при режимі 60 % потужності [165].

Експериментальні випробування проведено в турбінному режимі при напорі H=6 м, відкриттях НА від 10 до 42 мм з кроком 2 мм. Було досліджено 2 ПЧ: з вихідним РК5217 і РК5217М2, що має найкращі енергетичні і пульсаційні характеристики серед РК серії 5217. Дослідження пульсацій тиску у дифузорі ВТ проведено для трьох варіантів/випадків: без ребер та з короткими (170 мм) і довгими (300 мм) ребрами. Профілі обох варіантів

ребер мають однакову форму рівнобедреного прямокутного трикутника, катет якого дорівнює 25 мм і розташований у радіальній площині. Кількість ребер – 4. Для зменшення гідравлічних втрат зверху і знизу з ребер під кутом 45º знято фаску (рис. 6.39). Ребра також виготовлено з пластику методом 3Д друку.



1 – робоче колесо; 2 – дифузор; 3 – ребро довжиною 300 мм;
4 – датчик тиску *DMK*331

Рисунок 6.39 –Розміщення ребер і датчика в дифузорі відсмоктувальної труби

Було отримано і проаналізовано універсальні енергетичні характеристики моделей. В табл. 6.4 наведено параметри оптимальних режимів всіх розглянутих варіантів. Під відносним значенням ККД η*, як і раніше, прийнято відношення його поточного значення до максимальної величини ККД вихідного варіанту РК5217, у відсотках.

Встановлення ребер обох довжин мало вплинуло на значення оптимальних приведених витрат Q_{I}' і частот обертання n_{I}'. Наявність ребер та збільшення їх довжини очікувано призводить до зниження максимального ККД. При встановленні довгих ребер зниження ККД більше, чим при коротких, а зниження в РК5217М2 дещо менше, ніж у вихідному варіанті.

Експериментальні пульсаційні дослідження виконано з метою зниження впливу вихрового джгута шляхом визначення амплітуд та частот пульсацій тиску у всьому діапазоні режимів роботи Дністровської ГАЕС. Вони проведені, як і енергетичні дослідження, при напорі H = 6 м.

Таблиця 6.4 – Параметри оптимальних турбінних режимів моделей з встановленими у дифузор ребрами і без них для двох варіантів робочих коліс

Варіант моделі	РК5217			РК5217М2		
	Q_I', м^3/с	n_I', хв$^{-1}$	η*, %	Q_I', м^3/с	n_I', хв$^{-1}$	η*, %
Ребра відсутні	0,312	78,0	100,00	0,313	79,0	100,74
Ребра 170 мм	0,324	77,0	99,55	0,311	77,5	100,66
Ребра 300 мм	0,317	77,0	99,45	0,317	79,0	100,34

Пульсації вимірювались в точці дифузору ВТ, що розташована на відстані $1{,}5 \cdot D_1$ нижче обода колеса (рис. 6.39).

Результати вимірювань представлені у вигляді спектрів, де безрозмірна амплітуда – це середньоквадратичне відхилення тиску від середнього значення *rms*, поділене на напір H у відсотках, а частота нормована до частоти обертання РК.

На рис. 6.40 представлено залежності безрозмірних сумарних пульсацій тиску *rms*/H у дифузорі ВТ від витрати для чотирьох частот обертання РК5217 n_I' 80; 85; 91 та 95 хв$^{-1}$ при встановлених ребрах та без них.

З графіків порівняння амплітуд пульсацій при різній довжині ребер, встановлених в дифузорі ВТ для проточної частини з РК5217 видно, що при витратах менше 0,300 м^3/с встановлення ребер знижує амплітуду пульсацій тиску до 52 % відносно варіанту без ребер (в залежності від витрати); для витрат більше 0,300 м^3/с у ВТ з ребрами пульсації зростають (виключення – частота обертання n_I'=80 хв$^{-1}$), але їх амплітуди залишаються в дозволених межах експлуатації. Суттєвої різниці в амплітудах пульсації для довгих та коротких ребер не спостерігається, тобто доведено, що довжина ребер практично не впливає на рівень амплітуд пульсаційних характеристик.

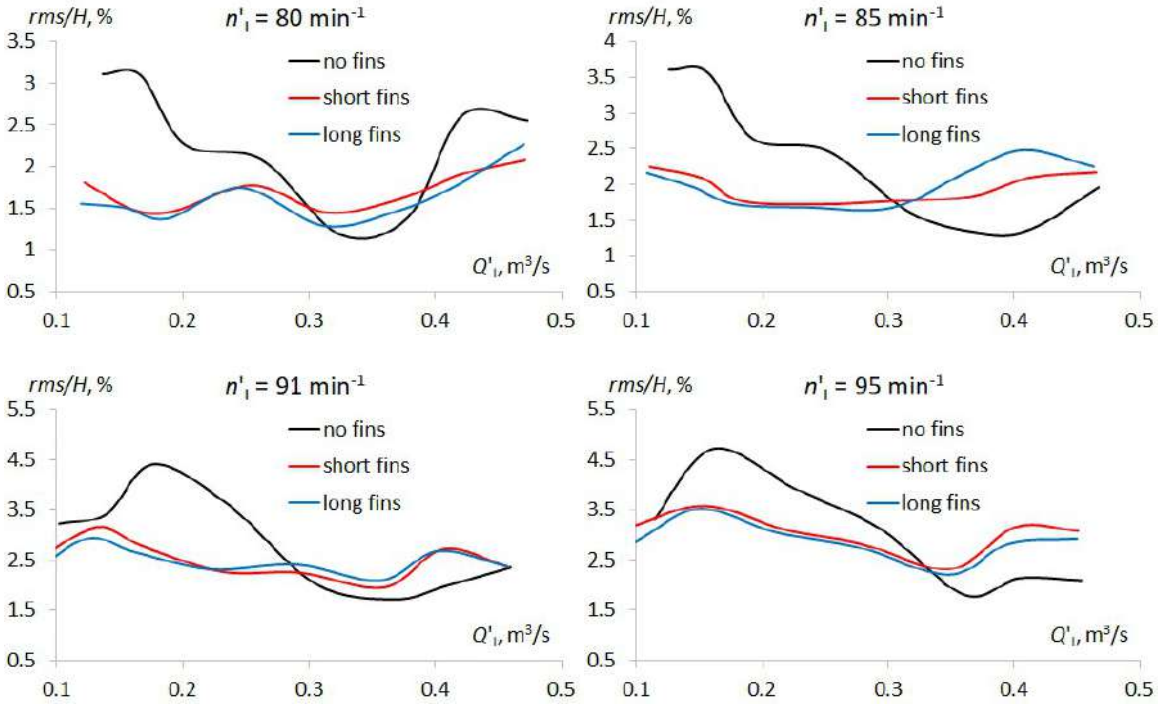


Рисунок 6.40 – Амплітуди пульсацій тиску в дифузорі при різних довжинах ребер та частотах обертання n_{I}' для РК5217

На рис. 6.41 наведено аналогічні графіки залежності амплітуди пульсацій тиску для РК5217М2.

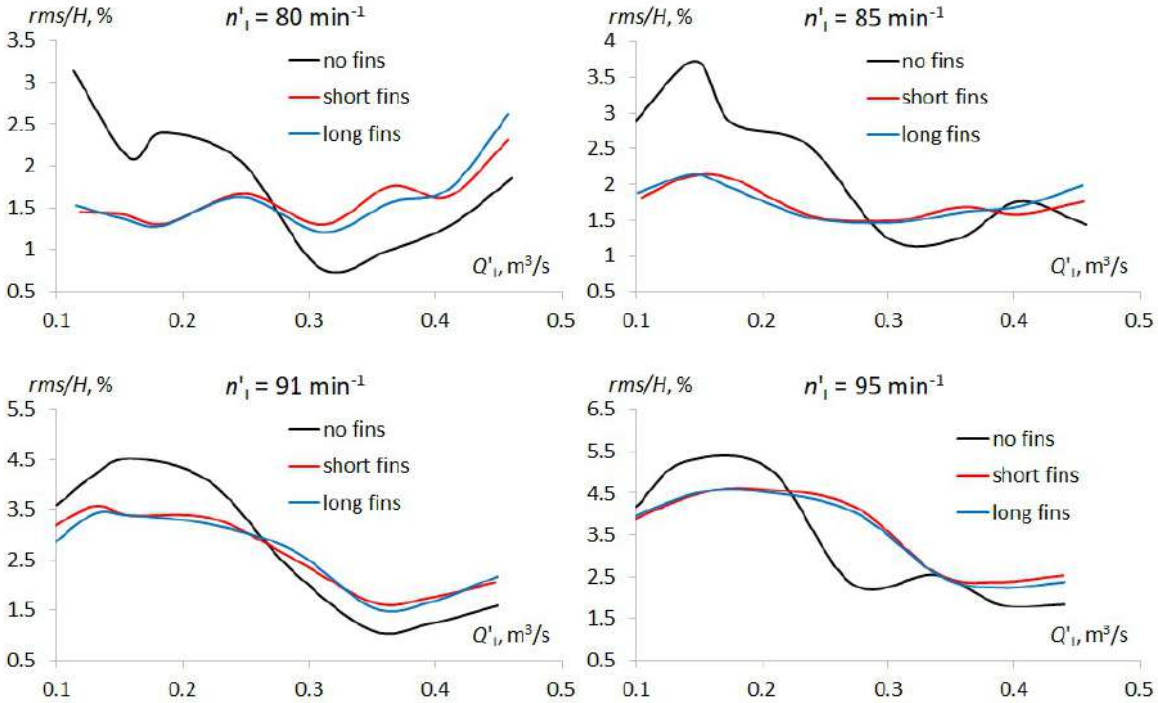


Рисунок 6.41 – Амплітуди пульсацій тиску в дифузорі при різних довжинах ребер та частотах обертання n_{I}' для РК5217М2

Для моделі з РК5217М2 отримано результати аналогічні ПЧ з РК5217. При режимі часткового навантаження (Q_I'=0,260 м^3/с) амплітуда пульсацій тиску зі встановленими ребрами знижується до 54 % (в залежності від витрати) у порівнянні з варіантом без ребер. Для витрат близьких до оптимальних та більших встановлення ребер дещо підвищує амплітуду пульсацій, але залишає її в дозволених межах безпечної експлуатації.

Спектри пульсацій тиску в дифузорі з РК5217 для режиму часткової витрати (Q_I'=0,237 м^3/с) та близького до номінального (Q_I'=0,408 м^3/с) з частотою обертання n_I' =91 хв$^{-1}$ представлено на рис. 6.42.

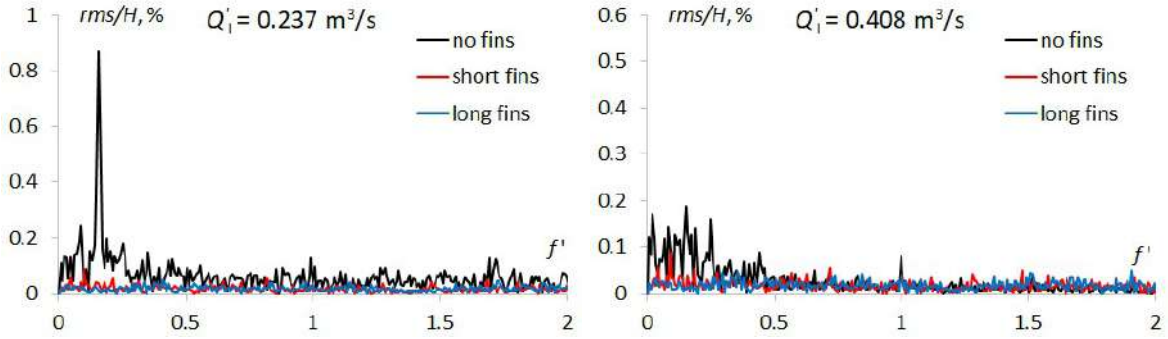


Рисунок 6.42 – Спектри пульсацій тиску в дифузорі моделі з РК5217 (n_I' = 91 хв$^{-1}$)

При аналізі спектрів пульсацій тиску для проточної частини з РК5217 видно, що встановлення ребер помітно знижує амплітуду пульсацій з частотами нижче оборотної. Пульсації на частоті 0,2 від оборотної, що відповідає прецесії вихрового джгута, при встановленні ребер практично зникають. На інших частотах також спостерігається зниження амплітуди. При підвищені витрати турбіни амплітуди пульсацій з частотами нижче оборотної знижується, (рис. 6.42, Q_I'=0,408 м^3/с), встановлення ребер при таких режимах не має суттєвого впливу на рівень пульсацій. На рис. 6.43 наведено аналогічні спектри пульсацій тиску в дифузорі з РК5217М2.

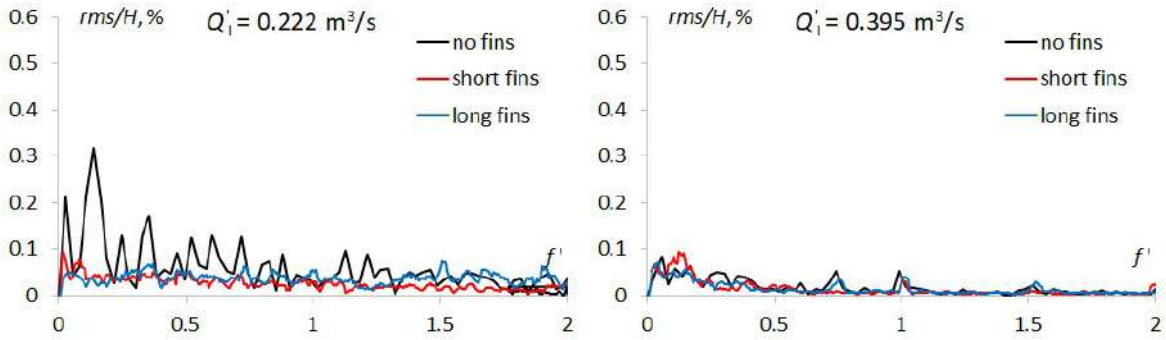


Рисунок 6.43 – Спектри пульсацій тиску в дифузорі моделі з РК5217М2 ($n_I' = 91$ хв$^{-1}$)

В моделі з РК5217М2 на частковому режимі $Q_I' = 0{,}222$ м^3/с амплітуда пульсацій на частоті прецесії вихрового джгута (0,2 обертової частоти) значно нижче, ніж з РК5217 (рис. 6.42), при застосуванні ребер ці пульсації практично зникають. Також при встановленні ребер амплітуди пульсацій знижуються майже у всьому частотному діапазоні, різниця в амплітудах для довгих та коротких ребер незначна.

Таким чином, аналіз результатів експериментальних досліджень показав, що встановлення ребер в дифузор ВТ моделі радіально-осьової насос-турбіни дозволяє цілеспрямовано зменшувати вплив вихрового джгута і суттєво знизити амплітуди низькочастотних пульсацій тиску (частоти менше оборотної) на часткових режимах роботи в турбінному режимі. Довжина ребер не має істотного впливу на рівень пульсацій в усьому діапазоні роботи турбіни. Коловий навал лопатей РК впливає на максимальний рівень пульсацій. Встановлення ребер у дифузор несуттєво впливає на величини оптимальних приведених витрат і частот обертання та призводить до незначного зниження максимального ККД.

6.6 Дослідження впливу геометричних параметрів робочих коліс на енергетичні характеристики моделей насос-турбін

6.6.1 Проєктування нової серії робочих коліс

Після встановлення залежностей впливу колових навалів лопатей РК на енергетичні характеристики насос-турбін і аналізу структури потоку в каналах РК серії 5217 (розділ 4) було виконано роботи з дослідження впливу геометричних параметрів РК (в першу чергу кількості лопатей z і форми всмоктувальної кромки) на ефективність моделей в турбінному і насосному режимах. Робота виконувалася в рамкам співробітництва ІЕМС з АТ «Українські енергетичні машини». За домовленістю сторін форму меридіональних обводів було вирішено не змінювати з виробничих причин. Відповідно до висновків розрахунків течії в'язкої нестисливої рідини (п. 4.2) для покращення умов обтікання лопатей РК на периферії було прийнято рішення перенести всмоктувальну кромку вниз за потоком (рис. 6.44). Було спроєктовано і досліджено серію РК, що отримала назву 5252, з різною кількістю лопатей – від 6 до 9. Всі інші елементи ПЧ залишилися без змін. Лопаті РК було спрофільовано і чисельно досліджено за методами і програмами, розробленими в ІЕМС [235]. За допомогою програми обтікання решітки профілів на осесиметричних поверхнях току в шарі змінної товщини було визначено найбільш раціональні значення кутів обхвату лопаті в плані та вхідних і вихідних кутів лопаті.

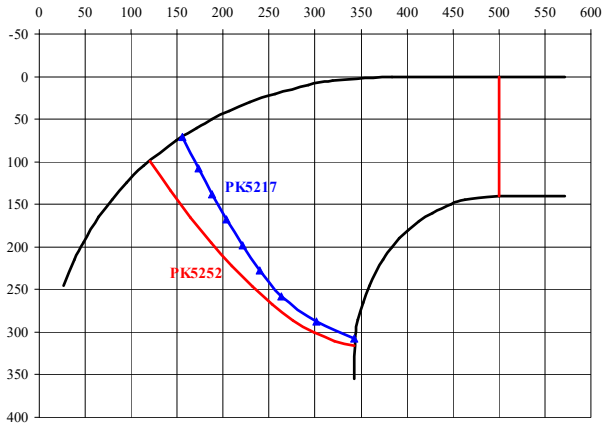


Рисунок 6.44 – Форма кромок РК серії 5217 і 5252

В табл. 6.5 наведено геометричні параметри лопатей РК вихідного РК5217 та РК серії 5252.

Таблиця 6.5 Геометричні параметри робочих коліс

Назва моделі	z	$\beta_{1пер,}^{\circ}$	$\beta_{2пер,}^{\circ}$	$\varphi_{пер,}^{\circ}$	$\varphi_{вт}-\varphi_{пер,}^{\circ}$	Навал γ, °	$L_{пер,}$ м
РК5217	7	–	–	96,3	2,83	+10	0,25123
РК5252М6	6	28,3	15,60	104,2	15,64	-30	0,26003
РК5252М7	7	28,1	15,60	96,2	15,64	-30	0,26003
РК5252М8	8	28,0	15,50	90,7	15,64	-30	0,26003
РК5252М9	9	28,0	14,60	85,1	15,64	-45	0,26003

В табл. 6.5 позначено: z – кількість лопатей; $\beta_{1пер}$ – геометричний кут лопаті на вході периферійного профілю; $\beta_{2пер}$ – геометричний кут на виході периферійного профілю; $\varphi_{пер}$ – кут обхвату периферійного профілю; $\varphi_{вт}$-$\varphi_{пер}$ – різниця між кутами обхвату втулкового і периферійних профілів; γ – значення колового навалу; $L_{пер}$ – довжина периферійного профілю в меридіональній проєкції (для діаметра РК 1 м).

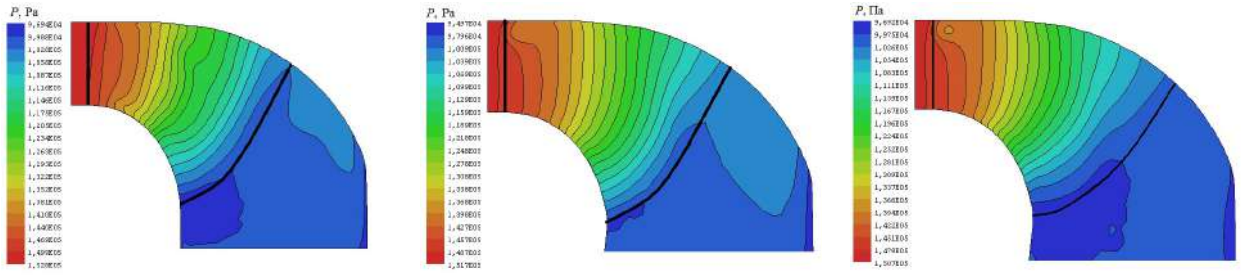
6.6.2 Чисельне моделювання робочого процесу в турбінному режимі

Аналіз результатів чисельних досліджень енергетичних характеристик РК серії 5252 за спрощеними методами [235] показав, що кращі показники має РК з 7 лопатями. Крім того, саме таку кількість лопатей було прописано представниками АТ «Українські енергетичні машини» в Технічному завданні на розроблення моделі насос-турбіни для 5–7 гідроагрегатів Дністровської ГАЕС.

За допомогою програми *IPMFlow* було проведено чисельні дослідження структури потоку і енергетичних показників моделі з РК5252М7 у турбінному режимі. Умови проведення моделювання течії і режими повністю відповідали наведеним у підрозділі 6.2 при дослідженні моделей з РК серії 5217 [250]. Структура потоку також оцінювалася за критеріями, що наведені у підрозділі 6.2.

На приведених нижче рисунках структуру потоку і розподіл значень ККД від відкриття НА моделі з новим РК5252М7 порівняно з аналогічними характеристиками вихідного варіанту РК5217, що встановлено на 1–4 агрегатах Дністровської ГАЕС, і РК5217М2, що має найкращі характеристики серед коліс серії 5217 [250].

На рис. 6.45 наведено як приклад розподіл тиску в середньому меридіональному перерізі в турбінному режимі при номінальному напорі і відкритті НА a_0= 24 мм, що близьке до оптимального.

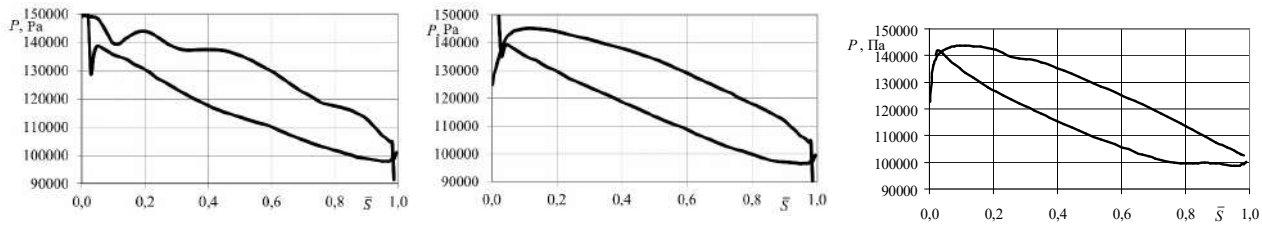


РК5217 РК5217М2 РК5252М7

Рисунок 6.45 – Розподіл тиску P в середньому меридіональному перерізі при номінальному напорі (n'_{I} =91 хв$^{-1}$) і відкритті напрямного апарату a_0= 24 мм в турбінному режимі

Видно, що в РК5217М2 і РК5252М7 розподіл тиску в каналі більш рівномірний, ніж у вихідному варіанті.

На рис. 6.46 наведено епюри тиску при цьому ж режимі для трьох варіантів РК.



РК5217 РК5217М2 РК5252М7

Рисунок 6.46 –Епюри тиску на середніх перерізах лопатей трьох варіантів робочих коліс при номінальному напорі (n'_{I} =91 хв$^{-1}$) і відкритті напрямного апарату a_0= 24 мм в турбінному режимі

Очевидно, що РК5217М2 і РК5252М7 мають більш рівномірний розподіл тиску, особливо по всій робочій стороні (стороні тиску). В

РК5252М7 в області вихідної кромки на стороні розрідження спостерігається зона (приблизно 22 % довжини профілю), де значення тиску практично не змінюється і дорівнює приблизно 100 000 Па. Тобто розрідження на виході менше ніж у РК серії 5217, що має привести до покращення кавітаційних якостей [250].

На рис. 6.47 наведено розподіл осьової, радіальної і колової складових компонент абсолютної швидкості на виході з РК перед конусом відсмоктувальної труби.

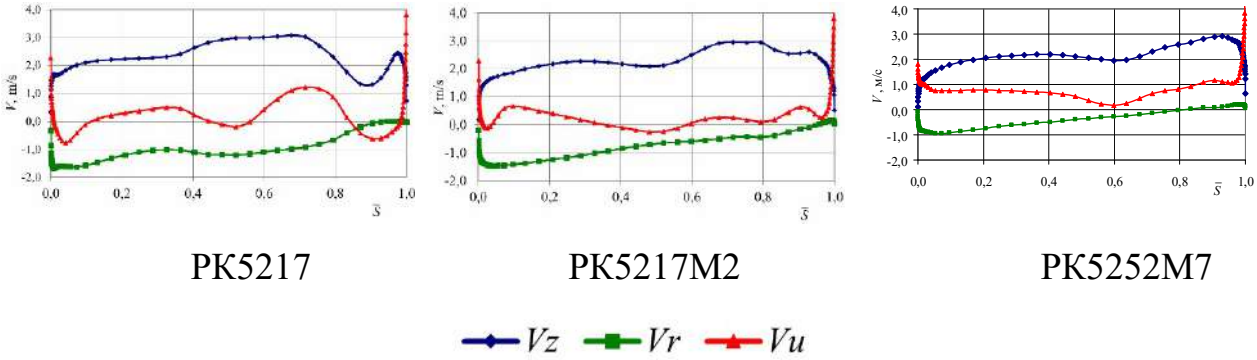


Рисунок 6.47 – Розподіл осьової *Vz*, радіальної *Vr* і колової *Vu* складової швидкості на виході з робочого колеса при номінальному напорі (n'_I =91 хв$^{-1}$) і відкритті напрямного апарату a_0= 24 мм

Найбільш рівномірний розподіл складових швидкості, особливо осьової і колової, за РК має нове РК5252М7. Це є свідоцтвом кращого спрацювання напору новим РК, формуванням більш сприятливих умов на вході у ВТ і, відповідно, дає обґрунтовану підставу очікувати підвищення ефективності ПЧ з цим РК.

На рис.6.48 наведено залежності розрахункового ККД від відкриття НА в моделях з трьома варіантами РК при приведених частотах обертання, що відповідають мінімальному, номінальному і максимальному напорам на Дністровській ГАЕС [250].

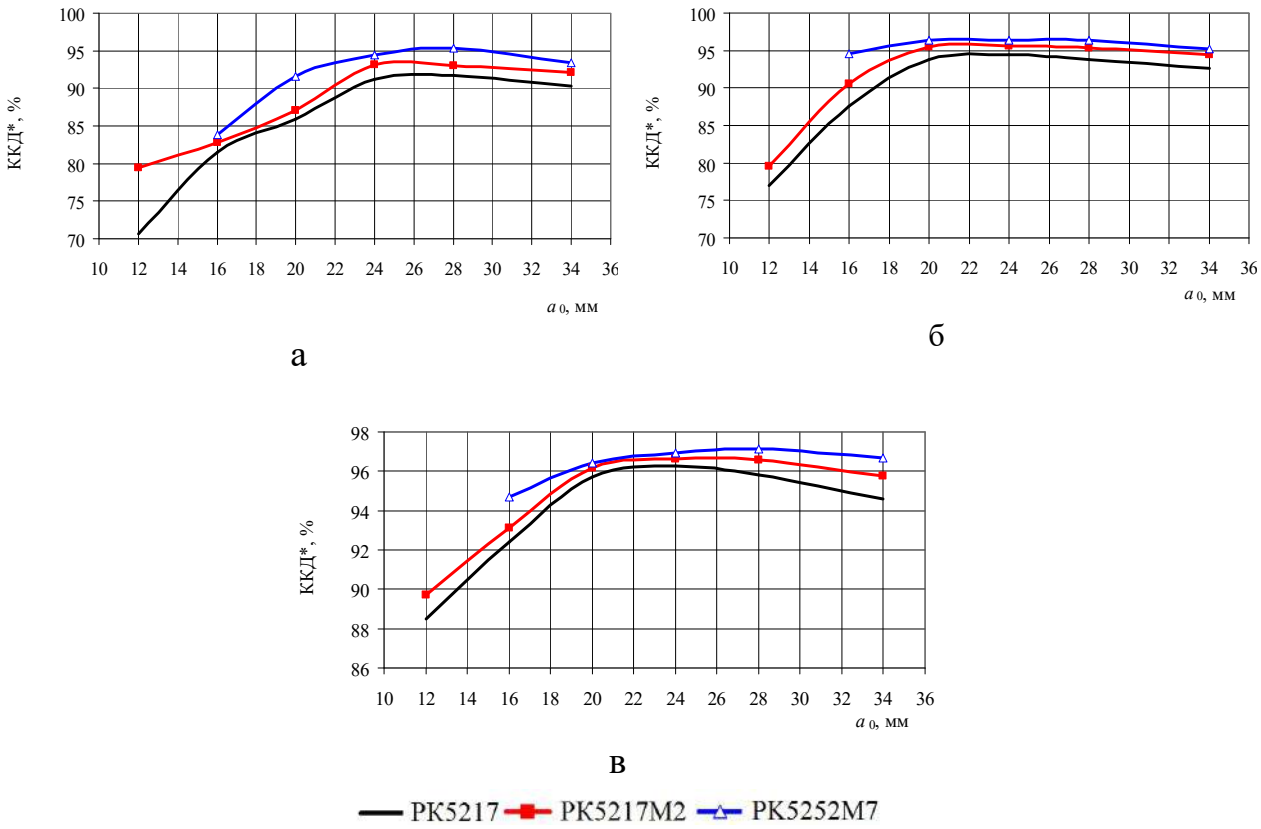


Рисунок 6.48 – Залежності розрахункового ККД від відкриття напрямного апарату в моделях насос-турбіни з трьома варіантами робочих коліс в турбінному режимі: а – мінімальний напір (n'_I=95 хв$^{-1}$); б – номінальний напір (n'_I=91 хв$^{-1}$); в – максимальний напір (n'_I=85 хв$^{-1}$)

Аналіз результатів, наведених на рис. 6.48, підтвердив, що покращення структури потоку в області РК (рис. 6.45–6.47) призвело до помітного підвищення рівня ККД практично у всьому діапазоні експлуатації гідроагрегатів на Дністровській ГАЕС [250]. Для підтвердження результатів чисельного моделювання та встановлення впливу геометричних параметрів РК (в першу чергу кількості лопатей РК) на енергетичні характеристики, було проведено експериментальні випробування на гідродинамічному стенді ЕКС-30.

6.6.3 Експериментальні дослідження моделей робочих коліс серії РК5252

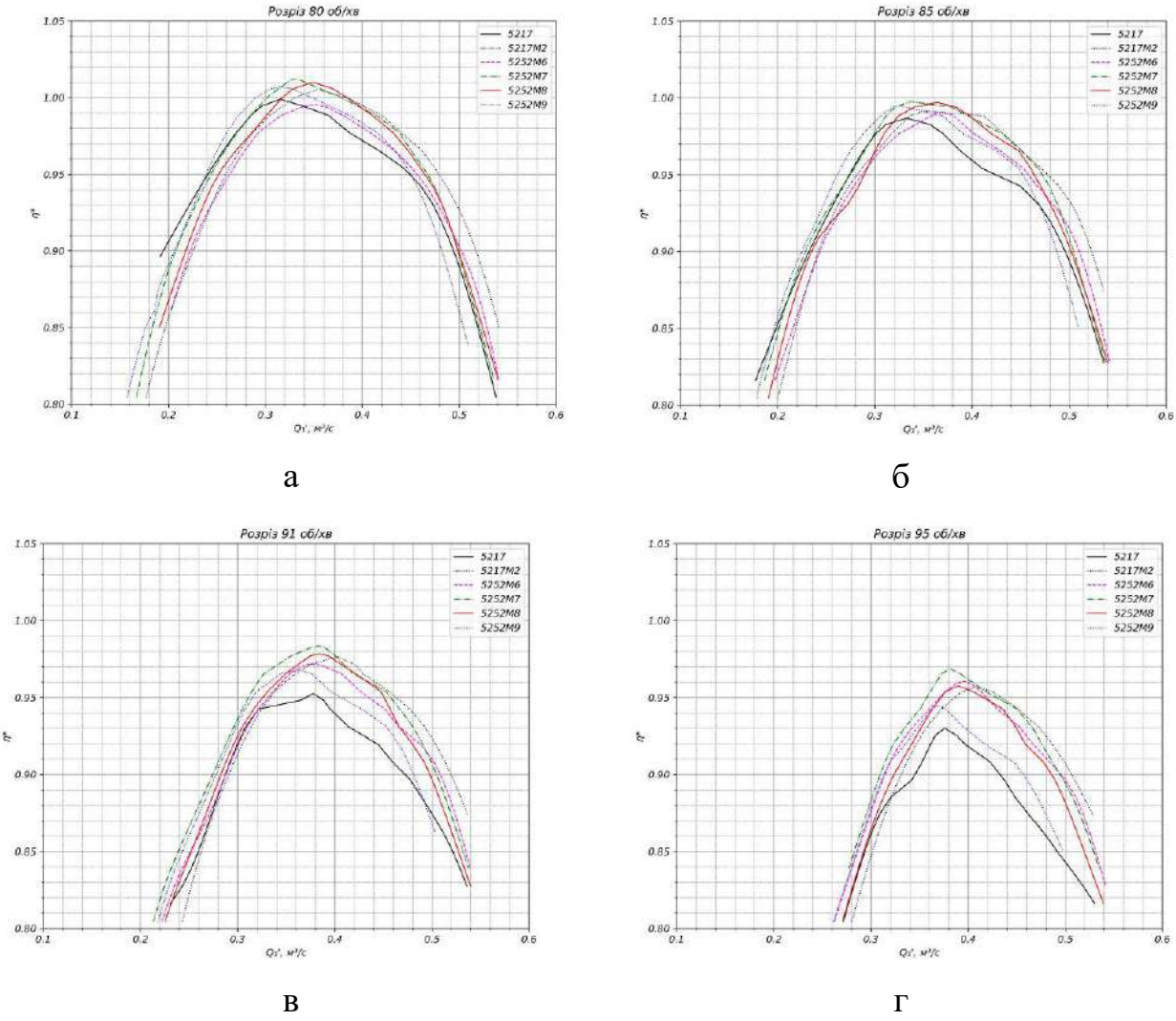
Було виготовлено 4 моделі РК з різною кількістю лопатей (табл. 6.5) з діаметром 350 мм і досліджено на гідродинамічному стенді ЕКС-30 гідролабораторії ІЕМС. Умови проведення селективних досліджень були такі самі, як при дослідженні впливу навалів РК серії 5217.

В табл. 6.6 наведено параметри оптимальних турбінних і насосних режимів моделей нової серії 5252, вихідного РК5217 та кращого РК5217М2 попередньої серії 5217 [250].

Таблиця 6.6 Параметри оптимальних турбінних і насосних режимів моделей з різними робочими колесами

Робоче колесо		Оптимальний турбінний режим			Оптимальний насосний режим		
		Q_1', м^3/с	n_1', хв$^{-1}$	η*, %	Q_1', м^3/с	n_1', хв$^{-1}$	η*, %
1	РК5217	0,312	78,0	100,00	0,402	92,1	100,00
2	РК5217М2	0,313	78,0	100,74	0,398	92,1	100,40
3	РК5252М6	0,350	79,6	99,54	0,358	91,0	98,63
4	РК5252М7	0,329	77,5	101,26	0,383	90,7	99,91
5	РК5252М8	0,353	78,3	101,11	0,395	91,6	99,66
6	РК5252М9	0,352	79,5	100,54	0,425	92,2	99,02

Найвище значення ККД в турбінному режимі отримано в моделі з РК5252М7 (що більш ніж на 1 % перевищує значення ККД вихідного варіанту та помітно модель з РК5217М2), найнижчий – з шестилопатевим РК5252М6. В насосному режимі максимальний ККД, що перевищує значення вихідного варіанта, отримано в моделі з РК5217М2. Треба відзначити і високий рівень ККД моделі з РК5252М7 – його значення менше вихідного на 0,09 %. На рис. 6.49 наведено залежності ККД від витрати моделей з РК серій 5217 і 5252 в турбінному режимі при різних значеннях $n_1'=const$, що відповідають характерним напорам на станції [250].



а б

в г

Рисунок 6.49 – Залежності ККД від витрати моделей з РК серій 5217 і 5252 в турбінному режимі при різних значеннях n'_{I} =*const*: а – розрахункова частота обертання n'_{I}=80 хв$^{-1}$; б – максимальний напір (n'_{I}=85 хв$^{-1}$); в – номінальний напір (n'_{I} =91 хв$^{-1}$); г – мінімальний напір (n'_{I} =95 хв$^{-1}$)

З наведених результатів видно, що вибір раціональних геометричних параметрів лопатей РК дозволив суттєво підвищити ефективність моделі насос-турбіни на параметри Дністровської ГАЕС. Практично у всьому діапазоні витрат при всіх напорах на станції найбільш ефективною є модель РК5252М7 з 7 лопатями. Так, наприклад, при приведеній частоті обертання n'_{I}=91 хв$^{-1}$, що відповідає номінальному напору на станції, максимальний ККД більш ніж на 2,5 % перевищує показник вихідного варіанту. Інші моделі серії 5252 також мають кращі показники, ніж вихідне, що є свідоцтвом ефективності запропонованих методів. Такого результату вдалося досягнути за рахунок, в першу чергу, більш раціональної компоновки розрахункових

профілів при просторовому профілюванні лопаті РК, а також зміни положення всмоктувальної кромки в меридіональній проєкції, що збільшило площу лопаті.

Попередні дослідження пульсацій тиску у ВТ показали, що кількість лопатей РК значно менше впливає на амплітудно-частотні спектри, ніж величини колових навалів, модель з РК5252М7 має кращі пульсаційні характеристики порівняно з вихідним РК5217 практично у всьому діапазоні напорів і витрат.

На рис. 6.50 наведено залежності ККД і напору від подачі моделей з РК серії 5217 і 5252 в насосному режимі при відкритті НА a_0=26 мм, що є практично оптимальним для всіх досліджуваних моделей [250].

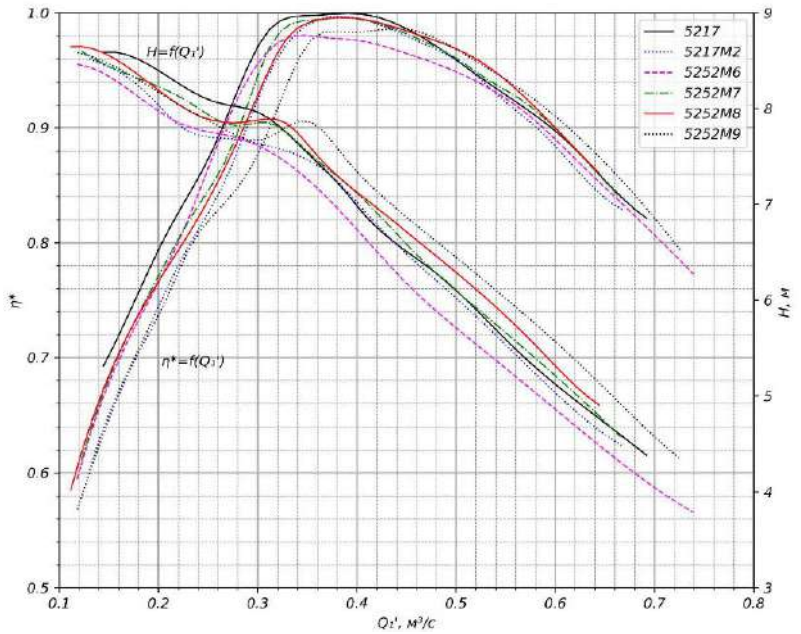


Рисунок 6.50 – Залежності ККД і напору від подачі моделей з РК серії 5217 і 5252 в насосному режимі при відкритті напрямного апарату a_0=26 мм

Відомо, що напірність моделей в першу чергу визначає кількість лопатей – очікувано, що максимальну напірність отримано в моделі з дев'ятилопатевим РК5252М9, мінімальну – шестилопатевим РК5252М6. Криві напору в області припустимої експлуатації – до зони помпажу при малих подачах розташовані майже паралельно. Кращі енергетичні криві отримано в моделях з вихідним РК5217 та РК нової серії РК5252М7 і

РК5252М8 – їх характеристики мають доволі широкі площадки з високим рівнем ККД.

Таким чином, проаналізувавши результати експериментальних досліджень на гідродинамічному стенді серії моделей насос-турбін, РК яких мають різну кількість лопатей, встановлено, що найкращі енергетичні характеристики має РК5252М7 [250]. На це РК подано заявку на винахід і отримано позитивний результат [251]. Геометричні дані цієї моделі передано фахівцям АТ «Українські енергетичні машини» для виготовлення металевої великомасштабної моделі з діаметром РК 500 мм для перевірки отриманих селективних результатів та подальшого впровадження на 5–7 гідроагрегатах Дністровської ГАЕС. У випадках, коли на ГАЕС треба забезпечити вищий напір, рекомендуємо до впровадження РК5252М8.

6.7 Висновки до шостого розділу

1. Запропоновано метод просторового профілювання лопатей РК насос-турбін радіально-осьового типу, що базується на застосуванні навалів у коловому напрямку і дозволяє суттєво впливати на структуру потоку в проточній частині радіально-осьової насос-турбіни і на її енергетичні характеристики.

2. На основі чисельного дослідження течії в’язкої нестисливої рідини встановлено залежності структури потоку в проточних частинах від колового навалу лопатей робочого колеса насос-турбін в турбінному режимі, що дозволило розробити робоче колесо з суттєво покращеними показниками.

3. Експериментальним шляхом на гідродинамічному стенді було встановлено залежності впливу просторового профілювання лопатей робочих коліс насос-турбін радіально-осьового типу на енергетичні характеристики в турбінному і насосному режимах; в турбінному режимі застосування навалів лопатей не призводить до суттєвої зміни режимних параметрів оптимуму.

4. Застосування позитивного колового навалу в РК5217М призвело до найнижчих показників майже у всьому діапазоні роботи як за значеннями ККД у турбінному і насосному режимах, так і за напорністю у насосному.

5. Застосування негативного колового навалу в РК5217М2 призвело до підвищення максимального ККД в турбінному режимі на 0,74 % відносно вихідного варіанту насос-турбіни, що встановлена на 1–4 агрегатах Дністровської ГАЕС. У всьому діапазоні напорів на станції ККД проточної частини з новим РК5217М2 суттєво вище, ніж у вихідного, а при номінальному напорі в діапазоні витрат 0,300–0,470 $м^3/с$ підвищення становить 1,1–2,0 %.

6. В насосному режимі максимальне значення ККД робочих коліс серії 5217 отримано також в проточній частині з новим РК5217М2 з негативним коловим навалом. При подачах до 0,350 $м^3/с$ вихідне колесо має вищий рівень ККД і напору. При більших подачах напірність цих коліс приблизно однакова на всіх відкриттях НА, рівень ККД при відкриттях НА до 22 мм у РК5217М2 вище, а при більших практично однакова з вихідним.

7. Пульсаційні дослідження впливу просторового профілювання показали, що максимальний рівень пульсацій тиску у всіх РК отримано у верхній частині конусу відсмоктувальної труби при приведених подачах 0,150–0,250$м^3/с$. Найкращі характеристики має РК5217М2 з негативним коловим навалом, застосування просторового профілювання лопатей робочого колеса дозволило знизити рівень пульсацій нижче 8 %.

8. Визначено, що встановлення вирівнювальних ребер в дифузор відсмоктувальної труби дозволяє суттєво знизити амплітуду низькочастотних пульсацій тиску (частоти менше оборотної) на часткових режимах роботи турбіни. Довжина ребер не має істотного впливу на рівень пульсацій в усьому діапазоні роботи турбіни.

9. За результатами експериментальних досліджень впливу геометричних характеристик робочих коліс на енергетичні показники турбінного і насосного режимів встановлено, що модель проточної частини з

РК5252М7 з 7 лопатями є найбільш ефективною, тому її рекомендовано для впровадження на 5–7 гідроагрегатах Дністровської ГАЕС.

10. Публікації за темою розділу:

Rusanov A. V., Subotin V. H., Khoryev O. M., Bykov Y. A., Korotaiev P. O., Ahibalov Y. S. *Effect of 3D Shape of Pump-Turbine Runner Blade on Flow Characteristics in Turbine Mode*. J. of Mech. Eng. **25**(2022), No. 4, pp. 6–13. https://doi.org/10.15407/pmach2022.04.006

Khoryev O., Lynnyk O., Korotaiev P., Bykov Yu., Ahibalov Ye. *Effect of circumferential lean of pump-turbine runner blades on energy characteristics.* Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, 2024, № 3. pp. 56–62. https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-3/056. (*фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

Rusanov A., Subotin V., Khoryev O., Lynnyk O., Bykov Yu., Korotaiev P., Ahibalov Ye. Experimental studies of pressure pulsations in draft tube diffuser of pump-turbine models for head up to 200 m. *Sci.innov*.2024. 20 (3). pp. 53–66. https://doi.org/10.15407/scine20.03.053. (*фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

Rusanov A., Khoryev O., Ahibalov Ye., Korotaiev P., Bykov Yu. *Experimental Studies of Diffuser Fins Effect in Pump-Turbine Draft Tube on Pressure Pulsation in Turbine Mode. Advances in Mechanical and Power Engineering II*. Selected Papers from The International Conference on Advanced Mechanical and Power Engineering (CAMPE 2023), October 16–19, 2023. pp. 23–32. https://doi.org/10.1007/978-3-031-82979-6-3. (*видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)

Bykov Y., Khoryev O., Korotaiev P., Dedkov V., Agibalov Y.: Numerical Investigation of Unsteady Flow in Draft Tube with Ribs. *In: Proc. of 2022 IEEE KhPI Week on Advanced Technology, pp 589–594, Kharkiv, 3–7 October, 2022. https://doi.org/10.1109/KhPIWeek57572.2022.9916461. (*видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus*)*

Khoryev O.M., Rusanov A.V., Lynnyk O.V., Korotaiev P.O., Bykov Yu.A., Ahibalov Ye.S., Maksymenko-Sheiko K.V. Effect of geometrical parameters of pump-turbine runners on energy characteristics. Відновлювана енергетика. №3/2025. с. 164–172. https://doi.org/10.36296/1819-8058.2025.3(82).164-172. (фахове видання включене до міжнародної наукометричної бази Scopus)

Русанов А.В., Хорєв О.М., Коротаєв П.О., Агібалов Є.С., Биков Ю.А. Робоче колесо радіально-осьової насос-турбіни. Патент UA 161637 U; F03B 3/12 опубл. 25.12.2025 р, бюл. №52, т. 1 – заяв. u202405711, 03.12.2024.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі поставлено і вирішено науково-практичну проблему покращення енергетичних і пульсаційних характеристик і розширення діапазону експлуатації турбін різного типу для ГЕС і ГАЕС шляхом гідродинамічного удосконалення ПЧ на основі сучасних експериментальних і чисельних методів. Відповідно до поставленої мети та завдань одержано такі наукові та практичні результати:

1. На основі аналізу науково-технічних джерел за темою дисертації встановлено, що перспективними методами розв'язання поставлених задач є гідродинамічне удосконалення проточних частин за допомогою просторового профілювання лопатей робочих коліс та впровадження нових технічних рішень – застосування сплітерних робочих коліс і встановлення вирівнювальних ребер у відсмоктувальну трубу.

2. Обґрунтовано ефективність застосування вдосконаленого програмного комплексу чисельного моделювання течії нестисливої в'язкої рідини *IPMFlow* для визначення енергетичних характеристик осьових і радіально-осьових турбін; доведено, що висока збіжність якісних та кількісних показників моделювання із даними фізичного експерименту (зокрема, похибка визначення максимального ККД турбіни Френсіса РО45 при розрахунковому напорі становить 0,32 %, а при максимальному – 0,14 % при ідентичності форми кривих) дозволяє замінити коштовні стендові випробування на чисельні на етапі проєктування.

3. Доведено, що запропонований удосконалений метод просторового профілювання лопатей осьових робочих коліс за допомогою втулкових і периферійних, колових і осьових навалів дає змогу цілеспрямовано впливати на структуру потоку і на основі кращого узгодження течії в робочому колесі і відсмоктувальній трубі підвищувати ефективність турбін для ГЕС.

4. Встановлені в чисельний спосіб закономірності впливу комбінованих периферійних навалів лопатей на структуру течії та енергетичні

характеристики дозволили створити нове перспективне робоче колесо осьової поворотно-лопатевої турбіни. Доведено його високу енергетичну ефективність порівняно з сучасним базовим устаткуванням (на прикладі турбіни Кременчуцької ГЕС): на розрахунковому режимі досягнуто збільшення максимального ККД на 0,87 % із одночасним зростанням потужності на 0,516 МВт.

5. На основі аналізу результатів комплексних чисельних та експериментальних досліджень особливостей течії рідини у моделях насос-турбін на напори 80–125 м науково обґрунтовано перспективність застосування робочих коліс підвищеної швидкохідності зі збільшеною кількістю лопатей суттєво просторової форми і збільшеною висотою напрямного апарату, що забезпечило приріст максимального ККД в турбінному режимі на 0,85 %, а в насосному – на 0,50 % відносно моделі з традиційним робочим колесом, при одночасному розширенні діапазону його надійної експлуатації.

6. Доведено, що запропонований метод просторового профілювання лопатей радіально-осьових робочих коліс насос-турбін, який базується на застосуванні навалів у коловому напрямку, дозволяє суттєво впливати на структуру потоку в елементах проточних частин, що забезпечує підвищення енергетичних характеристик у широкому діапазоні робочих режимів.

7. Встановлено, що застосування колових навалів лопатей робочих коліс радіально-осьового типу практично не впливає на режимні параметри оптимальної точки універсальної характеристики; застосування негативного колового навалу в робочому колесі РК5217М2 призвело до підвищення максимального ККД в турбінному режимі на 0,67 % відносно вихідного варіанту, при номінальному напорі в діапазоні витрат 0,300–0,470 $м^3/с$ підвищення становить 1,1-2,0 %; в насосному режимі підвищення максимального ККД становить 0,35 %.

8. Експериментально встановлено, що застосування негативних колових навалів лопатей робочих коліс радіально-осьових насос-турбіни на напори до 200 метрів призводить до зниження рівня пульсацій тиску у дифузорі

відсмоктувальної трубі майже у всьому діапазоні експлуатації в турбінному режимі, їх рівень не перевищує 8 %, що є обов'язковою умовою технічного завдання на проєктування агрегатів Дністровської ГАЕС.

9. Встановлені в експериментальний спосіб закономірності впливу геометричних параметрів робочих коліс (кути колових навалів, кількість лопатей, форма кромок) насос-турбін на енергетичні показники дозволили розробити перспективну модель насос-турбіни ОРО5252М7 на параметри Дністровської ГАЕС, що в турбінному режимі при номінальному напорі має ККД на 2,1-2,3 % вище, ніж у встановлених на 1-4 агрегатах.

10. В експериментальний спосіб визначено, що встановлення стабілізуючих вирівнювальних ребер в дифузор відсмоктувальної труби моделі насос-турбіни дозволило забезпечити цілеспрямоване обмеження впливу вихрового джгута на режимах часткового навантаження та знизити значення амплітуд пульсацій тиску на таких режимах до 50 % (залежно від витрати і напору); довжина вирівнювальних ребер не має істотного впливу на рівень пульсацій в усьому діапазоні роботи.

11. Встановлені в експериментальний і чисельний спосіб закономірності впливу геометричних параметрів сплітерів робочих коліс радіально-осьових насос-турбін середньої швидкохідності на структуру потоку та енергетичні характеристики в турбінному і насосному режимах дозволили спроєктувати робоче колесо зі сплітером з підвищеною ефективністю роботи в зоні часткових навантажень.

12. Результати дисертаційної роботи впроваджено на АТ «Українські енергетичні машини» в проєкти розроблення проточних частин низьконапірних осьових поворотно-лопатевих турбін для реконструкції ГЕС Дніпровського каскаду і радіально-осьових насос-турбін третьої черги Дністровської ГАЕС; в ТОВ «Харківтурбоінжинірінг» при розробленні радіально-осьових турбін РО45 для ГЕС Дхаліпур, Індія, а також в учбовий процес аспірантів ІЕМС ім. А.М. Підгорного НАН України.

13. Результати досліджень, що становлять основу дисертаційної роботи, отримали високу оцінку наукової і науково-технічної спільноти України: у 2020 р. за цикл робіт «Науково-технічні основи моделювання та проектування високоефективних проточних частин енергетичних турбоустановок» здобувачу рішенням Президії НАН України присуджена премія імені Г.Ф. Проскури НАН України (за видатні роботи в галузі енергетики), у 2021 р. за роботу «Створення високоекономічних гідроагрегатів для ГЕС України» присуджено звання лауреата Національної премії України імені Бориса Патона, обидві у співавторстві.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Renewable capacity statistics 2025. *IRENA. International Renewable Energy Agency,* Abu Dhabi. URL: https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2025/Mar/IRENA_DAT_RE_Capacity_Statistics_2025.pdf (дата звернення: 10.10.2025).

2. Hydropower capacity should more than double by 2050 to meet climate goals. *Irena says*. *The National News*. URL: https://www.thenationalnews.com/business/energy/2023/02/14/hydropower-capacity-should-more-than-double-by-2050-to-meet-climate-goals-irena-says/ (дата звернення: 10.10.2025).

3. Prediction of unstable full load conditions in a Francis turbine prototype / J. G. Pereira, E. Vagnoni, A. Favrel et al. // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2022. Vol. 169. Art. 108666. DOI: 10.1016/j.ymssp.2021.108666.

4. Sandeep Kumar, Michel J. Cervantes, Bhupendra K. Gandhi. Rotating vortex rope formation and mitigation in draft tube of hydro turbines – A review from experimental perspective. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 136, 2021, 110354. DOI: 10.1016/j.rser.2020.110354.

5. Experimental study of pressure pulsation in a large-scale hydropower plant with Francis turbine units and a common penstock / Jamali R., Sohani A., Hemmatpour K. et al. // *Energy Conversion and Management: X*. 2022. Vol. 16. Art. 100308. DOI: 10.1016/j.ecmx.2022.100308.

6. Increasing the operating range and energy production in Francis turbines by an early detection of the overload instability / Zhao W., Presas A., Egusquiza M. et al. // *Measurement*, Volume 181, 2021, 109580, DOI: 10.1016/j.measurement.2021.109580.

7. Ландау Ю. Гідроенергетика та її роль у перебудові економіки України. *Урядовий кур'єр*. URL: https://ukurier.gov.ua/uk/articles/gidroenergetika-ta-yiyi-rol-u-perebudovi-/ (дата звернення: 02.11.2025).

8. Поташник С.И. Стратегия развития гидроэнергетики Украины на период до 2030 г. Концептуальные положения. *Энергетическая политика Украины*. 2005. №7–8. С. 62–64.

9. Ландау Ю.А. Основные тенденции развития гидроэнергетики Украины. *Научные работы*. Харьков. 2014. Т. 53, Вып 40. С. 82–86.

10. Рябенко О.А., Клюха О.О., Тимощук В.С. Роль ГАЕС в роботі енергосистем. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. Київ. 2014. № 2. С. 167–170.

11. Субботин В. Г., Левченко Е. В., Ефименко В. Н. Оборудование ОАО «Турбоатом» для гидроэлектростанций Украины: модернизация, реабилитация и перспективы создания новых типов. *Гидроэнергетика Украины*. 2009. № 2. С. 33–43.

12. Линник О.В., Рябова С.О. АТ «Турбоатом» – 85-річний період успіху та всесвітнього визнання. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини.* Харків. 2019, № 1. С. 3-10. DOI: 10.20998/2411-3441.2019.1.01

13. Hydropower Status Report 2022. International Hydropower Association. London : One Canada Square, 2022. 52 p.

14. Створення високоекономічних гідроагрегатів для ГЕС України / В. Г. Суботін, С.Д. Осадчий, В.Л. Рассовський та ін.; ПрАТ «Укргідропроект». Харків : ФОП Рубашкін Д. Ю., 2021. 248 с. ISBN 978-617-8001-04-9.

15. Ландау Ю.А. Перспективы развития гидроаккумулирования в Украине. Тези доповідей. URL: https://ipmach.kharkov.ua/wp-content/uploads/2019/10/Abstracts-of-section-2-of-UE-2019.pdf (дата звернення: 02.11.2023).

16. Калинина Л.Г. Перспективные объекты гидроэнергетики, требующие разработки новых проточных частей гидротурбин. Тези доповідей. URL: https://ipmach.kharkov.ua/wp-content/uploads/2019/10/Abstracts-of-section-2-of-UE-2019.pdf (дата звернення: 02.11.2023).

17. Линник А.В., Хаитов В.Д. Современный уровень и основные направления развития гидротурбостроения в Украине. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13, № 1. С. 11–18.

18. Вітер І., Сирота І. Енергетична рівновага на ринку можлива лише за умови будівництва нових ГЕС і ГАЕС. *Гідроенергетика України*. 2020. № 3/4. С. 1–3. ISSN 1812-9277.

19. Калинина Л.Г. Участие ГЭС и ГАЭС при регулировании частоты и мощности энергосистемы Украины и возможности расширения диапазона

регулирования гидроагрегатов. *Гідроенергетика України*. 2020. № 3/4. С. 77–81. ISSN 1812-9277.

20. Мини и микроэнергоустановки / Ю. Федулов, В. Дедков, П. Сухоребрый, О. Хорев // *Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования* : труды Междунар. научно-техн. конф. Харьков : ИПМаш НАН Украины, 1997. С. 102–105.

21. Дедков В.Н., Хорев О.Н. Разработка и исследование ортогональной микроГЭС на малые напоры. *Проблемы машиностроения*. Харьков, 2009. Т. 12, № 3. С. 21–27.

22. Разработка и экспериментальное исследование агрегата прямоточной микрогэс / В.Н. Дедков, Е.С. Агибалов, Ю.И. Федулов и др.// *Проблемы машиностроения*. Харьков, 2007. Т.10, № 3. С. 4–11.

23. Research in and development of a micro-hydroelectric power plant with a high-coercive magnet generator / E.S. Agibalov, V.N. Dedkov, M.Y. Kovalevsky et al. // *Проблемы машиностроения*. Харьков, 2002. Т. 5, № 2. С. 38–41.

24. Нагорный М.В. Разработка оборудования для малой гидроэнергетики в ОАО «Турбоатом». *Проблемы машиностроения*. 2003. Т. 6, № 2. С. 50–54.

25. Analysis of emerging technologies in the hydropower sector. / I. Kougias, G. Aggidis, F. Avellan et al. // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2019. 113, 109257. DOI: 10.1016/j.rser.2019.109257.

26. Increasing the operating range and energy production in Francis turbines by an early detection of the overload instability / W. Zhao, A. Presas, M. Egusquiza et al.// *Measurement.* 2021. Vol. 181. Art. 109580. DOI: 10.1016/j.measurement.2021.109580.

27. Pasche S., Avellan F., Gallaire F. Optimal Control of Part Load Vortex Rope in Francis Turbines. *ASME. Journal of Fluids Engineering*. 2019. Vol. 141, No. 8. Art. 081203. DOI: 10.1115/1.4042560.

28. Prediction of unstable full load conditions in a Francis turbine prototype / J.G. Pereira, E. Vagnoni, A. Favrel et al. // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2022. Vol. 169. Art. 108666. DOI: 10.1016/j.ymssp.2021.108666.

29. Pasche S., Gallaire F., Avellan F. Origin of the synchronous pressure fluctuations in the draft tube of Francis turbines operating at part load conditions. *Journal of Fluids and Structures*. 2019. Vol. 86. P. 13–33. DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2019.01.013.

30. Dörfler P., Sick M., Coutu A. Flow-Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric Machinery. London : Springer-Verlag, 2013. 244 p. DOI: 10.1007/978-1-4471-4252-2.

31. Experimental and numerical investigation of vortex flows and pressure fluctuations in a high-head pump-turbine / X. Lai, Chen X., Q. Liang et al. // *Renewable Energy*. 2023. Vol. 211. P. 236–247. DOI: 10.1016/j.renene.2023.04.092.

32. Upper part-load instability in a reduced-scale Francis turbine: an experimental study / A. Amini, E. Vagnoni, A. Favrel et al. // *Experiments in Fluids*. 2023. Vol. 64, No. 6. Art. 110. DOI: 10.1007/s00348-023-03649-0.

33. Experimental study of pressure pulsation in a large-scale hydropower plant with Francis turbine units and a common penstock / R. Jamali, A. Sohani, K. Hemmatpour et al. // *Energy Conversion and Management*: X. 2022. Vol. 16. Art. 100308. DOI: 10.1016/j.ecmx.2022.100308.

34. Jhankal N. K., Kumar A., Mangla M. Establishment of correlation for the pressure fluctuations on the low-head Francis turbine in the draft tube cone from the model test. *Flow Measurement and Instrumentation*. 2023. Vol. 91. Art. 102360. DOI: 10.1016/j.flowmeasinst.2023.102360.

35. Kumar S., Cervantes M. J., Gandhi B. K. Rotating vortex rope formation and mitigation in draft tube of hydro turbines – A review from experimental perspective. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2021. Vol. 136. Art. 110354. DOI: 10.1016/j.rser.2020.110354.

36. Swirl number based transposition of flow-induced mechanical stresses from reduced scale to full-size Francis turbine runners / A. Favrel, J. Gomes Pereira Jr, A. Müller et al. // *Journal of Fluids and Structures*. 2020. Vol. 94. Art. 102956. DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2020.102956.

37. Anti-phase oscillations of an elliptical cavitation vortex in Francis turbine draft tube / A. Favrel, Z. Liu, M. Hossein Khozaei et al. // *Physics of Fluids*. 2022. Vol. 34, No. 6. Art. 064112. DOI: 10.1063/5.0091210.

38. Hossein Khozaei M., Favrel A., Miyagawa K. Influence of swirling flow parameters on frequency response of a simplified draft-tube in presence of cavitation. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2022. Vol. 98. Art. 109043. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2022.109043.

39. Investigation of cavitating vortex rope instabilities and its suppression inside a Francis turbine model with Thoma number variation / M.A. Shahzer, Y. Cho,

M.M. Shamsuddeen et al. // *Physics of Fluids*. 2023. Vol. 35, No. 3. Art. 033310. DOI: 10.1063/5.0140973.

40. Investigation on mutual traveling influences between the draft tube and upstream components of a Francis turbine unit / A. Muhirwa, B. Li, W.-T. Su et al. // *Renewable Energy*. 2020. Vol. 162. P. 973–992 DOI: 10.1016/j.renene.2020.08.107.

41. Pressure oscillations with ultra-low frequency induced by vortical flow inside Francis turbine draft tubes / C. Geng, Y. Li, Y. Tsujimoto et al. // *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2022. Vol. 51. Art. 101908. DOI: 10.1016/j.seta.2021.101908.

42. Numerical simulation of the unsteady cavitating flow in a Francis turbine draft tube at Upper-Part-Load (UPL) conditions / Z. Liu, A. Favrel, W. Takahashi et al. // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, IOP Publishing, 2021. 774, 012089. DOI: 10.1088/1755-1315/774/1/012089.

43. Influence of the runner cone design on the pressure fluctuations in the draft tube of a low head Francis turbine / S. Khullar, S. Kumar, K. M. Singh et al. // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, IOP Publishing, 2021. 774, 012110. DOI: 10.1088/1755-1315/774/1/012110.

44. Research on the Vortex Rope Control Techniques in Draft Tube of Francis Turbines / L. Wang, J. Cui, L. Shu et al. // *Energies*. 2022. Vol. 15, No. 24. Art. 9280. DOI: 10.3390/en15249280.

45. Grein H. Vibration phenomena in Francis turbines: their causes and prevention // *Escher Wyss News*. 1981. Vol. 54. P. 37–42.

46. Joy J., Raisee M., Cervantes M. J. Experimental investigation of an adjustable guide vane system in a Francis turbine draft tube at part load operation. *Renewable Energy*. 2023. Vol. 210. P. 737–750. DOI: 10.1016/j.renene.2023.04.096.

47. Zhou X., Wu H., Shi C. Numerical and experimental investigation of the effect of baffles on flow instabilities in a Francis turbine draft tube under partial load conditions. *Advances in Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 11, No. 1. Art. 1687814018824468. DOI: 10.1177/1687814018824468.

48. Experimental analysis of the operation of a small Francis turbine equipped with an innovative aeration device / D.M. Bucur, G. Dunca, F. Bunea et al. // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2019. Vol. 240, No. 4. Art. 042010. DOI: 10.1088/1755-1315/240/4/042010.

49. Numerical Analysis of Water Jet Injection in the Draft Tube of a Francis Turbine at Part Load Operations / S. Khullar, K.M. Singh, M.J. Cervantes et al. // *ASME. Journal of Fluids Engineering*. 2022. Vol. 144, No. 11. Art. 111201. DOI: 10.1115/1.4054564.

50. Mohammadi M., Hajidavalloo E., Behbahani-Nejad M. Investigation on Combined Air and Water Injection in Francis Turbine Draft Tube to Reduce Vortex Rope Effects. *ASME. Journal of Fluids Engineering*. 2019. Vol. 141, No. 5. Art. 051301. DOI: 10.1115/1.4041565.

51. A new draft tube shape optimization methodology of introducing inclined conical diffuser in hydraulic turbine / X. Zhou, H. Wu, L. Cheng et al. // *Energy*. 2023. Vol. 265. Art. 126374. DOI: 10.1016/j.energy.2022.126374.

52. Study on the method of reducing the pressure fluctuation of hydraulic turbine by optimizing the draft tube pressure distribution / W.-T. Su, M. Binama, Y. Li et al. // *Renewable Energy*. 2020. Vol. 162. P. 550–560. DOI: 10.1016/j.renene.2020.08.057.

53. Optimal design of J-groove shape on the suppression of unsteady flow in the Francis turbine draft tube / Z. Chen, S.-H. Baek, H. Cho et al. // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2019. Vol. 33, No. 5. P. 2211–2218. DOI: 10.1007/s12206-019-0423-x.

54. Experimental investigation of flows inside draft tube of a high-head pump-turbine / X.-D. Lai, Q.-W. Liang, D.-X. Ye et al. // *Renewable Energy*. 2019. Vol. 133. P. 731–742. DOI: 10.1016/j.renene.2018.10.058.

55. Pressure pulsation reduction in the draft tube of pump turbine in turbine mode based on optimization design of runner blade trailing edge profile / F. Zhang, R. Xiao, D. Zhu et al. // *Journal of Energy Storage*. 2023. Vol. 59. Art. 106541. DOI: 10.1016/j.est.2022.106541.

56. Кухтенков Ю. Пропелерна осьова гідротурбіна з поворотними лопатками обтічника. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я* : тези доповідей XXXI Міжн. наук.-практ. конф. «MicroCAD-2023» (м. Харків, 17–20 трав. 2023 р.). Харків : НТУ «ХПІ», 2023. С. 181.

57. Кухтенков Ю. Пристрої і заходи щодо зменшення низькочастотних джгутових пульсацій тиску у відсмоктуючих трубах жорстколопатевих гідротурбін. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic*

machines and hydraulic units. 2021. № 1. С. 74–79. DOI: 10.20998/2411-3441.2021.1.09.

58. Дедков В.Н. Расширение диапазона регулирования мощности обратимых гидромашин в турбинном режиме. *Проблемы машиностроения*. 2009. Т. 12, № 1. С. 33–37.

59. Cepa Z. On experience following from unit 4 upgrading at Dalesice pumped storage power plant. *HYDROFORUM-2005 : Conf. on Hydraulic turbomachines in hydropower and other industrial application* (Dec. 2005, Kliczkow Castle). S. l., 2005. P. 99–109.

60. Feature: The X-factor. NS Energy Business. URL: https://www.nsenergybusiness.com/analysis/featurethe-x-factor/?cf-view (дата звернення: 04.08.2025).

61. Product Brochure: Francis Turbines. Voith Hydro. URL: voith.com (дата звернення: 04.08.2025).

62. Chitrakar S., Baidar B., Koirala R. Spanwise re-stacking techniques in turbo-machinery blades and application in Francis runner. *Rentech Symposium Compendium*. 2014. Vol. 4. P. 1–15.

63. Pott J. H. Refurbishment: Upgrading Turbines at Manapouri. Hydro Review. URL: https://www.hydroreview.com/technology-and-equipment/turbines-and-mechanical-components/refurbishment-upgrading-turbines-at-manapouri (дата звернення: 04.08.2025).

64. Daneshkah K., Zangeneh M. Parametric design of a Francis turbine runner by means of a three-dimensional inverse design method. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems : IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2010. Vol. 12. Art. 012058. DOI: 10.1088/1755-1315/12/1/012058.

65. Brekke H. Performance and safety of hydraulic turbines. *25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems : IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2010. Vol. 12. Art. 012061. DOI: 10.1088/1755-1315/12/1/012061.

66. Brekke H. Hydraulic Turbines Design, Erection and Operation. S. l. : Norway, 2000. 317 p.

67. Brekke H. Design, Performance and Maintenance of Francis Turbines. *Global Journal of Researches in Engineering: Mechanical and Mechanics Engineering*. 2013. Vol. 13, No. 5. P. 28–42.

68. Єршов С.В., Русанов А.В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах “FlowER” : свідоцтво про держ. реєстрацію прав автора на твір № ПА 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав. Зареєстр. 19.02.1996.

69. Русанов А.В., Волков Ю.П. Влияние сложного навала рабочих и направляющих лопаток ЦВД паровой турбины на аэродинамические характеристики проточной части. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. 2008. Вып. 3(13). С. 93–97.

70. Русанов А.В., Волков Ю.П., Сігайло Г.П. Вплив складного навалу лопаток ЦВТ парової турбіни на структуру просторового потоку. *Системи озброєння і військова техніка*. 2008. № 2(14). С. 99–103.

71. Аеродинамічне вдосконалення ступеня циліндру високого тиску парової турбіни потужністю 300 МВт за допомогою просторового профілювання лопаток / А.В. Русанов, Є.В. Левченко, В.Л. Швецов та ін. // *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2010. № 2/7(44). С. 9–12.

72. Влияние пространственного профилирования направляющих лопаток на газодинамические характеристики ЦНД паровой турбины / А. В. Русанов, Е.В. Левченко, В.Л. Швецов и др. // *Двигатели и энергоустановки аэрокосмических летательных аппаратов*. 2010. № 7(74). С. 65–70.

73. Русанов А.В., Волков Ю.П. Влияние пространственного профилирования лопаток ЦВД паровой турбины на структуру вторичных течений. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. 2007. Вып. 1(7). С. 97–99.

74. Барлит В.В. Гидравлические турбины. Киев : Вища школа, 1977. 360 с.

75. Совершенствование рабочих процессов гидротурбин с применением новых конструктивных решений для различных диапазонов напоров / О. В. Потетенко, В. Э. Дранковский, Е. С. Крупа и др. // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. Харків : НТУ «ХПІ», 2014. Вип. 1(1044). С. 49–57.

76. Здвоєний прямотечійний гідроагрегат : пат. 76872 Україна, МПК (2006). / Потетенко О. В. № u200603704 ; заявл. 05.04.2006 ; опубл. 15.09.2006, Бюл. № 9.

77. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна : пат. 85237 Україна, МПК (2006). / Потетенко О.В., Ковальов С.М. № u200806443 ; заявл. 12.05.2008; опубл. 12.01.2009, Бюл. № 1.

78. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна : пат. 85090 Україна, МПК (2006). / Потетенко О. В., Ковальов С. М. № u200806144 ; заявл. 05.05.2008 ; опубл. 25.12.2009, Бюл. № 24.

79. Крупа Є.С., Демчук Р.М. Розробка нових конструкцій горизонтальних капсульних гідротурбін. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. 2023. № 2. С. 33–37.

80. Гідроенергетика. У 2 т. Т. 2. Гідравлічні машини / Є. Сокол, М. Черкашенко, О. Потетенко та ін. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 532 с.

81. Rear rotor turbine. Google Books. URL: https://books.google.com.ua/books?id=FpKKCgAAQBAJ&pg=PA319 (дата звернення: 04.08.2025).

82. Hasmatuchi V. Presentation Hidroenergia 2014. HEVS. URL: http://www.hevs.ch/media/document/0/20140521_vladhasmatuchi_presentation_hidroenergia2014.pdf (дата звернення: 04.08.2025).

83. Sonohata R., Fukutomi J., Shigemitsu T. Study on contra-rotating small-sized axial flow hydro turbine. *Open Journal of Fluid Dynamics*. 2012. Vol. 2, No. 4A. P. 318–323. DOI: 10.4236/ojfd.2012.24A039.

84. Comparative study on performance of very low head axial hydraulic turbine using a single rotor and a contra-rotating rotor / A. Muis, P. Sutikno, A. Suwono et al. // *Applied Mechanics and Materials*. 2015. Vol. 758. P. 165–172. URL: http://www.scientific.net/AMM.758.165 (дата звернення: 04.08.2025).

85. Numerical investigations of flow on the Kaplan turbine runner blade anticavitation lip with modified cross section / V. Cojocaru, D. Khalifa, V. C. Campian et al. // *Recent Researches in Mechanics*. 2013. P. 215–218.

86. Taguchi T., Umeda N., Tezuka K. Runner for pumped storage power plant. *XXI IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems* (2002, Lausanne). Lausanne, 2002. P. 1–9.

87. Francis Turbines Product Overview. Voith Hydro. URL: voith.com (дата звернення: 04.08.2025).

88. Study on the Pressure Pulsation inside Runner with Splitter Blades in Ultra-High Head Turbine / L. Meng, S.P. Zhang, L.J. Zhou et al. // *27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems : IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2014. Vol. 22. Art. 032012. DOI: 10.1088/1755-1315/22/3/032012.

89. Harano M., Tani K., Nomoto S. Practical Application of High-performance Francis-turbine Runner Fitted with Splitter Blades at Ontake and Shinkurobegawa No. 3 Power Stations. *Hitachi Review*. 2006. Vol. 55, No. 3. P. 109–113.

90. Splitter runner for pumped storage power plant / T. Taguchi, N. Umeda, K. Tezuka et al. // *Proceedings of the XXIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems* (Sept. 9–12, 2002, Lausanne). Lausanne, 2002. P. 1–9.

91. Numerical Research on Effects of Splitter Blades to the Influence of Pump as Turbine / S.-S. Yang, F.-Y. Kong, J.-H. Fu et al. // *International Journal of Rotating Machinery*. 2012. Vol. 2012. Art. 123093. DOI: 10.1155/2012/123093.

92. Joy J., Raisee M., Cervantes M.J. Study of Flow Characteristics inside Francis Turbine Draft Tube with Adjustable Guide Vanes // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021. Vol. 774. Art. 012018. DOI: 10.1088/1755-1315/774/1/012018.

93. Sotoudeh N., Maddahian R., Cervantes M. J. Investigation of Rotating Vortex Rope formation during load variation in a Francis turbine draft tube. *Renewable Energy*. 2020. Vol. 151. P. 238–254.

94. Numerical investigation on performance improvement by using a runner with splitter for a francis turbine / J.J. Feng, F.Z. Lin, G.K. Wu et al. // *4th Symposium on Fluid-Structure-Sound Interactions and Control : Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. P. 229–234.

95. Kassanos I., Anagnostopoulos J., Papantonis D. Numerical investigation of draft tube pressure pulsations in a Francis turbine with splitter blades. *Journal of Physics: Conference Series*. 2017. Vol. 813, No. 1. Art. 012049.

96. Numerical simulation of cavitation turbulence in Francis turbine runner with splitter blades / H. Wang, X. Liu, Q. Jiang et al. // *Journal of Drainage and*

Irrigation Machinery Engineering. 2020. Vol.38, No. 1. P. 45–51. DOI: 10.3969/j.issn.1674-8530.18.1275.

97. Experimental Study of the Effect of Splitter Blades on the Performance Characteristics of Francis Turbines / Y. Jia, X. Wei, Q. Wang et al. // *Energies*. 2019. Vol. 12, No. 9. Art. 1676. DOI: 10.3390/en12091676.

98. Multidisciplinary design optimization on the splitter blade of high head Francis turbine / Y.H. Song, P.C. Guo, L.G. Sun et al. // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2018. Vol. 163. Art. 012032. DOI: 10.1088/1755-1315/163/1/012032.

99. Von Nessen-Lapp W., Dimter E. Advantages of variable speed pump-turbines. *22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems* (2004, Stockholm). Stockholm, 2004. P. A15-1-1–A15-1-12.

100. Kopf E., Brausewetter S., Giese M. Optimized control strategies for variable speed machine. *22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems* (2004, Stockholm). Stockholm, 2004. P. A15-2-1–A15-2-9.

101. Von Nessen-Lapp W., Novicki P. 4×265 MW Pumpenturbine in Germany: Spezial mechanical design features and variable speed operation. *22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems* (2004, Stockholm). Stockholm, 2004. P. A15-4-1–A15-4-11.

102. Артюх С.Ф., Червоненко І.І. Синтез системи управління оборотними гідроагрегатами ГАЕС, які працюють зі змінною частотою обертання. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. 2015. № 3. С. 86–90.

103. Adjustable Speed Hydro Generation / J.R. Wilhelmi, J.J. Fraile Ardanuy, J.J. Fraile Mora et al. // *Renewable Energy and Power Quality Journal*. 2003. Vol. 1, No. 1. P. 240–245.

104. Farrell C., Gulliver J. Hydromechanics of Variable Speed Turbines. *Journal of Energy Engineering*. 1987. Vol. 113, No. 1. P. 1–13.

105. Pumped Storage Power Plants. Modern Concepts and Implementations. Graz : ANDRITZ HYDRO, 2012. 148 p.

106. Translational wave impact on the operations of the Dnister pumped storage power plant upper reservoir / O. Riabenko, V. Tymoshchuk, O. Kliukha et al. // *Journal of Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 22, No. 3. P. 21–25.

107. Дослідження гідравлічних режимів у аванкамері верхньої водойми та відвідному каналі ГАЕС при одночасній роботі чотирьох гідроагрегатів в

насосному та турбінному режимах. Випробування на фізичній моделі : звіт про НДР (заключ.) «Дністровська ГАЕС» / НУВГП ; кер. О. А. Рябенко. Рівне, 2019. 120 с.

108. Забезпечення роботи в режимі САРЧП. Дослідження гідравлічних режимів у підвідному каналі верхньої водойми та відвідному каналі нижньої водойми при одночасній роботі гідроагрегатів в насосному та турбінному режимах : звіт про НДР (заключ.) / ПрАТ «Укргідропроект». Харків, 2019.

109. Optimal condition of simultaneous water and air injection in a Francis turbine in order to reduce vortices using experimental and numerical methods / M. Shafa, E. Hajidavalloo, A. Riasi et al. // *Energy Conversion and Management*. 2023. Vol. 291. Art. 117305. DOI: 10.1016/j.enconman.2023.117305.

110. Pressurized air injection in an axial hydro-turbine model for the mitigation of tip leakage cavitation / A. Rivetti, M. Angulo, C. Lucino et al. // *Journal of Physics* : Conference Series : 9th International Symposium on Cavitation (CAV2015). 2015. Vol. 656. Art. 012069. DOI: 10.1088/1742-6596/656/1/012069.

111. Kim S.-J., Cho Y., Kim J.-H. Internal flow characteristics in the draft tube of a Francis turbine model by air injection under low flow rate condition. *Journal of Physics: Conference Series* : 16th Asian International Conference on Fluid Machinery. 2022. Vol. 2217. Art. 012043. DOI: 10.1088/1742-6596/2217/1/012043.

112. IEC 60193:2019. Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Model acceptance tests. Geneva : *International Electrotechnical Commission*, 2019. 450 p.

113. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. В 2 т. М. : Мир, 1990. 725 с.

114. Роуч П. Вычислительная гидродинамика / под ред. П. И. Чушкина ; пер. с англ. В. А. Гущина, В. Я. Митницкого. М. : Мир, 1980. 616 с.

115. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. Т. 2 : Методы расчета различных течений / под ред. Л. И. Турчака ; пер. с англ. В. Ф. Каменецкого. М. : Мир, 1991. 552 с.

116. Characterization of Hydrodynamics Parameters of a Kaplan Turbine / J. Ketcheuzeu-Ngakam, C. Koueni-Toko, B. Djeumako et al. // *Energy and Power*. 2014. Vol. 4, No. 3. P. 58–69.

117. Marchinkiewicz J., Svensson L. Modification of the spiral casing geometry in the neighbourhood of the guide vanes and its influence of the efficiency

of a Kaplan turbine. *Hydraulic Machinery and Cavitation* : Proceedings of the XVII IAHR Symposium. 1994. Vol. 1. P. 429–434.

118. Mulu B. G., Cervantes M. J. Effects of inlet boundary conditions on spiral casing simulation. *Proceedings of the 2nd IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems* (Timisoara, Romania). Timisoara, 2007. P. 218–224.

119. Diaelhag Khalifa. Simulation of an axial flow turbine runner's blades using CFD. *1st Annual International Interdisciplinary Conference* (Azores, Portugal, 24–26 April 2013). Azores, 2013. P. 115–134.

120. Numerical investigation of hub clearance flow in a Kaplan turbine / H. Wu, J.J. Feng, G.K. Wu et al. // *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems : IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2012. Vol. 15. Art. 072026. DOI: 10.1088/1755-1315/15/7/072026.

121. Nilsson H., Davidson L. A numerical investigation of tip clearance flow in Kaplan water turbines. *Hydropower into the next century* – III. 1999. Vol. 3. P. 327–335.

122. Nilsson H., Davidson L. A numerical comparison of four operating conditions in a Kaplan water turbine, focusing on tip clearance flow. Proceedings of the 20th IAHR Symposium, *Hydraulic Machinery and Cavitation*. 2000. P. 16–33.

123. Cavitation prediction in a Kaplan turbine using standard and optimized model parameters / D. Jošt, M. Morgut, A. Škerlavaj et al. // *6th IAHR International Meeting of the Workgroup on Cavitation and Dynamic Problems in Hydraulic Machinery and Systems* (Ljubljana, Slovenia, Sept. 9–11, 2015). Ljubljana, 2015. P. 1–8.

124. Mohamed Adel, Nabil H. Mostafa. Numerical investigation of performance of Kaplan turbine with draft tube. *Eighteenth International Water Technology Conference, IWTC18* (Sharm ElSheikh, 12–14 March 2015). Sharm ElSheikh, 2015. P. 348–357.

125. Čarija Z., Mrša Z., Dragović L. Turbulent flow simulation in Kaplan draft tube. *5th International Congress of Croatian Society of Mechanics* (Trogir/Split, Croatia, Sept. 21–23, 2006). Trogir ; Split, 2006. P. 1–8.

126. Ko P., Kurosawa S. Numerical simulation of turbulence flow in a Kaplan turbine - Evaluation on turbine performance prediction accuracy. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science :* 27th IAHR Symposium on Hydraulic

Machinery and Systems. 2014. Vol. 22. Art. 022006. DOI: 10.1088/1755-1315/22/2/022006.

127. Rusanov A.V. Mathematical modelling and studying of physical processes in hydraulic turbine setting. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2013. No. 4/7(64). P. 42–48. DOI: 10.15587/1729-4061.2013.16686.

128. Simulation-based investigation of unsteady flow in near-hub region of a Kaplan Turbine with experimental comparison / B.G. Mulu, M.J. Cervantes, C. Devals, T.C. Vu, F. Guibault // *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2015. Vol. 9, No. 1. P. 139–156. DOI: 10.1080/19942060.2015.1004816.

129. Skotak A., Obrovsky J. Analysis of the flow in the water turbine draft tube in Fluent and CFX. *25th CADFEM Users' Meeting* (Dresden, Germany). Dresden, 2007. P. 1–8.

130. A numerical investigation of the full 3D turbulent flow in Kaplan hydraulic turbines / D. Balint, R. Susan-Resiga, S. Muntean et al. // *The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics* (Timisoara, Romania, Oct. 21–22, 2004). Timisoara, 2004. P. 59–66.

131. Dragica Jošt, Aljaž Škerlavaj, Andrej Lipej. Improvement of efficiency prediction for a Kaplan turbine with advanced turbulence models. *Strojniški Vestnik - Journal of Mechanical Engineering*. 2014. No. 2. P. 124–134.

132. Numerical optimization of micro Kaplan hydro turbine system / Y.-H. Yen, T. ElGammal, R.S. Amano et al. // ResearchGate. URL: https://www.researchgate.net/publication/311463321 (дата звернення: 04.08.2025). DOI: 10.1115/FEDSM2016-7575.

133. Numerical investigation on intake tube design of micro Kaplan hydro-turbine system / T. ElGammal, Y.-H. Yen, R. S. Amano[et al. // *Proceedings of the ASME 2016 Fluids Engineering Division Summer Meeting FEDSM2016* (July 10–14, 2016, Washington, DC, USA). Washington, 2016. DOI: 10.1115/FEDSM2016-7569.

134. Numerical Investigation on Hydraulic Performance of Reversible Pump Turbines with Various Wrap Angles in Turbine Mode of Operation / M. Bhurtel, P. L. Bijukchhe, N. Pokharel et al. // *Current Research in Hydropower Technologies : IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2024. Vol. 1385. Art. 012010. DOI: 10.1088/1755-1315/1385/1/012010.

135. Ran Tao, Zhengwei Wang. Comparative numerical studies for the flow energy dissipation features in a pump-turbine in pump mode and turbine mode.

Journal of Energy Storage. 2021. Vol. 41. Art. 102835. DOI: 10.1016/j.est.2021.102835.

136. Numerical Investigation of Pressure Fluctuation and Cavitation inside a Francis Turbine Draft Tube with Air Admission through a Fin / R. Zhang, A. Yu, M. Nishi et al. // *ISROMAC18 : Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1909. Art. 012017. DOI: 10.1088/1742-6596/1909/1/012017.

137. Tarek ElGammal, Osama ElSayed, Ryoichi S. Amano. Numerical Simulation of a Cavitation Treatment in Kaplan Hydro-turbine. *AIAA Propulsion and Energy Forum.* 2019. Art. AIAA 2019-4408. DOI: 10.2514/6.2019-4408.

138. Unsteady vortical flow simulation in a Francis turbine with special emphasis on vortex rope behavior and pressure fluctuation alleviation / X. Luo, A. Yu, B. Ji et al. // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 2017. Vol. 231, No. 4. P. 245–258. DOI: 10.1177/0957650917692153.

139. Experimental and Numerical Investigation of Cavitation Assessment for Runner Blades in a Francis Turbine / A. A. Noon, Aamer Sharif, M. T. Getachew et al. // *Advances in Tribology*. 2024. Vol. 2024. Art. 9265285. DOI: 10.1155/2024/9265285.

140. Joßberger S., Riedelbauch S. Scale-Resolving Hybrid RANS-LES Simulation of a Model Kaplan Turbine on a 400-Million-Element Mesh. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*. 2023. Vol. 8, No. 3. Art. 26. DOI: 10.3390/ijtpp8030026.

141. Simulations of design and high load operation of a model Francis turbine using bridged approach to turbulence modelling / P. Sahu, F. A. Masoodi, P. M. V. Subbarao et al. // *Current Research in Hydropower Technologies : IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2024. Vol. 1385. Art. 012012. DOI: 10.1088/1755-1315/1385/1/012012.

142. Improving internal fluid stability of pump turbine in load rejection process by co-adjusting inlet valve and guide vane / X. Mao, X. Chen, J. Lu et al. // *Journal of Energy Storage*. 2022. Vol. 50. Art. 104623. DOI: 10.1016/j.est.2022.104623.

143. Characterization of the hydrodynamic instabilities in a pumpturbine operating at part load in turbine mode / G. Cavazzini, G. Zanetti, A. Santolin et al. // *31st IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems : IOP Conference*

Series: Earth and Environmental Science. 2022. Vol. 1079. Art. 012033. DOI: 10.1088/1755-1315/1079/1/012033.

144. The investigation of runner blade channel vortices in two different Francis turbine models / H. Cheng, L. Zhou, Q. Liang et al. // *Renewable Energy*. 2020. Vol. 156. P. 201–212. DOI: 10.1016/j.renene.2020.04.015.

145. Morabito A., de Oliveira e Silva G., Hendrick P. Deriaz pump-turbine for pumped hydro energy storage and micro applications // *Journal of Energy Storage.* 2019. Vol. 24. Art. 100788. DOI: 10.1016/j.est.2019.100788.

146. Method and effect analysis of runner adaptive renovation for Francis turbines / F. Chuangxin, Gao Jianguo, Hu Pingliang et al. // *Journal of Hydroelectric Engineering*. 2023. Vol. 42, No. 12. P. 61–69. (In Chinese).

147. Optimization design of a reversible pumpe-turbine runner with high efficiency and stability / B. Zhu, X. Wang, L. Tan et al. // *Renewable Energy*. 2015. Vol. 81. P. 366–376. DOI: 10.1016/j.renene.2015.03.050.

148. Косторной С. Д., Давиденко А. К. Расчет пространственного потока в рабочем колесе поворотнолопастных гидротурбин осевого типа. Моделирование отрыва и расчет потока. *Вісник Сумського державного університету*. 1998. № 2(10). С. 23–28.

149. Косторной С. Д., Хатунцев А. Ю. Дослідження структури потоку в проточній частині гідромашин. *Вісник Сумського сільськогосподарського інституту*. 1999. Вип. 3. С. 9–16.

150. Косторной А. С. Нестационарные гидродинамические процессы проточной части центробежного насоса. *Проблемы машиностроения*. 2006. Т. 9, № 4. С. 61–64.

151. Тиньянова І. І., Рєзва К. С., Дранковський В. Е. Визначення гідродинамічних характеристик оборотних гідромашин на основі методів математичного моделювання. *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. 2021. № 1. С. 58–66. DOI: 10.20998/2411-3441.2021.1.07.

152. Математичне моделювання робочого процесу гідромашин : самостійн. електрон. вид. / В. Дранковський, К. Миронов, І. Тиньянова та ін. ; НТУ «ХПІ». Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 406 с. URL: https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/56895 (дата звернення: 22.03.2024).

153. Tynyanova I., Rezvaya K., Drankovskiy V. Influence of hydrodynamics characteristics of water passage elements on energy parameters of pump-turbine // *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. 2021. No. 2. P. 58–63. DOI: 10.20998/2411-3441.2021.2.09.

154. Krupa Y. Calculation of the spatial flow in the Francis high-head turbine using the CFD software package // *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. 2021. No. 2. P. 87–93. DOI: 10.20998/2411-3441.2021.2.13.

155. Крупа Є.С. Чисельне моделювання просторового потоку в підводі осьової поворотно-лопатевої гідротурбіни. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати.* 2017. № 42(1264). С. 75–81.

156. Русанов А.В., Ершов С.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин. Харьков : ИПМаш НАН Украины, 2008. 275 с.

157. Быков А.А., Гладышев С.В., Гончаров А.В. Верификация метода расчета течения в отсасывающей трубе осевой гидротурбины. *Проблемы машиностроения*. 2009. Т. 12, № 6. С. 37–42.

158. Numerical modeling of flow of in draft tube of hydraulic turbine / A.A. Bykov, Y.A. Bykov, V.N. Dedkov et al. // *Proceedings of the International Conference SYMCOM'02* (Lodz, 2002). Lodz, 2002. P. 11–19.

159. Быков А.А., Дедков В.Н., Быков Ю.А. Численное исследование пространственного вихревого течения жидкости в отсасывающей трубе гидротурбины средней быстроходности. *Проблемы машиностроения*. 2003. Т. 6, № 2. С. 92–102.

160. Быков А.А., Дедков В.Н., Быков Ю.А. Численное исследование нестационарного вихревого течения вязкой жидкости в направляющем аппарате и статоре обратимой гидромашины. *Проблемы машиностроения*. 2004. Т. 7, № 4. С. 24–35.

161. Дедков В.Н., Быков Ю.А. Численное обеспечение течения жидкости в рабочем колесе радиально-осевой обратимой гидромашины. *Вестник НТУ "ХПИ": Динамика и прочность машин*. 2002. Т. 12. С. 12–18.

162. Численное исследование течения жидкости в спиральной камере обратимой гидромашины / П.Н. Сухоребрый, С.А. Коваль, В.Г. Неня и др. //

Вестник Национального технического университета "ХПИ". 2005. № 29. С. 57–66.

163. Определение структуры потока в спиральной камере радиально-осевой обратимой гидромашины на основе численного моделирования течения жидкости / П.Н. Сухоребрый, С.А. Коваль, В.Г. Неня и др. // *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13, № 1. С. 31–41.

164. Течение жидкости в спиральной камере обратимой гидромашины в насосном режиме / П.Н. Сухоребрый, С.А. Коваль, В.Г. Неня и др. // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2006. Вып. 4/3 (22). С. 6–9.

165. Numerical Investigation of Unsteady Flow in Draft Tube with Ribs / Y. Bykov, O. Khoryev, P. Korotaiev et al. *// Proceedings of 2022 IEEE KhPI Week on Advanced Technology* (Kharkiv, 3–7 Oct. 2022). Kharkiv, 2022. P. 589–594. DOI: 10.1109/KhPIWeek57572.2022.9916421.

166. Газодинамическое совершенствование проточной части цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5 / А.В. Русанов, А. И. Косьянова, П.Н. Сухоребрый и др. // *Наука та інновації*. 2013. Вип. 1. С. 33–40.

167. Nilsson H., Andersson U., Videhult S. An experimental investigation of the flow in the spiral casing and distributor of the Hölleforsen Kaplan turbine model. Göteborg : Chalmers University of Technology, 2001. 12 p.

168. Mulu B. G., Cervantes M. J. LDA measurements in a Kaplan spiral casing model. *The 13th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery* (Honolulu, Hawaii, USA). Honolulu, 2010. P. 1–10.

169. Jonsson P., Cervantes M. Pressure measurements in the spiral casing of a Kaplan turbine model. *13th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery* (ISROMAC-13) (Honolulu, Hawaii, USA, 4–7 April 2010). Honolulu, 2010. P. 1–8.

170. Stay Vane and Wicket Gate Relationship Study / US Army Corps of Engineers, Portland District, Hydroelectric Design Center. Portland, 2005. 28 p.

171. Motycak L., Skotak A., Kupcik R. Kaplan turbine tip vortex cavitation - analysis and prevention. *Proceedings of the 26th IAHR Symposium* (Beijing, China, 2012). Beijing, 2012. No. 5. P. 1–8.

172. Grekula M., Bark G. Experimental study of cavitation in a Kaplan model turbine. *Proceedings of the International Symposium on Cavitation* (CAV2001) (Göteborg, Sweden). Göteborg, 2001. P. 1–8.

173. Berhanu Mulu. An Experimental and Numerical Investigation of a Kaplan Turbine Model : Doctoral Thesis. Luleå : Luleå University of Technology, 2012. 278 p.

174. Mulu B.G., Jonsson P.P., Cervantes M.J. Experimental investigation of a Kaplan draft tube – Part I: Best efficiency point. *Applied Energy*. 2012. Vol. 93. P. 695–706.

175. Jonsson P. P., Mulu B. G., Cervantes M. J. Experimental investigation of a Kaplan draft tube – Part II: Off-design conditions. *Applied Energy*. 2012. Vol. 94. P. 71–83.

176. Baig Mirza Umar, Huang Xingxing, Wang Zhengwei. Experimental Flow Performance Investigation of Francis Turbines from Model to Prototype. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, No. 17. Art. 7461. DOI: 10.3390/app14177461.

177. Upper part load instability in a reduced scale Francis turbine: an experimental study / A. Amini, E. Vagnoni, A. Favrel et al. // *Experiments in Fluids.* 2023. Vol. 64, No. 6. Art. 110. DOI: 10.1007/s00348-023-03649-0.

178. Influence of guide vane profile on the flow energy dissipation in a reversible pump-turbine at pump mode / Z. Lu, R. Xiao, R. Tao et al. // Journal of *Energy Storage*. 2022. Vol. 49. Art. 104161. DOI: 10.1016/j.est.2022.104161.

179. Experimental and Numerical Simulation Study on the Flow Characteristics of the Draft Tube in Francis Turbine / L. Ji, L. Xu, Y. Peng et al. // *Machines.* 2022. Vol. 10, No. 4. Art. 230. DOI: 10.3390/machines10040230.

180. Experimental investigation of flows inside draft tube of a high-head pump-turbine / X.-D. Lai, Q.-W. Liang, D.-X. Ye et al. // *Renewable Energy*. 2019. Vol. 133. P. 731–742. DOI: 10.1016/j.renene.2018.10.058.

181. Experimental study of pressure pulsation in a large-scale hydropower plant with Francis turbine units and a common penstock / R. Jamali, A. Sohani, K. Hemmatpour et al. // *Energy Conversion and Management*: X. 2022. Vol. 16. Art. 100308. DOI: 10.1016/j.ecmx.2022.100308.

182. Goyal R., Gandhi B. K., Cervantes M. J. Experimental study of mitigation of a spiral vortex breakdown at high Reynolds number under an adverse pressure

gradient. *Physics of Fluids*. 2017. Vol. 29, No. 10. Art. 104104. DOI: 10.1063/1.4999123.

183. Investigation of flow pattern downstream of spiral grooved runner cone in pump-turbine / T. Sano, M. Maekawa, N. Okamoto et al. // *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems : IOP Conference Series: Earth and Environmental Science.* 2012. Vol. 15. Art. 022019. DOI: 10.1088/1755-1315/15/2/022019.

184. Krzemianowski Z., Steller J. Basic performance, cavitation and runaway investigations of a high specific speed Francis turbine with emphasis on cavitation analysis: A case study. *Energy Conversion and Management*. 2024. Vol. 314. Art. 118653. DOI: 10.1016/j.enconman.2024.118653.

185. Experimental Investigation and Performance Characteristics of Francis Turbine with Different Guide Vane Openings in Hydro Distributed Generation Power Plants / M.V. Kumar, T.S. Reddy, P. Sarala et al. // *Energies.* 2022. Vol. 15, No. 18. Art. 6798. DOI: 10.3390/en15186798.

186. Study on the effects of runner geometric parameters on the performance of micro Francis turbines used in water supply system of high-rise buildings / J. Du, Z. Ge, H. Wu et al. // *Energy*. 2022. Vol. 256. Art. 124616. DOI: 10.1016/j.energy.2022.124616.

187. Experimental investigation of a model bulb turbine under steady state and load rejection process / H. Chen, D. Zhou, K. Kan et al. // *Renewable Energy*. 2021. Vol. 169. P. 254–265. DOI: 10.1016/j.renene.2020.12.115.

188. Вапник Б.К. Развитие экспериментальной базы гидротурбостроения в ОАО «Турбоатом». *Проблемы машиностроения*. 2003. Т. 6, № 2. С. 36–44.

189. Линник А.В., Рябов А.В. Экспериментальный стенд ОАО «Турбоатом» для физического моделирования гидродинамических процессов в проточных частях моделей поворотно-лопастных гидротурбин. *Проблемы машиностроения*. 2014. Т. 17, № 3. С. 3–11.

190. Расчетные и экспериментальные исследования проточных частей ПЛ20 для модернизации гидротурбин Кременчугской гидроэлектростанции / А. В. Линник, С.А. Рябова, В.Д. Линник и др. // *Проблемы машиностроения*. 2016. Т. 19, № 3. С. 12–19.

191. Модернизация энергокавитационных стендов Лаборатории гидромашин ИПМаш НАН Украины / Е.С. Агибалов, Л.О. Шелудяков, И.С. Веремеенко и др. // *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13, № 5. С. 3–12.

192. Совершенствование гидродинамических стендов лаборатории гидромашин ИПМаш НАН Украины / В.Н. Дедков, И.С. Веремеенко, Е.С. Агибалов и др. // *Проблемы машиностроения*. 2006. Т. 9, № 1. С. 24–31.

193. Исследование кинематики потока перед рабочим колесом и за ним поворотно-лопастной осевой гидротурбины на напор 30-40 м / П.С. Завьялов, А.Е. Сушко, И.С. Веремеенко и др. // *Гидравлические машины*. Харьков, 1977. № 11. С. 39–44.

194. Гладышев С.В. Разработка проточных частей поворотно-лопастных гидротурбин в ОАО «Турбоатом». *Проблемы машиностроения*. 2003. Т. 6, № 2. С. 74–83.

195. Потетенко О.В., Крупа Є.С. Комплексные экспериментальные исследования турбулентной структуры потока в проточной части высоконапорной радиально-осевой гидротурбины. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2016. № 20. С. 33–40.

196. Анализ потерь энергии в высоконапорных радиально-осевых гидротурбинах, обусловленных характерными особенностями структуры потока в проточной части / О.В. Потетенко, В.Э. Дранковский, А.М. Гришин и др. // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2012. № 13. С. 151–159.

197. Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок : монографія / А.В. Русанов, В.І. Гнесін, О.М. Хорєв та ін. ; за ред. А.В. Русанова. Харків : Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, 2019. 384 с. ISBN 978-966-680-866-3.

198. Boussinesq J. Essai Sur La Theorie Des Eaux Courantes. Mémoires présentés par divers savants à l'Académie des sciences. Paris, 1877. Vol. 23. P. 46.

199. Приходько А.А. Компьютерные технологии в аэрогидродинамике и тепломассообмене. Киев : Наукова думка, 2003. 379 с.

200. Русанов А.В., Косьянов Д.Ю. Численное моделирование течений вязкой несжимаемой жидкости с использованием неявной квазимонотонной схемы Годунова повышенной точности. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2009. № 5. С. 4–7.

201. Honzatko R., Horaček J., Kozel K. Numerical solution of inviscid incompressible flow over a vibrating profile // *Proceedings of the Czech-Japanese Seminar in Applied Mathematics*. 2005. P. 26–32.

202. Merkle C. L., Athavale M. Time-Accurate Unsteady Incompressible Flow Algorithms based on artificial compressibility. *AIAA Paper*. 1987. No. 87-1137. P. 397–407.

203. Menter F.R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications // *AIAA Journal*. 1994. Vol. 32, No. 8. P. 1598–1605.

204. Ершов С.В. Квазимонотонная ENO схема повышенной точности для интегрирования уравнений Эйлера и Навье-Стокса. *Математическое моделирование*. 1994. Т. 6, № 11. С. 58–64.

205. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М. : Наука, 1974. 711 с.

206. Моделирование пространственного течения вязкой жидкости в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины / А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов и др. // *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13, № 4. С. 15–23.

207. Численное исследование пространственного вязкого течения жидкости в спиральной камере осевой гидротурбины / А.В. Русанов, Д. Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый и др. // *Східно-Європейський журнал передових технологій*. 2010. № 5/7(47). С. 33–36.

208. Численное исследование физических процессов в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины / А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов и др. // *Авиационно-космическая техника и технология*. 2011. № 10(87). С. 49–53.

209. Расчетное исследование пространственного течения жидкости в отсасывающей трубе осевой гидротурбины / А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов и др. // *Проблемы машиностроения*. 2011. Т. 14, № 4. С. 16–24.

210. Анализ рабочего процесса в проточной части осевой гидротурбины на основе численного моделирования пространственного вязкого течения

жидкости / Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, А.В. Русанов и др. // *Прикладная гидромеханика*. 2012. Т. 14(86), № 3. С. 45–54.

211. Численное исследование и анализ рабочего процесса в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины / А.В. Русанов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев и др. // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2014. Вип. 1(1044). С. 125–135.

212. Чисельне моделювання робочого процесу в проточній частині радіально-осьової гідротурбіни РО45 / А.В. Русанов, О.М. Хорєв, Ю.А. Биков та ін. // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2019. № 2. С. 22–29. DOI: 10.20998/2411-3441.2019.2.03.

213. Веремеенко И.С., Дедков В.Н., Агибалов Е.С. Установка УГ-1 для градуировки расходомеров энергокавитационных стендов. *Метрологія та прилади*. 2010. № 2. С. 42–47.

214. Развитие экспериментальной базы гидротурбостроения в ИПМаш НАН Украины / И.С. Веремеенко, А.В. Русанов, В.Н. Дедков и др. // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*. 2014. № 1(1044). С. 12–21.

215. Підвищення ефективності гідроагрегатів при реконструкції ГЕС Дніпровського каскаду / В.Г. Суботін, С.Д. Осадчий, В. Л. Рассовський та ін. // *Гідроенергетика України*. 2020. № 3/4. С. 23–30.

216. Расчетные и экспериментальные исследования проточных частей ПЛ20 для модернизации гидротурбин Кременчугской гидроэлектростанции / А.В. Линник, С.А. Рябова, В.Д. Линник и др. // *Проблемы машиностроения*. 2016. Т. 19, № 3. С. 12–19.

217. Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС / А.В. Русанов, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый и др. // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* 2014. Вип. 1(1044). С. 41–48.

218. Численное исследование течения жидкости в проточной части гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, А.В. Линник и др. // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати.* 2015. Вип. 45(1154). С. 9–15.

219. Математическое моделирование течения жидкости и анализ структуры потока в проточной части низконапорной осевой гидротурбины / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова и др. // *Журнал інженерних наук*. 2016. Т. 3, № 2. С. 8–17.

220. ОСТ 108.023.15–82. Турбины гидравлические vertical поворотно-лопастные осевые и радиально-осевые. Л., 1984. 263 с.

221. Этинберг И.Э., Раухман Б.С. Гидродинамика гидравлических турбин. Л. : Машиностроение, 1978. 280 с.

222. Влияние простого окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины ПЛ20 на гидродинамические характеристики проточной части / А. В. Русанов, О. Н. Хорев, А. В. Линник и др. // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2015. Вип. 3(1012). С. 8–12.

223. Влияние окружных и осевых навалов лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на характеристики проточной части / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова и др. // *Матеріали XXII Міжнародної науково-практичної конференції «Фізичні і комп'ютерні технології*» (м. Харків, 2016). Харків, 2016. С. 456–459.

224. Влияние окружных и осевых навалов лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на характеристики проточной части / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, А.В. Линник и др. // XV Международная научно-техническая конференция «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования» : тези допов. [Електронний ресурс]. Харків : ИПМаш НАН Украины, 2015. 1 електрон. опт. диск (CD-ROM).

225. Влияние сложного окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока и энергетические характеристики проточной части / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, А.В. Линник и др. // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях*. 2015. Вип. 18(1127). С. 130–141.

226. Влияние пространственного профилирования лопастей рабочего колеса на характеристики потока в проточной части осевой гидротурбины / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, Д.Ю. Косьянов и др. // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2016. № 20(1192). С. 8–14.

227. Гидродинамическое совершенствование проточных частей осевых гидротурбин при помощи пространственного профилирования лопастей

рабочих колес / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова и др. // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2016. № 41(1213). С. 49–57.

228. Влияние окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока в отсасывающей трубе / А.В. Русанов, О. Н. Хорев, С.А. Рябова и др. // *Вестник двигателестроения*. 2016. № 2. С. 25–30.

229. Влияние осевого навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на характеристики течения в проточной части / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова и др. // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях.* 2016. Вип. 16(1188). С. 85–93.

230. Хорев О.Н. Численное исследование течения жидкости в спиральной камере радиально-осевой гидромашины. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий.* 2013. № 1/8(61). С. 41–44.

231. Сухоребрый П.Н. Течение жидкости в спиральных камерах радиально-осевых обратимых гидромашин. *Проблемы машиностроения*. 2000. Т. 3, № 1/2. С. 33–37.

232. Разработка проточной части и исследование моделей обратимых гидромашин быстроходностью 190 для условий Днестровской ГАЭС / Ю.И. Федулов, Е.С. Агибалов, В.Н. Дедков и др. // Математическое моделирование процессов и конструкций энергетических и транспортных установок в системах их автоматизированного проектирования : тезисы Респ. научно-техн. конф. Харьков, 1988. Ч. 3. С. 32–33.

233. Хорев О.Н. Моделирование рабочего процесса в проточной части радиально-осевой насос-турбины. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях.* 2013. № 37(1010). С. 206–214.

234. Дедков В.Н. Определение расчетных параметров обратимых гидромашин для диапазона напоров h = 70–700 м. *Проблемы машиностроения.* 2008. Т. 11, № 1. С. 7–11.

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

236. Хорєв О. М. Підвищення ефективності робочих коліс радіально-осьових гідромашин на основі математичного моделювання течії рідини в проточній частині : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17 / Хорєв Олег Миколайович ; НТУ «ХПІ». Харків, 2008. 22 с.

237. Разработка и расчетное исследование проточной части насос-турбины для условий Каневской ГАЭС / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, П.Н. Сухоребрый и др. // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2018. № 17(1293). С. 4–8.

238. Проектирование рабочего колеса радиально-осевой насос-турбины на условия Каневской ГАЭС / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, В.Н. Дедков // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2019. № 1. С. 17–24.

239. PLA пластик для 3D печати: свойства, применение, преимущества. 3D4U. URL: https://3d4u.com.ua/uk/blog/post/3-pla-plastic-for-3d-printing-properties-applications-benefits (дата звернення: 04.08.2025).

240. Experimental Studies of Pump-Turbine Flow Part Models at Heads of 80–120 m / O. Khoryev, P. Korotaiev, Y. Agibalov et al. // *Advances in Mechanical and Power Engineering* : CAMPE 2021. 2021. P. 24–33.

241. Розробка та дослідження оборотних гідроагрегатів для ГЕС і ГАЕС України / А.В. Русанов, Є.С. Агібалов, О.М. Хорєв та ін.. Тези доповідей. URL: ipmach.kharkov.ua (дата звернення: 02.03.2026).

242. Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with spliters in turbine mode / A. Rusanov, O. Khoryev, Y. Agibalov et al. // *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering – 2020 : ICTM 2020* : Lecture Notes in Networks and Systems. Cham : Springer, 2021. Vol. 188. P. 427–439. DOI: 10.1007/978-3-030-66717-7_36.

243. Експериментальні і чисельні дослідження моделей радіально-осьових насос-турбін зі сплітером в турбінному режимі / А.В. Русанов, О.М. Хорєв, Є.С. Агібалов та ін. // *Актуальні проблеми інженерної механіки* : тези доповідей Міжнар. наук.-практ. конф. Одеса, 2020. С. 174–177.

244. Experimental research of Francis pump-turbines with splitters in a pump mode / A. Rusanov, O. Khoryev, Y. Agibalov et al. // *2020 IEEE KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek).* 2020. P. 183–187. DOI: 10.1109/KhPIWeek51557.2020.9303102.

245. Створення оборотних гідроагрегатів Дністровської ГАЕС для підвищення енергоефективності об’єднаної енергетичної системи України : монографія / Є.І. Сокол, А.К. Царюк, О.Ю. Черкаський та ін.; під заг. ред. Е.І. Сокола. Харків : ФОП Панов А.М., 2017. 236 с. ISBN 978-617-7541-18-8.

246. Effect of 3D Shape of Pump-Turbine Runner Blade on Flow Characteristics in Turbine Mode / A.V. Rusanov, V.H. Subotin, O.M. Khoryev et al. // *Journal of Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 25, No. 4. P. 6–13.

247. Effect of circumferential of pump-turbine runner blades on energy characteristics / O. Khoryev, O. Lynnyk, P. Korotaiev et al. // *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2024. No. 3. P. 56–62.

248. Experimental studies of pressure pulsations in draft tube diffuser of pump-turbine models for head up to 200 m / A. Rusanov, V. Subotin, O. Khoryev et al. // *Science and Innovation*. 2024. Vol. 20, No. 3. P. 53–66. DOI: 10.15407/scine20.03.053.

249. Experimental Studies of Diffuser Fins Effect in Pump-Turbine Draft Tube on Pressure Pulsation in Turbine Mode / A. Rusanov, O. Khoryev, Y. Ahibalov et al. // *Advances in Mechanical and Power Engineering* II : Selected Papers from The International Conference on Advanced Mechanical and Power Engineering (CAMPE 2023) (Oct. 16–19, 2023). Cham : Springer, 2024. P. 23–32. DOI: 10.1007/978-3-031-82979-6-3.

250. Effect of geometrical parameters of pump-turbine runners on energy characteristics / O. M. Khoryev, A. V. Rusanov, O. V. Lynnyk et al. // *Vidnovluvana Energetika*. 2025. No. 3(82). P. 164–172. DOI: 10.36296/1819-8058.2025.3(82).164-172.

251. Робоче колесо радіально-осьової насос-турбіни : пат. 161637 Україна, МПК F03B 3/12 (2006.01). / Русанов А.В., Хорєв О.М., Коротаєв П.О. та ін. ; заявник і патентовласник ІЕМС ім. А. М. Підгорного НАН України. № u202405711 ; заявл. 03.12.2024 ; опубл. 25.12.2025, Бюл. № 52.

ДОДАТОК А

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
старшого наукового співробітника
ІЕМС ім. А.М. Підгорного НАН України
Хорєва Олега Миколайовича
«Наукові основи покращення технічних характеристик турбомашин для гідро- та гідроакумулюючих електростанцій», яка подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Даний документ складено про те, що результати дисертаційної роботи **Хорєва Олега Миколайовича** за темою «Наукові основи покращення технічних характеристик турбомашин для гідро- та гідроакумулюючих електростанцій» впроваджено в ТОВ «Харківтурбоінжинірінг» в проєкті модернізації ГЕС Дхаліпур, Індія.

Проведені Хорєвим О.М. за допомогою вдосконаленого програмного комплексу *IPMFlow* чисельні дослідження просторової течії в'язкої нестисливої рідини в проточній частині турбіни Френсіса PO45 для ГЕС Дхаліпур дозволили визначити енергетичні, кавітаційні, силові показники, підтвердили їх високий рівень та обґрунтували можливість заміни коштовного фізичного експерименту на гідродинамічному стенді на чисельні дослідження.

Акт видано для подання в спеціалізовану вчену раду Д 64.180.02 Інституту енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного НАН України за спеціальністю 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки.

УКРАЇНА
ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ
№ 40984653
МІСТО ХАРКІВ

Генеральний директор В.Сотнікова

04.05.2026р

УКРАЇНСЬКІ ЕНЕРГЕТИЧНІ МАШИНИ

UKRAINIAN ENERGY MACHINES

Акціонерне товариство «Українські енергетичні машини»
(АТ «Укренергомашини»)
проспект Героїв Харкова, 199, м. Харків, 61037, Україна
тел.: + 38 (057) 349-22-85, 349-22-92, 349-26-54
e-mail: office@ukrenergymachines.com, www.ukrenergymachines.com
Код ЄДРПОУ 05762269

«UKRAINIAN ENERGY MACHINES», Joint stock company
(«Ukrenergymachines», JSC)
Heroiv Kharkova avenue, 199, Kharkiv, 61037, Ukraine
tel.: + 38 (057) 349-22-85, 349-22-92, 349-26-54
e-mail: office@ukrenergymachines.com, www.ukrenergymachines.com
USREOU code 05762269

11.05.2026 № На № від

АКТ

щодо використання результатів дисертаційної роботи
старшого наукового співробітника Інституту енергетичних машин і систем
ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України
Хорєва Олега Миколайовича
«Наукові основи покращення технічних характеристик турбомашин для гідро- та гідроакумулюючих електростанцій», яка подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Даний акт складено про те, що результати дисертаційної роботи за темою «Наукові основи покращення технічних характеристик турбомашин для гідро- та гідроакумулюючих електростанцій» старшого наукового співробітника відділу термогазодинаміки енергетичних машин Інституту енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного НАН України Хорєва Олега Миколайовича впроваджено в АТ «Українські енергетичні машини» при проєктуванні турбін і насос-турбін для ГЕС і ГАЕС.

Результати дослідження впливу просторового профілювання лопатей робочих коліс турбін Каплана на енергетичні і кавітаційні показники проточних частин, які дозволили спроєктувати нове високоефективне робоче колесо РК5251, впроваджено при розробленні проєктів модернізації гідроагрегатів Кременчуцької та інших ГЕС Дніпровського каскаду.

Результати дослідження впливу просторового профілювання робочих коліс радіально-осьового типу на енергетичні і пульсаційні показники моделей насос-турбіни на напори до 200 метрів і спроєктоване на їх основі

високоефективне робоче колесо РК5252М7 впроваджені в рамках господарчого договору V-1-2026 «Розроблення, математичне та експериментальне селективне дослідження моделей проточних частин насос-турбіни на параметри Дністровської ГАЕС. Організація і забезпечення проведення експериментальних випробувань великомасштабних моделей і приймально-здавальних модельних досліджень» між АТ «Українські енергетичні машини» і Інститутом енергетичних машин ім. А.М. Підгорного НАН України.

Документ видано для подання в спеціалізовану вчену раду Д 64.180.02 Інституту енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного НАН України.

Головний конструктор гідравлічних турбін і генераторів Олексій ВАКУЛЕНКО

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ ЕНЕРГЕТИЧНИХ МАШИН І СИСТЕМ ім. А. М. ПІДГОРНОГО (ІЕМС НАН України)
вул. Комунальників, 2/10, м. Харків, 61046
Тел.:+38(0572) 93-01-44
E-mail: admi@ipmach.kharkov.ua
Web: http://www.ipmach.kharkov.ua
Код ЄДРПОУ 03534570

NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES OF UKRAINE
ANATOLII PIDHORNYI INSTITUTE OF POWER MACHINES AND SYSTEMS (IPMach of NASU)
2/10 Komunalnykiv St., Kharkiv, 61046, Ukraine
Tel.: +38(0572) 93-01-44
E-mail: admi@ipmach.kharkov.ua
Web: http://www.ipmach.kharkov.ua

АКТ

про впровадження в навчальний процес аспірантів ІЕМС НАН України
результатів дисертаційної роботи
старшого наукового співробітника
відділу термогазодинаміки енергетичних машин
Хорєва Олега Миколайовича
«Наукові основи покращення технічних характеристик турбомашин для гідро- та гідроакумулюючих електростанцій»

- Результати дисертаційної роботи **Хорєва Олега Миколайовича** за темою «Наукові основи покращення технічних характеристик турбомашин для гідро- та гідроакумулюючих електростанцій», яка подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук, впроваджено в навчальний процес аспірантів, а саме при читанні курсу лекцій «Конструкції та розрахунок гідромашин» (*https://ipmach.kharkov.ua/142-енергетичне-машинобудування/*).

Наукові монографії за співавторства Хорєва О.М. передано у наукову бібліотеку ІЕСМ ім. Підгорного НАН України і використовуються при підготовках до занять за вказаною навчальною дисципліною.

Заступник директора
з наукової роботи
член-кореспондент НАН України
доктор техн. наук, професор Андрій КОСТІКОВ

13.04.2026р.

ДОДАТОК Б

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ НАУКОВИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Монографії:

1. Русанов А.В., Гнесін В.І., Хорєв О.М., Жандковскі Р., Колодяжна Л.В., Косьянова А.І., Косьянов Д.Ю., Пащенко Н.В., Русанов Р.А., Сухоребрий П.М., Чугай М.О. Науково-технічні основи моделювання і проектування проточних частин енергетичних турбоустановок /ред. чл.-кор. НАН України А. В. Русанов. Харків: Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного, 2019. 384 с. ISBN 978-966-680-866-3.
2. Суботін В.Г., Осадчий С.Д., Рассовський В.Л., Бураков О.С., Єфименко В.М. , Коршунов О.О., Кобзар І.В., Ковальов Ю.М., Хорєв О.М., Калініна Л.Г. Створення високоекономічних гідроагрегатів для ГЕС України/ Харків: ПрАТ «Укргідропроект», 2021. ФОП Рубашкін Д.Ю. 248 с. ISBN: 978-617-8001-04-9.

Статті в наукових фахових виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз Scopus та/або Web of Science Core Collection:

3. Khoryev O., Lynnyk O., Korotaiev P., Bykov Yu., Ahibalov Ye. *Effect of circumferential lean of pump-turbine runner blades on energy characteristics.* Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, 2024, № 3. P. 56–62. https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-3/056.
4. Rusanov A., Subotin V., Khoryev O., Lynnyk O., Bykov Yu., Korotaiev P., Ahibalov Ye. Experimental studies of pressure pulsations in draft tube diffuser of pump-turbine models for head up to 200 m. *Sci.innov*.2024. 20 (3). pp. 53–66. https://doi.org/10.15407/scine20.03.053.
5. Khoryev O.M., Rusanov A.V., Lynnyk O.V., Korotaiev P.O., Bykov Yu.A., Ahibalov Ye.S., Maksymenko-Sheiko K.V. Effect of geometrical parameters of pump-turbine runners on energy characteristics. Vidnovluvana Energetika. №3/2025. pp. 164–172. https://doi.org/10.36296/1819-8058.2025.3(82).
6. Rusanov A., Khoryev O., Agibalov , Bykov Y., Korotaiev P. *Experimental research of Francis pump-turbines with splitters in a pump mode.* In 2020 IEEE KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek), pp. 183–187, 2020. https://doi.org 10.1109/KhPIWeek51551.2020.9250157.
7. Rusanov, A., Khoryev, O., Agibalov, Y., Bykov, Y., & Korotaiev, P. (2021). *Numerical and experimental research of radial-axial pump-turbine models with spliters in turbine mode*. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., & Kritskiy, D. (eds.). *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering* – 2020. ICTM 2020.

Lecture Notes in Networks and Systems. Cham: Springer, vol 188, pp. 427–439. https://doi.org/10.1007/978-3-030-66717-7_36.

8. Khoryev O., Korotaiev P., Agibalov Y., Bykov Y., Maksymenko-Sheiko K.: *Experimental Studies of Pump-Turbine Flow Part Models at Heads of 80–120 m.* In: Advances in Mechanical and Power Engineering, CAMPE 2021, pp. 24–33, Kharkiv, 18–20 October, 2021. https://doi.org/10.1007/978-3-031-18487-1_3.

9. Bykov Y., Khoryev O., Korotaiev P., Dedkov V., Agibalov Y.: *Numerical Investigation of Unsteady Flow in Draft Tube with Ribs*. In: Proc. of 2022 IEEE KhPI Week on Advanced Technology, 589–594, Kharkiv, 3–7 October, 2022. https://doi.org/10.1109/KhPIWeek57572.2022.9916461

10. Rusanov A., Khoryev O., Ahibalov Ye., Korotaiev P., Bykov Yu. *Experimental Studies of Diffuser Fins Effect in Pump-Turbine Draft Tube on Pressure Pulsation in Turbine Mode. Advances in Mechanical and Power Engineering II*. Selected Papers from The International Conference on Advanced Mechanical and Power Engineering (CAMPE 2023), October 16–19, 2023. pp. 23–32. https://doi.org/10.1007/978-3-031-82979-6-3.

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації у фахових виданнях:

11. Русанов А.В. Моделирование пространственного течения вязкой жидкости в проточной части осевой поворотно-лопастной гидротурбины/ А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. Харьков, 2010. т. 13, №4. – С. 15–23.

12. Дедков В.Н. Разработка и исследование ортогональной микроГЭС на малые напоры/ В.Н. Дедков, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. Харьков, 2009. – т. 12, №3. С. 21–27.

13. Русанов А.В. Численное исследование пространственного вязкого течения жидкости в спиральной камере осевой гидротурбины/ А.В. Русанов, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Східно-Європейський журнал передових технологій. Харків: – 2010. №5/7 (47). – С. 33–36.

14. Русанов А.В. Численное исследование физических процессов в проточной части осевой поворотно-лопасной гидротурбины/ А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков, 2011. – № 10 (87). – С. 49–53.

15. Русанов А.В. Расчетное исследование пространственного течения жидкости в отсасывающей трубе осевой гидротурбины/ А.В. Русанов, Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. – Харьков, 2011. – т. 14, №4. – С. 16–24.

16. Городецкий Ю.В. Анализ рабочего процесса в проточной части осевой гидротурбины на основе численного моделирования пространственного вязкого

течения жидкости/Ю.В. Городецкий, Д.Ю. Косьянов, А.В. Русанов, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Прикладная гидромеханика. – Киев, − 2012.– Том. 14 (86), №3. – С. 45–54.

17. Русанов А.В. Газодинамическое совершенствование проточной части цилиндра высокого давления паровой турбины К-325-23,5/ А.В. Русанов, А.И. Косьянова, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев// Наука та інновації. − Київ, 2013.– Вип. 1. – С. 33–40. ISSN 1815-2066.

18. Хорев О.Н. Численное исследование течения жидкости в спиральной камере радиально-осевой гидромашины/ Східно-Європейський журнал передових технологій. Харків: – 2013. №1/8 (61). – С. 41–45.

19. Хорев О.Н. Моделирование рабочего процесса в проточной части радиально-осевой насос-турбины/ Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – №37(1010). – С. 206–214.

20. Русанов А.В. Математическое моделирование течения жидкости и анализ характеристик потока в подводе гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС/ А.В. Русанов, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый, О.Н. Хорев, А.В. Рябов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ». – 2014. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вип. 1 (1044). – С. 41–48.

21. Русанов А.В. Влияние простого окружного навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины ПЛ20 на гидродинамические характеристики проточной части / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: НТУ «ХПІ», 2015. Вип. 3 (1012). – С. 8–12.

22. Русанов А.В. Влияние сложного окружного навала лопатей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока и энергетические характеристики проточной части / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый// Вісник Національного технічного університету «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ». – 2015. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях.– 2015. Вип. 18 (1127). – С. 130–141.

23. Русанов А.В. Численное исследование течение жидкости в проточной части гидротурбины ПЛ20 Кременчугской ГЭС/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый, Д.Ю. Косьянов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. Вип. 45 (1154) 2015. – С. 9–15.

24. Русанов А.В. Влияние пространственного профилирования лопастей рабочего колеса на характеристики потока в проточной части осевой гидротурбины/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, Д.Ю. Косьянов, А.В. Линник, П.Н. Сухоребрый, С.А. Рябова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків, 2016. – № 20 (1192). – С. 8–14.

25. Русанов А.В. Влияние окружного навала лопатей рабочего колеса осевой гидротурбины на структуру потока в отсасывающей трубе/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый// Вестник двигателестроения. – 2016. – №2. – С. 25–30.

26. Линник А.В. Расчетные и экспериментальные исследования проточных частей ПЛ20 для модернизации гидротурбин Кременчугской гидроэлектростанции /А.В. Линник, С.А. Рябова, В.Д. Линник, А.В. Рябов, О.Н. Хорев// Проблемы машиностроения. – 2016. – Т. 19, № 3. – С. 12–19.

27. Русанов А.В. Влияние осевого навала лопастей рабочего колеса осевой гидротурбины на характеристики течения в проточной части/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый // Вісник НТУ «ХПІ» – Харків: НТУ «ХПІ». – 2016. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях.– 2016. Вип. 16 (1188). – С. 85–93.

28. Русанов А.В. Гидродинамическое совершенствование проточных частей осевых гидротурбин при помощи пространственного профилирования лопастей рабочих колес/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, С.А. Рябова, Д.Ю. Косьянов, П.Н. Сухоребрый // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків, 2016. – № 41 (1213). – С. 49–57.

29. Русанов А.В. Математическое моделирование течения жидкости и анализ структуры потока в проточной части низконапорной осевой гидротурбины /А. В. Русанов, О. Н. Хорев, С. А. Рябова, Д. Ю. Косьянов, П. Н. Сухоребрый, Н. М. Курская // Журнал інженерних наук. – 2016. – Т. 3, № 2. – С. 8–17.

30. Русанов А.В. Разработка и расчетное исследование проточной части насос-турбины для условий Каневской ГАЭС / А.В. Русанов, О.Н. Хорев, П.Н. Сухоребрый, В.Н. Дедков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків, 2018. № 17 (1293). – С. 4–8.

31. Русанов А.В. Проектирование рабочего колеса радиально-осевой насос-турбины на условия Каневской ГАЕС/ А.В. Русанов, О.Н. Хорев, В.Н. Дедков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків, 2019. № 1. – С. 17–24.

32. Русанов А.В. Чисельне моделювання робочого процесу в проточній частині радіально-осьової гідротурбіни РО45/ А.В. Русанов, О.М. Хорєв, Ю.А. Биков, Д.Ю. Косьянов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. Харків, 2019. № 2. – С. 22–29. doi: 10.20998/2411-3441.2019.2.03.

33. Rusanov A. V., Subotin V. H., Khoryev O. M., Bykov Y. A., Korotaiev P. O., Ahibalov Y. S. *Effect of 3D Shape of Pump-Turbine Runner Blade on Flow Characteristics in Turbine Mode*. J. of Mech. Eng. **25**(2022), No. 4, pp. 6–13. https://doi.org/10.15407/pmach2022.04.006.

Роботи апробаційного характеру:

34. Русанов А.В. Експериментальні і чисельні дослідження моделей радіально-осьових насос-турбін зі сплітером в турбінному режимі / Русанов А.В., Хорєв О.М., Агібалов Є.С., Биков Ю.А., Коротаєв П.О.// Актуальні проблеми інженерної механіки. Тези доповідей. Одеса. 2020. – С. 174–177.

35. Суботін В.Г. Підвищення ефективності гідроагрегатів при реконструкції ГЕС Дніпровського каскаду/В.Г. Суботін, С.Д. Осадчий, В.Л. Расовський, О.С. Бураков, В.М. Єфименко, О.О. Коршунов, І.В. Кобзар, Ю.М. Ковальов, О.М. Хорєв, Л.Г. Калініна//Гідроенергетика України. – 2021. – №3-4. – С. 23–30.

Патент:

36. Русанов А.В., Хорєв О.М., Коротаєв П.О., Агібалов Є.С., Биков Ю.А. Робоче колесо радіально-осьової насос-турбіни. Патент UA 161637 U; F03B 3/12 опубл. 25.12.2025 р, бюл. №52, т. 1 – заяв. u202405711, 03.12.2024.