

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

Мілтих Вікторія Станіславівна

УДК 621.65

**ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ НАСОСНОЇ СТАНЦІЇ З
НАСОСАМИ ТИПУ Д ВПЛИВОМ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
ЇХ РОБОЧИХ КОЛІС НА ФОРМУ НАПІРНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник:
Сотник Микола Іванович,
доктор технічних наук,
доцент

Суми - 2016

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ.....	5
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ, ОБҐРУНТУВАННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ТЕМИ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	14
1.1. Сучасний стан енергоспоживання насосним обладнанням.....	14
1.2. Аналіз проблем, що впливають на енергоефективність роботи насосних станцій систем водопостачання, та основні напрями їх вирішення.....	15
1.3. Методи регулювання подачі насосів (насосних станцій).....	18
1.4. Вимоги до форми напірної характеристики насоса.....	22
1.5. Аналіз існуючих методик розрахунку робочих коліс відцентрових насосів.....	27
1.6. Результати статистичного дослідження впливу ширини робочого колеса на виході на крутизну напірної характеристики насоса.....	30
1.7. Огляд опублікованих результатів досліджень з питання впливу зміни ширини робочого колеса на виході на характеристику роботи насоса.....	32
1.8. Висновки до розділу 1.....	35
РОЗДІЛ 2 ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ У РОБОЧОМУ КОЛЕСІ ДВОСТОРОННЬОГО ВХОДУ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА.....	36
2.1 Методика проведення дослідження течії у робочому колесі відцентрового насоса з застосуванням числового експерименту.....	36
2.1.1. Створення тривимірної моделі робочого колеса.....	37
2.1.2. Створення розрахункової сітки числової моделі робочого колеса.....	38

2.1.3. Математичний алгоритм моделювання течії у насосі, робочому колесі.....	41
2.1.4. Визначення граничних умов та параметрів розрахунку.....	44
2.1.5. Аналіз результатів розрахунку.....	44
2.2 Числове дослідження течії у робочому колесі двостороннього входу.....	46
2.2.1. Параметри робочих коліс для дослідження впливу ширини робочого колеса на виході на його характеристику.....	46
2.2.2. Параметри робочих коліс для дослідження впливу кута нахилу лопаті на виході з робочого колеса на його характеристику...	49
2.3. Методика проведення дослідження течії у насосі типу Д з застосуванням числового експерименту.....	50
2.4. Перевірка адекватності числового моделювання течії у проточній частині насоса типу Д.....	52
2.5. Висновки до розділу 2.....	54
РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЛОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ КОЛІС ДВОСТОРОННЬОГО ВХОДУ.....	56
3.1. Дослідження впливу зміни кута нахилу лопаті на виході з робочого колеса та його ширини на виході на його робочі характеристики.....	56
3.2. Результати порівняння впливу зміни параметрів β_2 та b_2 на параметри потоку у робочому колесі.....	64
3.3. Вплив кута нахилу лопаті на виході з робочого колеса та його ширини на виході на крутизну напірної характеристики.....	68
3.4. Визначення математичної залежності між шириною робочого колеса на виході та крутизною напірної характеристики.....	70
3.5. Числове дослідження насоса Д 3200-75-2 з базовим та модифікованим робочими колесами.....	77
3.6. Висновки до розділу 3.....	83

РОЗДІЛ 4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ НАСОСНОЇ СТАНЦІЇ З НАСОСАМИ ТИПУ Д.....	85
4.1. Опис насосної станції № 2 Власівського водозабору КП «Кременчукводоканал».....	85
4.2. Алгоритм проведення експериментальних досліджень і засоби вимірювання.....	86
4.3. Методика проведення експериментального дослідження.....	89
4.4. Оцінка похибок результатів вимірювань.....	91
4.5. Результати експериментального дослідження та їх аналіз.....	94
4.6. Висновки до розділу 4.....	98
РОЗДІЛ 5 МЕТОДИКА ПРИЙНЯТТЯ РІШЕННЯ ЩОДО МОДЕРНІЗАЦІЇ НАСОСНОЇ СТАНЦІЇ ВОДОПОСТАЧАННЯ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЇЇ ФУНКЦІОНУВАННЯ.....	100
5.1. Методи прийняття рішення про модернізацію насосної станції водопостачання.....	100
5.2. Модель функціонування насосної станції з двома насосами типу Д при використанні ступеневого регулювання її подачі при змінному опору мережі у часі	103
5.3. Методика проектування робочого колеса двостороннього входу з напередвизначеною крутизною напірної характеристики.....	106
5.4. Висновки до розділу 5.....	109
ВИСНОВКИ.....	110
ДОДАТКИ.....	113
ДОДАТОК А Результати числового моделювання робочого процесу робочих коліс.....	113
ДОДАТОК Б Акт впровадження.....	121
ДОДАТОК В Акт впровадження.....	122
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	123

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

- b_2 – ширина робочого колеса на виході, м;
 b_2/D_2 – відносна ширина робочого колеса;
 D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса, м;
 g – прискорення вільного падіння, м/с²;
 H – напір, м;
 K – крутизна напірної характеристики;
 n – частота обертання, об/хв;
 n_s – коефіцієнт швидкохідності насоса;
 Q – подача насоса, витрата рідини, м³/с;
 q^p – витратний параметр у розрахунковій точці;
 U – колова швидкість потоку, м/с;
 V – абсолютна швидкість потоку, м/с;
 V_m – меридіанна складова абсолютної швидкості потоку, м/с;
 V_u – колова складова абсолютної швидкості потоку, м/с;
 W – відносна швидкість потоку, м/с;
 β_2 – кут нахилу лопаті на виході з робочого колеса, °;
 η – коефіцієнт корисної дії, %.

ІНДЕКСИ

- розр* – значення відносно розрахункового режиму роботи;
i – номер параметру;
opt – значення відносно оптимального режиму роботи;
max – максимальне значення.

СКОРОЧЕННЯ

ВЦН – відцентровий насос;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

НА – насосний агрегат;

НС – насосна станція;

ПЧ – проточна частина;

РК – робоче колесо.

ВСТУП

Актуальність теми. З огляду на енергетичні та економічні виклики, що постали перед Україною особливо гостро в останні роки, виникла нагальна необхідність підвищення енергоефективності суспільного виробництва, зменшення залежності від імпортованих енергоносіїв. Вирішення цієї проблеми потребує комплексного підходу щодо впровадження вітчизняного наукоємного енергоспоживаючого обладнання, зокрема насосного.

Отже, зважаючи на фінансові можливості підприємств, наявність установленого на них обладнання, одним із шляхів зниження енергоспоживання є модернізація існуючого парку насосів. Звичайно, найкращий спосіб вирішення проблеми енергоефективності є заміна насосів на такі, які відповідатимуть новим вимогам до насосних станцій. Проте, за даними «Еуронітр» [1] в експлуатації знаходиться у 20 разів більше насосів, ніж випускається щорічно. Тому, очевидно, що зниження споживання електроенергії насосними агрегатами і підвищення ККД насосних систем повинно досягатися переважно шляхом модернізації насосів, що вже експлуатуються. Враховуючи цей факт, а також те, що життєвий цикл корпусу насоса вище, ніж безпосередньо робочого колеса (частка зношення для робочого колеса складає 77 %, для корпусу насоса – 18 %) [2], то, здебільшого, доцільним є модернізація зміною лише робочого колеса насоса.

Наукові підходи щодо вирішення проблеми у такий спосіб закладено у роботах таких відомих вчених, як Алексапольський Д.Я., Малюшенко В.В., Марцинковський В.А., Степанов А.І., Гюліх Йо.Ф., Ломакін О.О. та інших. У них визначено основні залежності впливу геометричних розмірів елементів робочих коліс на енергетичні параметри робочого процесу перекачування рідини.

Попередні дослідження виявили додаткові можливості підвищення енергоефективності функціонування мереж водопостачання через узгодження потреб споживачів та подачі насосної станції з застосуванням систем регулювання, однак, це потребує проведення додаткових досліджень з вивчення взаємозалежного впливу низки факторів на формування форми напірної характеристики робочих коліс та насосів за різних варіантів їх модернізації.

Виходячи з викладеного, тема дисертації, спрямованої на вирішення важливої **науково-практичної задачі** – підвищення енергоефективності функціонування насосної станції з насосами типу Д шляхом заміни їх робочих коліс на нові, спроектовані з напередвизначеною крутизною напірної характеристики, – є своєчасною та актуальною.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету відповідно до науково-технічної програми Міністерства освіти і науки України. Результати роботи використані при виконанні держбюджетних науково-дослідних робіт «Створення ефективних енергозберігаючих систем опалення та гарячого водопостачання на базі багатофункціональних теплогенеруючих агрегатів» (№ ДР 0111U002153). Окремі положення дисертаційної роботи розроблялися при виконанні господарсько-договірної теми СумДУ (замовник Департамент інфраструктури міста Сумської міської ради, м. Суми) «Розроблення системи енергоефективного функціонування КНС каналізаційного напірного колектору міста Суми з визначенням технічних характеристик насосного та технологічного обладнання, що використало свої технічні можливості», при проведенні робіт з теми «Розробка та впровадження енергозберігаючих заходів для підвищення енергоефективності роботи насосного агрегату насосної станції № 2 Власівського водозабору (замовник КП «Кременчукводоканал», м. Кременчук).

Розділи дисертаційної роботи розроблялися у відповідності до навчального плану підготовки спеціалістів за спеціальностями 6.050502 та 7.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» та 7.05060105 «Енергетичний менеджмент» з дисциплін «Гідродинамічні машини і передачі», «Теорія турбомашин», «Насосні станції», «Розрахунок та проектування насосів», «Енергозбереження, діагностика, відновлення в гідро- і пневмосистемах».

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є розвиток науково-методичного забезпечення для підвищення енергетичної ефективності роботи насосної станції з насосами типу Д шляхом заміни їх робочих коліс на нові, спроектовані з напередвизначеною крутизною напірної характеристики.

Для досягнення мети поставлені та вирішені наступні задачі дослідження:

- визначити і дослідити проблеми функціонування насосів типу Д на насосних станціях водопостачання та визначити шляхи підвищення їх енергоефективності;

- проаналізувати вплив геометричних параметрів робочого колеса двостороннього входу на крутизну його напірної характеристики;

- дослідити робочий процес робочих коліс двостороннього входу при зміні їх геометричних параметрів та проаналізувати вплив зміни геометричних розмірів їх елементів на картину течії при різних режимах роботи, на напірну та енергетичну характеристики;

- встановити математичну залежність між геометричними параметрами елементів робочого колеса двостороннього входу та крутизною його напірної характеристики;

- визначити інтегральний вплив геометричних параметрів інших елементів проточної частини насосів типу Д на крутизну їх напірної характеристики;

- провести фізичний експеримент з метою підтвердження основних положень, висунутих у результаті проведення числового дослідження;
- доповнити існуючу модель функціонування насосної станції математичною залежністю впливу крутизни напірної характеристики робочого колеса з метою прогнозування режимів її роботи.

Об’єкт дослідження – гідравлічні процеси взаємодії течії рідини з елементами робочого колеса двостороннього входу.

Предмет дослідження – структура течії рідини у робочому колесі двостороннього входу та взаємозв’язок геометричних параметрів робочого колеса з його напірними та енергетичними характеристиками.

Методи досліджень. Під час вирішення поставлених задач використовувались аналіз та наукове узагальнення відомих літературних джерел, що дозволило обґрунтувати актуальність теми дослідження, сформулювати його мету та задачі. Числове дослідження, виконане на основі законів збереження енергії та матерії в диференціальній формі, які є фундаментальними в технічній гідродинаміці, дозволило встановити вплив геометричних параметрів робочого колеса двостороннього входу на його напірні та енергетичні характеристики, а також взаємозалежність між ними. Експериментальне дослідження, що проводилися на основі загальноновизнаних методик та містило дослідження роботи насосів типу Д на насосній станції, підтвердило основні положення, висунуті у результаті проведення числового дослідження.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у тому, що:

- вперше отримана математична залежність крутизни напірної характеристики від ширини робочого колеса на виході за умови незмінності інших геометричних розмірів елементів проточної частини насосів типу Д;
- для коліс насосів типу Д з $n_s = 85 \dots 160$ вперше визначено діапазон зміни крутизни напірної характеристики, яка досягається зміною ширини робочого колеса на виході, за умови відхилення показників

енергоефективності функціонування насоса у межах 5 % від їх номінальних значень;

- уточнено математичну модель функціонування насосної станції з насосами типу Д при використанні ступеневого регулювання її подачі, яка комплексно враховує характеристику гідравлічної мережі, форму напірної характеристики насоса та спосіб регулювання подачі насосної станції;

- вперше визначено вплив відносної ширини b_2/D_2 робочого колеса на енергетичні показники (потужності) робочого процесу у насосах типу Д з $n_s = 85 \dots 160$.

Практичне значення одержаних результатів визначається наступним:

- визначено раціональний діапазон зміни відносної ширини робочого колеса b_2/D_2 та крутизни напірної характеристики при зменшенні ККД не більш ніж на 5 %. Так, для робочих коліс з $n_s = 85$ (насосів Д 3200-75-2 та Д 6300-80-2) при зміні b_2/D_2 у межах 0,04 – 0,095 крутизна змінюється від 19 % до 51 %; для робочих коліс з $n_s = 115 \dots 125$ (насосів СЕ 2500-180 та СЕ 2500-180-8) при зміні b_2/D_2 межах 0,045 – 0,095 – від 30 % до 90 %; для робочих коліс з $n_s = 160$ (насоса Д 6300-27-3) при зміні b_2/D_2 у межах 0,08 – 0,19 – від 35 % до 70 %;

- встановлено, що зі зменшенням відносної ширини робочого колеса b_2/D_2 , функція характеристики потужності зменшує швидкість зростання, а при деякому її значенні потужність починає зменшуватися у діапазоні подач більших за $Q_{розр}$. Так для робочого колеса з $n_s = 85$ потужність починає знижуватися при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,04; для робочого колеса з $n_s = 115$ – при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,065; для робочого колеса з $n_s = 125$ – при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,08; для робочого колеса з $n_s = 160$ – при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,12, що має бути враховано при проектуванні змінних коліс;

- обґрунтовано та експериментально доведено доцільність використання змінних робочих коліс зі зменшеним значенням його ширини

на виході при модернізації насосів типу Д на насосних станціях водопостачання. Їх використання дозволяє отримати більше значення крутизни напірної характеристики без зменшення ККД насоса;

– обґрунтовано використання теорії системного аналізу при виборі способу вирішення проблем, що виникають на насосних станціях водопостачання. Рекомендовано використовувати методи «оптимальне рішення» та «абсолютне рішення». При першому методі характеристика мережі вважається незмінною та такою, що накладає обмеження на модернізацію насосної станції, а при другому методі може стати об'єктом модернізації, як і характеристика насоса (насосів) для абсолютного вирішення проблеми та попередження виникнення нових у майбутньому;

– отримані результати дозволяють у подальшому проводити модернізацію насосної станції з насосами типу Д шляхом проектування змінного робочого колеса з напередвизначеною крутизною напірної характеристики;

– основні результати досліджень дисертації використані при проведенні робіт з модернізації насоса Д 3200-75-2 насосної станції № 2 Власівського водозабору КП «Кременчукводоканал» та в навчальному процесі СумДУ, що підтверджується відповідними актами.

Особистий внесок здобувача. Наукові положення, результати і висновки, що виносяться на захист дисертаційної роботи, отримані здобувачем особисто. Серед них: розробка планів проведення досліджень; обробка та узагальнення результатів досліджень; участь у впровадженні результатів досліджень. Постановка завдань досліджень, аналіз і обговорення отриманих результатів виконувалися здобувачем спільно з науковим керівником.

У роботі [3] здобувачем проаналізовано можливість сумісної роботи насосів типу Д на мережу за критерієм крутизни напірної характеристики; у роботі [4] виконано аналіз характеристик насосів типу Д різних виробників з метою виявити залежність між шириною робочого колеса і кутом нахилу

лопаті на виході та крутизною напірної характеристики насоса, огляд і аналіз існуючих способів регулювання насосних установок; у роботах [5, 6] проаналізовано структуру потоку у каналах робочих коліс насосів типу Д при зміні їх ширини на виході та встановлено діапазони раціональної зміни ширини робочого колеса на виході та крутизни напірної характеристики при зменшенні ККД не більше ніж на 5 % ; у роботі [7] проаналізовано існуючі методики визначення ширини робочого колеса на виході та встановлено математичну залежність між шириною робочого колеса та крутизною його напірної характеристики. Крім того, у роботах [5 – 7] здобувач самостійно провела числові дослідження та здійснила аналіз отриманих результатів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на Міжнародних науково-технічних конференціях «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Черкаси, 2012 р.; м. Київ, 2013 р.) та Науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів та студентів СумДУ «Сучасні технології у промисловому виробництві» (м. Суми, 2011 р., 2013 р., 2015 р.).

Публікації. Матеріали дисертаційної роботи відображені в 10 наукових роботах, з них: 5 публікацій за темою дисертаційної роботи опубліковані у наукових фахових виданнях, які входять до затвердженого переліку (у тому числі 2 публікації у виданнях, що індексуються у міжнародній наукометричній базі Scopus), також опубліковані тези 5 доповідей на науково-технічних конференціях. Матеріали дисертаційної роботи використовувались у звітах з НДР.

Структура і обсяг роботи. Робота складається із вступу, 5 розділів, висновків, списку використаної літератури та додатків. Повний обсяг дисертації складає 132 сторінки. Дисертаційна робота включає 48 рисунків, із яких 2 рисунка на окремих сторінках, 11 таблиць по тексту, 3 додатка на 10 сторінках, список використаної літератури із 81 найменування на 10 сторінках.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ,

ОБҐРУНТУВАННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ТЕМИ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Сучасний стан енергоспоживання насосним обладнанням

Як відомо, насосне обладнання широко розповсюджене і використовується майже у всіх галузях промисловості. Частка електроенергії, що споживається ним, складає близько 20 % від усієї, виробленої у світі [8]. У деяких галузях промисловості частка споживання електроенергії насосними системами може сягати 60 % від усієї, що затрачається на виробництво одиниці продукції [9, 10]:

- у нафтовій – до 59 %;
- у хімічній – до 31 %;
- у целюлозно-паперовій – до 26 %;
- у водопостачанні та водовідведенні – близько 50 %.

Згідно даних Міжнародного енергетичного агентства (International Energy Agency) показник енергоємності ВВП України в декілька разів перевищує аналогічний показник розвинених країн. Так, для 2012 року енергоємність ВВП України складала 0,36 тони нафтового еквіваленту на 1000 доларів США в цінах 2005 року, Російської Федерації – 0,35, США – 0,15, Грузії – 0,14, Польщі – 0,14, Німеччини – 0,1 та Великобританії – 0,09.

Причиною такого високого значення енергоємності ВВП України є не лише особливість структури економіки, що зміщена у бік енергоємних галузей, а й значне їх технологічне відставання від рівня розвинених країн. В Україні спостерігається дуже високий ступінь фізичного зношення основних фондів в енергоємних галузях та житлово-комунальній сфері. Так, у 2013 році по Україні заміни або модернізації потребувало 28,5 % насосного обладнання у системах водопостачання (у Сумській області

39,6 %), а також 36,4 % водопровідних мереж [11]. Також мають місце значні втрати енергетичних ресурсів при їх передачі та споживанні, вкрай низький рівень впровадження енергоефективних технологій та інше [12].

Як зазначено вище, електроспоживання є основною складовою витрат у системі водопостачання і, часто, вони складають до 85 % витрат на експлуатацію насосного обладнання [13, 14]. А в Україні це спостерігається здебільшого, через те, що питомі витрати електроенергії на перекачування 1 м³ води в 2,5 рази більші ніж у європейських країнах (0,75 та 0,3 кВт·год відповідно). У деяких областях України питомі витрати електроенергії у 2013 році становили 1,5...1,7 кВт·год/м³ [11].

Значним є і рівень непродуктивних втрат питної води через надлишок напору води у системах водопостачання. За деякими даними [15], він сягає 30 % від об'єктивно необхідного рівня. Так, за підсумками 2013 року у системах централізованого водопостачання було піднято 2971,99 млн. м³ води, а втрати та технологічні витрати склали 1129,74 млн. м³. У деяких областях вони сягають 68 % (у Луганській – 67,5 %, Чернівецькій – 51,3 %, Сумській – 29,5 %) [11].

Виходячи з приведених даних, зниження споживання електроенергії, зокрема насосним обладнанням, а також оптимізація технологічного процесу водопостачання є однією з першочергових задач сьогодення.

1.2. Аналіз проблем, що впливають на енергоефективність роботи насосних станцій систем водопостачання, та основні напрями їх вирішення

Задоволення попиту на воду в містах, на підприємствах і в селищах здійснюється шляхом влаштування централізованих систем водопостачання. Узагальнено, такі системи мають у своєму складі джерело водопостачання, насосні станції першого та другого підйому, магістральні

та розподільчі мережі, насосні станції підвищення тиску (за потреби) та споживачів.

Насосна станція (НС) – це комплекс елементів і устаткування, що забезпечує піднімання та переміщення рідини в цих системах.

Капітальні витрати на будівництво НС в загальній вартості всього комплексу елементів системи становить незначну частину, однак, поточні витрати при їх експлуатації доволі високі через великі об'єми споживання електричної енергії насосним обладнанням. Тому особливу увагу необхідно приділяти оптимізації виробничих процесів перекачування рідини з мінімальними витратами на електроенергію.

Вважається [16], що до найбільш ефективних систем водопостачання відносяться такі, у яких використовуються регулюючі ємності. При цьому насоси, що подають воду до системи, працюють циклічно фіксований проміжок часу на одному режимі, що мінімізує втрати та збільшує її енергоефективність. Однак, така структура системи водопостачання не є розповсюдженою через її високу вартість улаштування.

На сучасному етапі, розгалужені системи водопостачання з регулюючими ємностями майже не застосовуються, водопостачання здійснюється за схемою «з труби в трубу». Керування такою системою є більш складним, а організація її енергоефективної експлуатації передбачає, що у будь-який момент часу НС повинна мати подачу, яка відповідає потребам споживача і створювати при цьому тиск максимально близький до номінального [17].

Влаштування систем централізованого водопостачання за схемою «з труби в трубу» обґрунтовувалося мінімізацією капітальних витрат на будівництво, при цьому, здебільшого, керувалися наступними міркуваннями [18]:

– число робочих насосних агрегатів (НА) однієї групи має бути не менше двох;

- кількість робочих насосів має бути як найменшою (вигідніше встановлювати великі насоси, що мають більш високі ККД, ніж кілька середніх і малих);

- доцільно на НС встановлювати насоси одного типорозміру, що забезпечить їх взаємозамінність;

- подача робочих насосів повинна бути достатньою для забезпечення максимальної витрати.

Такий традиційний підхід до влаштування насосної станції зорієнтований на задоволення потреб споживачів, проте зовсім не йде мова про задоволення їх потреб з одночасною енергоефективною роботою системи, не згадується про критерії обрання того чи іншого способу регулювання. Використання такого підходу при влаштуванні НС 35...25 років тому призвело до їх вкрай неефективної роботи сьогодні. Через постійне скорочення об'ємів промислового виробництва, збільшення вартості енергоресурсів (у т. ч. води) зменшується водоспоживання і, здебільшого, НС перекачують не ту кількість води, на яку були спроектовані. Враховуючи те, що насосні агрегати встановлені здебільшого одного типорозміру і, в основному, розраховані на перекачування великої кількості води то при водоспоживанні, яке постійно змінюється, доволі часто один НА не може забезпечити необхідну витрату, а два одночасно паралельно працюючих насоси створюють надлишковий тиск у мережі, що, у свою чергу, призводить до значних втрат води.

Отже, на сьогоднішній день основні причини неефективної роботи насосних станцій наступні:

- неможливість організації «гнучкого» регулювання подачі води встановленим насосним обладнанням у повній відповідності до нерівномірного водоспоживання (добового, тижневого, сезонного), що змінюється у значному діапазоні;

- «запаси» за подачею та напором насосних агрегатів, що закладалися при проектуванні, для можливого подальшого розвитку підприємства, мікрорайону або просто на всяк випадок;

- некваліфікований підбір на заміну обладнання організацією, яка експлуатує систему;

- вибір невідповідного способу регулювання подачі насосних станцій;

- заміна труб без відповідного гідравлічного розрахунку;

- знос насосного обладнання;

- невідповідність установленної потужності існуючих приводних електродвигунів потужності насосів, що працюють на знижених режимах.

При влаштуванні нових або модернізації існуючих насосних станцій:

- необхідно звертати увагу на те, що характеристики насосного обладнання повинні узгоджуватися з характеристикою мережі;

- кількість насосів на насосній станції має бути оптимальною з огляду на енергоефективне забезпечення режимів водоспоживання;

- структуру системи регулювання подачі насосної станції необхідно визначати з урахуванням технічних параметрів обраного насосного обладнання та режимів водоспоживання.

1.3. Методи регулювання подачі насосів (насосних станцій)

Насосна станція (насос) і зовнішня мережа (магістральні та розподільчі трубопроводи) утворюють єдину систему, рівноважний стан якої визначається матеріальним і енергетичним балансом. Матеріальний баланс виражається умовою рівності подачі насосної станції (насоса) витраті в зовнішній мережі, енергетичний – рівністю напору насосної станції (насоса) напору, що необхідний споживачам мережі [19]. Графічно (рис. 1.1) умова матеріального та енергетичного балансу системи виражається точкою перетину кривих напірної характеристики насосної станції (насоса) і характеристики мережі – робочою точкою. При визначених

характеристиках насосної станції (насоса) і мережі існує тільки одна робоча точка, що відповідає умовам стійкої рівноваги. Як правило, витрата мережі постійно змінюється у часі, відповідно мають змінюватися і координати робочої точки системи. З огляду на нерівномірний характер водоспоживання, для підвищення енергоефективності функціонування насосних станцій (насосів) виникає необхідність плавного регулювання параметрів їх роботи (напору та подачі).

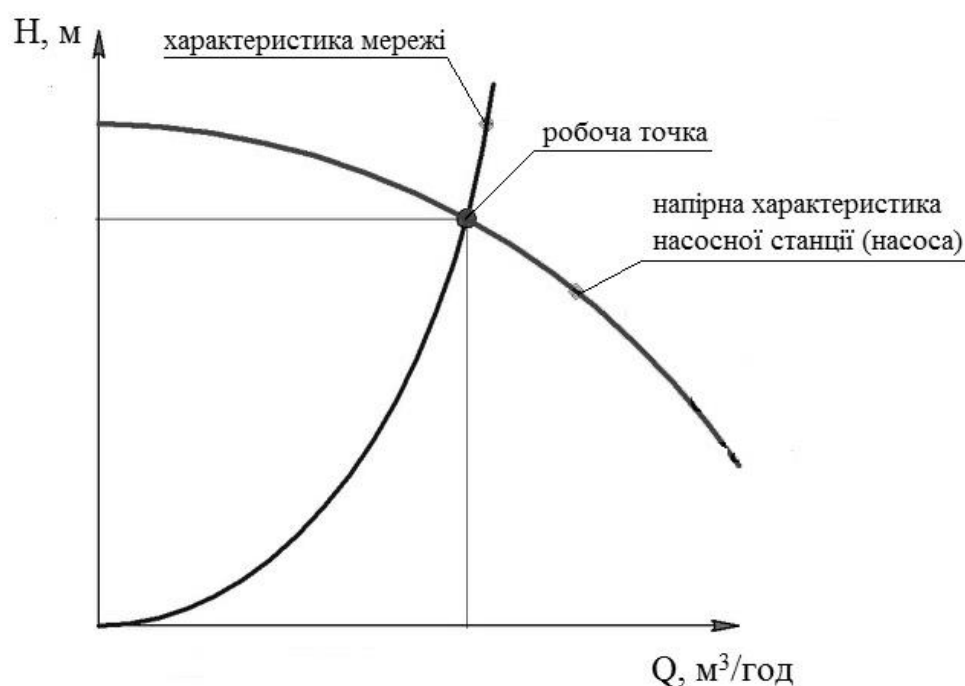


Рисунок 1.1 – Характеристики насоса та мережі

За даними [20], втрати через вибір економічно недоцільного способу регулювання на міських водопровідних станціях складають 10 – 15 % сумарного споживання електроенергії. Отже, з точки зору забезпечення енергоефективного функціонування системи водопостачання слід уважно підходити до вирішення проблеми узгодження миттєвої подачі та витрати у системі (вибору способу регулювання) з докладним аналізом вартості життєвого циклу системи з обраним методом регулювання.

Існує багато способів регулювання роботи насосів [18, 21 – 28]. Усі їх можна систематизувати та розподілити на дві групи методів: впливом на

характеристику мережі та впливом на напірну характеристику насосів, що працюють на насосній станції.

Регулювання впливом на гідравлічні мережу, інакше кажучи, саморегулювання відцентрового насоса, можливе шляхом дроселювання та байпасування. При дроселюванні, змінюючи положення засувки (площу їх прохідного перетину, а отже і площу прохідного перетину трубопроводів), можна отримати будь-яку подачу. Проте, за такого регулювання додаткові втрати енергії призводять до зменшення ККД насоса, зниження енергоефективності функціонування системи водопостачання у цілому. Дросельне регулювання, хоч і є найпростішим, але економічно не вигідне, і може бути виправдане лише за умови його короткотривалого застосування.

Байпасування здійснюється перепуском частини рідини, що подається насосом, з напірного трубопроводу у всмоктуючий по обвідному трубопроводу. Енергія рідини, що проходить по ньому, губиться, тому регулювання перепуском не економічне. Цей метод використовується нечасто для регулювання відцентрових насосів, і, якщо судити за критерієм загальної ефективності, це найменш ефективний спосіб регулювання, навіть у порівнянні з дроселюванням.

При методах регулювання, що застосовуються безпосередньо до насосного обладнання, впливають на напірну характеристику насоса з метою зміни робочої точки функціонування системи.

Умови, за яких доцільно застосовувати частотно-регульований електропривід, сформульовані Б.С. Лезновим [29]:

- насосна установка подає воду безпосередньо в мережу (насосні станції II, III підйомів, станції підкачування);
- об'єм приймальних резервуарів каналізаційних та інших насосних станцій не перевищує звичайних розмірів, тобто його ємність не перевищує 5...10 – хвилинної подачі найбільшого насоса;
- діапазон коливань водоспоживання та притоку достатньо великий (не менше 15 – 20 % максимальної подачі);

– динамічна складова водоподачі достатньо велика (не менше 20 – 30 % загальної висоти підйому рідини);

– в окремих випадках, наприклад для забезпечення рівномірного режиму роботи очисних споруд.

Таким чином, застосування частотного електроприводу має істотні обмеження щодо широкого його використання. А з огляду на те, що впровадження такого способу регулювання потребує значних капіталовкладень, його застосування повинно бути підтверджено розрахунком вартості життєвого циклу системи.

Регулювання параметрів роботи насоса можливе також шляхом зміни геометрії його робочого колеса (РК), а саме: зміною зовнішнього діаметру РК, зміною ширини РК на виході, «затилюванням», «запилюванням» вихідних частин лопатей та ін. Такі методи регулювання називаються незворотними. При тривалій у часі зміні режиму роботи системи можна мати два комплекти робочих коліс зі зміненою геометрією меридіанного перерізу і проводити їх заміну у відповідності до умов функціонування системи.

Одним з можливих способів регулювання гідравлічних параметрів насосної станції є варіювання числа спільно працюючих насосів. Так, при паралельній роботі відцентрових насосів, якщо витрата рідини, що перекачується, змінюється в широких межах, в мережу паралельно може бути включено два і більше насосів, за умови роботи кожного з них у режимі економічно доцільного ККД. Вибір насосів для паралельної роботи повинен бути узгоджений з режимами водоспоживання та характеристикою трубопроводу так, щоб їх робоча точка знаходилася у діапазоні економічно доцільного ККД. На паралельну роботу слід підключати насоси, які розвивають однакові напори у визначених для них робочих точках.

Отже, найкращими для конкретної системи водопостачання є ті методи регулювання, застосування котрих дозволяє експлуатувати її з

максимальною енергоефективністю за визначених вимог споживачів. У загальному випадку до них можна віднести:

- зміну частоти обертання ротора насоса;
- використання змінних РК;
- зміну кількості одночасно працюючих насосів.

1.4. Вимоги до форми напірної характеристики насоса

Форма напірної характеристики відцентрових насосів є одним з важливих якісних показників їх роботи у системі водоподачі [30]. Загальноприйнятим є поділ напірних характеристик лопатевих насосів на пологі та крутопадаючі з одного боку та на стабільні і нестабільні з іншого [31].

Слід зазначити, що стабільна форма напірної характеристики насоса може бути недостатньою умовою стійкості його роботи в мережі, бо до напірних характеристик насосів висувають вимоги до ступеня їх нахилу, тобто напірні характеристики насосів повинні мати визначене значення крутизни [30]. Крутизною напірної характеристики насоса вважається ступінь зниження його напору при зміні подачі насоса.

Загальноприйнятою є наступна оцінка крутизни напірної характеристики насоса [21]:

$$K = \frac{H_{\max} - H_{opt}}{H_{opt}} \cdot 100\%, \quad (1.1)$$

де H_{\max} , H_{opt} – максимальний напір насоса та напір насоса в оптимальній точці напірної характеристики насоса відповідно.

Так, попередніми дослідженнями [15, 32] було визначено, що найбільший економічний ефект при частотному регулюванні можна

отримати за умови наявності максимально можливої крутизни напірної характеристики насоса. А у роботах [15, 19, 33] було зазначено, що при ступеневому (кількістю одночасно працюючих насосних агрегатів) та дросельному регулюванні необхідно застосовувати пологі характеристики насосів.

Також при одночасній паралельній роботі насосів на мережу деякі вчені рекомендують обирати насоси з пологими напірними характеристиками з міркувань отримання якомога більшого сумарного приросту подачі насосів, а щодо послідовного їх з'єднання – чим крутіші напірні характеристики, тим більший сумарний приріст напору [34 – 36].

Були спроби [19, 25, 32, 37] відійти від традиційного визначення крутизни $Q-H$ характеристики та ввести поняття кута нахилу дотичної до напірної характеристики насоса, а також визначити взаємозв'язки між ним та основними енергетичними параметрами роботи насоса на мережу.

Так, у роботі [32] була виявлена залежність (рис. 1.2) зміни відносного ККД (відношення ККД насоса у робочій точці при використанні частотно-регульованого приводу η_l до ККД насоса у робочій точці без використання частотно-регульованого приводу η_0) від кута нахилу дотичної до напірної характеристики насоса при частотному регулюванні його подачі при різних значеннях опору мережі.

Так, з рисунку 1.2 видно, що при збільшенні опору мережі та кута нахилу дотичної до напірної характеристики насоса, відносний ККД стрімко зростає, а отже ефективність використання частотно-регульованого приводу разом з насосом з крутою напірною характеристикою є більшою.

У роботі [19] описано залежність зміни відносного ККД (відношення ККД насосної станції при регулюванні за допомогою дроселюючих елементів $\eta_{нс}$ до ККД насоса в оптимальному режимі його роботи η_m) за різних значень кута нахилу дотичної до напірної характеристики при регулюванні двох насосів, що працюють на мережу, дроселюванням (рис.1.3).

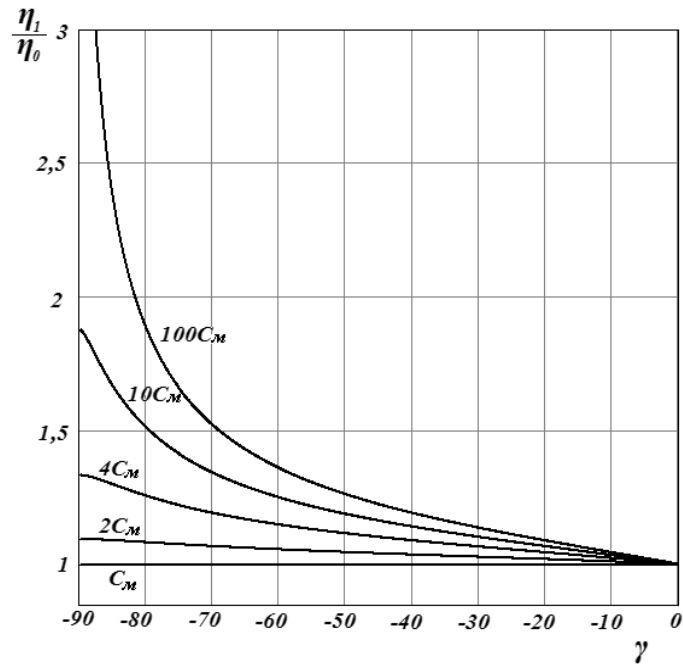


Рисунок 1.2 – Залежність відносного ККД η_1/η_0 від кута нахилу дотичної до напірної характеристики насоса γ при різних значеннях опору мережі C_M

З рисунку 1.3. видно, що ефективність регулювання роботи насоса за допомогою дроселюючих елементів є вищою при більш пологій напірній характеристиці.

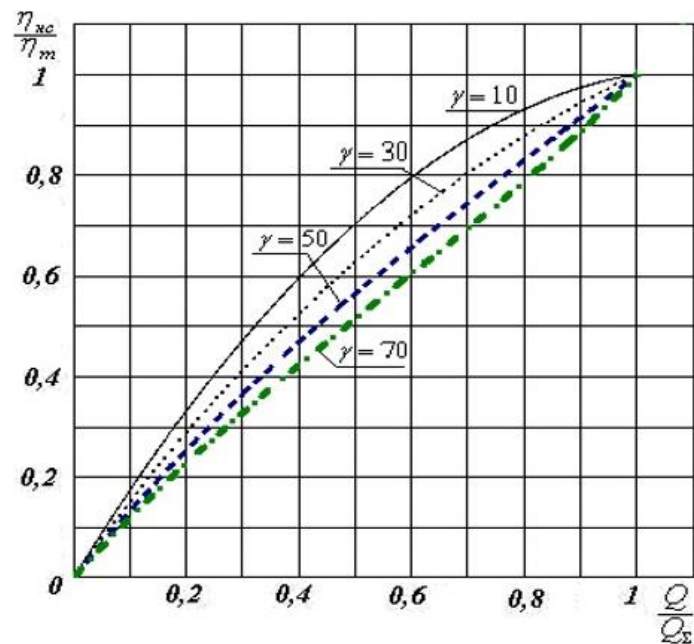


Рисунок 1.3 – Залежність відносного ККД $\eta_{не}/\eta_m$ від відносної подачі Q/Q_Σ при різних значеннях кута дотичної γ до напірної характеристики при регулюванні за допомогою дроселюючих елементів

Які саме геометричні параметри робочого колеса впливають на крутизну напірної характеристики ми можемо побачити з наступних рівнянь.

Напишемо аналітичний вираз напірної характеристики насоса наступним чином:

$$H = A \cdot Q^2 + B \cdot Q + C, \quad (1.2)$$

де H та Q – напір та подача насоса відповідно;

A, B, C – коефіцієнти, постійні для даного насоса.

Згідно [21] для зміни крутизни необхідно змінювати коефіцієнт A . Також у [21] надається аналітична залежність між цим коефіцієнтом та деякими геометричними розмірами насоса:

$$A = \frac{1 - \eta_2}{g} \frac{(1 + p) \operatorname{ctg} \alpha_3 + \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi^2 D_2^2 b_2^2} \operatorname{ctg} \alpha_3 + \frac{\varphi}{2g} \left[\frac{(1 + p) \operatorname{ctg} \alpha_3 + \operatorname{ctg} \beta_2}{(1 + p) \pi D_4 b_2} \right] + \frac{\varphi}{2g} \left(\frac{\operatorname{ctg} \beta_1}{\pi D_1 b_1} \right)^2 \left(\frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} \right)^2, \quad (1.3)$$

де η_2 – гідравлічний ККД насоса, p – коефіцієнт реактивності, α_3 – кут встановлення лопаті на початковій ділянці направляючого апарату, β_2 – кут нахилу лопаті на виході з РК, φ – коефіцієнт удару, D_4 – початковий діаметр спіралі, β_1 – кут нахилу лопаті на вході у РК, D_1 – діаметр РК на вході, b_1 – ширина РК на вході, t_1 – крок лопаті на вході у РК, σ_1 – товщина лопаті на вході у РК.

Також, згідно з роботами [25, 37], крутизна напірної характеристики оцінюється через тангенс кута нахилу дотичної до напірної характеристики насоса, $\operatorname{tg} \varphi^H$. Визначається він за наступною формулою:

$$\operatorname{tg}\phi^H = \frac{q^P}{1 - q^P}, \quad (1.4)$$

де q^P – витратний параметр у розрахунковій точці.

$$q^P = \frac{V_{m2}}{U_2 \cdot \operatorname{tg}\beta_2}, \quad (1.5)$$

де U_2 – колова швидкість потоку на виході з РК;

V_{m2} – меридіанна складова абсолютної швидкості потоку на виході з РК.

$$U_2 = \frac{\pi \cdot n \cdot D_2}{60}. \quad (1.6)$$

$$V_{m2} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2}. \quad (1.7)$$

Перетворивши рівняння (1.5) за допомогою (1.6) та (1.7) маємо:

$$q^P = \frac{60Q}{\pi^2 \cdot D_2^2 \cdot n \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg}\beta_2}. \quad (1.8)$$

Як видно з (1.9) та (1.13), витратний параметр, а отже й крутизна напірної характеристики, у розрахунковій точці залежить виключно від зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 , ширини робочого колеса на виході b_2 , кута нахилу лопаті на виході з робочого колеса β_2 при постійній частоті обертання ротора n .

Аналіз попередніх досліджень [21] показує, що найбільший вплив серед геометричних параметрів РК на крутизну напірної характеристики чинять саме β_2 та b_2 . Причому, згідно [38, 39] ширина робочого колеса на

виході b_2 впливає на напір та енергоефективність у більшому ступені ніж кут нахилу лопаті на виході β_2 . Отже, у подальших дослідженнях доцільно звернути основну увагу на визначення залежності крутизни напірної характеристики саме від ширини робочого колеса на виході.

1.5. Аналіз існуючих методик розрахунку робочих коліс відцентрових насосів

При проектуванні проточних частин відцентрових насосів (ВЦН) використовуються такі методи [40]:

- перерахунок з моделі на натурні умови (при наявності модельних проточних частин (ПЧ), що повністю відповідають вимогам технічного завдання);
- перерахунок з моделі на натурні умови з наступним урахуванням немодельних змін (у випадках відхилення модельної ПЧ від повної геометричної подібності);
- розрахунок проточної частини заново із залученням узагальнених емпіричних даних (у випадках відсутності модельних ПЧ);
- числовий експеримент.

Найбільш точним вважається метод, заснований на теорії подібності, який застосовується при наявності модельних ПЧ з необхідним коефіцієнтом швидкохідності, з огляду на багаторічний досвід створення ВЦН. Ця методологія отримала найбільше поширення і не вимагає додаткової експериментальної перевірки. Часто використовується метод перерахунку з моделі на натурні умови з наступним урахуванням немодельних змін. І, хоча, ці два методи популярні, так як вони отримані на основі узагальнення значного емпіричного досвіду і прості в застосуванні (не вимагають значних обчислювальних процедур), та достовірні, використання їх досить обмежене, оскільки застосувати їх можна тільки за наявності модельних ПЧ, що забезпечити в деяких випадках неможливо.

При створенні нових проточних частин широко застосовують теорію решіток, узагальнені емпіричні залежності або методику розрахунку робочого колеса за одномірною струминною теорією Ейлера. Найчастіше в даному випадку доводиться розглядати кілька можливих варіантів поєднань геометричних параметрів елементів ПЧ, що забезпечують необхідні робочі параметри. Остаточний вибір геометричних параметрів відбувається тільки на стадії експериментального відпрацювання насосів, що дозволяє накопичити основну частину необхідної інформації для прийняття рішення.

Розрахунки, що застосовуються при створенні нових РК, детально описані у роботах [20, 21, 24, 25, 27, 40], і, в основному, не містять суттєвих відмінностей, так як засновані на фундаментальних рівняннях роботи лопатевих гідромашин. Проте, їх робочий процес і на даний час до кінця не вивчений, а тому для визначення деяких параметрів, як то кількість лопатей, кут нахилу лопаті на виході та ширина робочого колеса на виході, існує багато різних рекомендацій, заснованих як на теоретичних, так і статистичних та експериментальних дослідженнях.

Так, у роботі [41] запропоновано визначати значення ширини РК на виході на основі аналізу втрат потужності у насосі.

У роботах [20, 25, 42 – 44] запропоновано визначати ширину РК, використовуючи залежності отримані як теоретично, так і статистично.

Так, беручи за основу рівняння нерозривності, була отримана наступна залежність:

$$b_2 = \frac{Q_{pk}}{\pi \cdot D_2 \cdot v_{m2}}, \quad (1.9)$$

де Q_{pk} – подача робочого колеса.

Доповнивши залежність (1.9) результатами статистичного аналізу, вищезгаданими авторами запропоновано визначати ширину робочого колеса на виході за наступною формулою:

$$b_2 = \frac{Q_{pk}}{k_{\epsilon 1} \cdot \pi \cdot D_2 \cdot \sqrt{2gH}}, \quad (1.10)$$

де $k_{\epsilon 1}$ – коефіцієнт, отриманий у результаті статистичного аналізу.

Наступні залежності отримані цілком за допомогою статистичного аналізу даних у роботах [20, 43, 44] відповідно:

$$b_2 = k_{\epsilon 2} \sqrt[3]{\frac{Q_{pk}}{n}}, \quad (1.11)$$

$$b_2 = k_{\epsilon 3} \cdot \frac{\sqrt{H}}{n}, \quad (1.12)$$

де $k_{\epsilon 2}$, $k_{\epsilon 3}$ – коефіцієнти, отримані у результаті статистичного аналізу,

$$b_2^* = \frac{b_2}{d_{2a}} = 0,017 + 0,262 \frac{n_q}{n_{qRef}} - 0,08 \left(\frac{n_q}{n_{qRef}} \right)^2 + 0,0093 \left(\frac{n_q}{n_{qRef}} \right)^3, \quad (1.13)$$

де $n_{qRef} = 100$; Q_{opt} – значення подачі насоса на оптимальному режимі роботи; H_{opt} – значення напору насоса на оптимальному режимі роботи; f_q – кількість потоків у робочому колесі ($f_q = 1$ для насоса одностороннього входу, $f_q = 2$ для насоса двостороннього входу);

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q_{opt}/f_q}}{H_{opt}^{0,75}} - \text{питома швидкість.}$$

Як видно з представлених формул, автори при виборі ширини РК на виході, пропонують орієнтуватися на напір H , подачу Q , швидкість обертання ротора n . Проте, ні в одній методиці розрахунку не згадується про крутизну напірної характеристики і її взаємозв'язок з шириною робочого колеса на виході.

1.6. Результати статистичного дослідження впливу ширини робочого колеса на виході на крутизну напірної характеристики насоса

При проектуванні насосного обладнання традиційно використовуються відомі залежності між основними конструктивними елементами насоса та його енергетичними характеристиками з метою досягнення максимально можливого його ККД. Проте, залишаються не визначеними залежності між окремими геометричними розмірами елементів робочого колеса та величиною крутизни його напірної характеристики, і це ускладнює проектування насоса з певною напередвизначеною крутизною його напірної характеристики.

У рамках виконання дисертаційної роботи проведено статистичний аналіз даних різних виробників ВЦН з робочим колесом двостороннього входу з метою виявити залежність між крутизною напірної характеристики та шириною робочого колеса. Результати аналізу (рис. 1.4) демонструють і підтверджують загальну тенденцію, що зі збільшенням ширини робочого колеса крутизна напірної характеристики зменшується.

Результати проведеного статистичного аналізу залежності крутизни напірної характеристики насоса від його коефіцієнта швидкохідності (рис. 1.5) дозволяють зробити висновок, що при одному й тому ж значенні коефіцієнта швидкохідності насоса можна отримати різну крутизну його напірної характеристики, варіюючи ширину його робочого колеса на виході.

Результати проведеного статистичного аналізу залежності відносної ширини робочого колеса від коефіцієнта швидкохідності (рис. 1.6) дозволяють зробити висновок, що при одному й тому ж значенні коефіцієнта швидкохідності насоса робоче колесо може мати різне значення ширини на виході, що обумовлюється підходом виробника до його проектування.

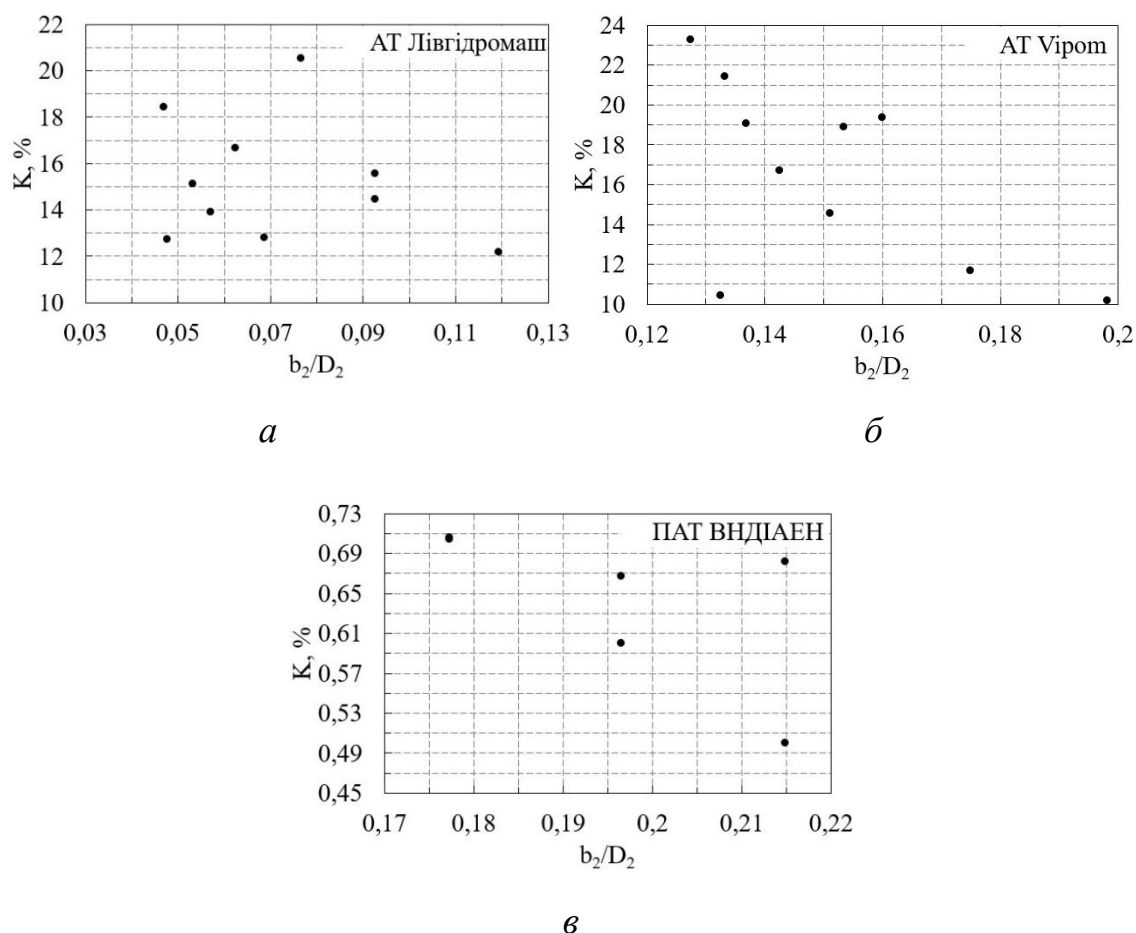


Рисунок 1.4 – Залежність крутизни напірної характеристики насоса K від відносної ширини його робочого колеса b_2/D_2 для різних виробників насосів у діапазоні коефіцієнта швидкохідності:

(*a*) – $n_s = 60 \dots 70$; (*б*) – $n_s = 90 \dots 100$; (*в*) – $n_s = 210 \dots 240$

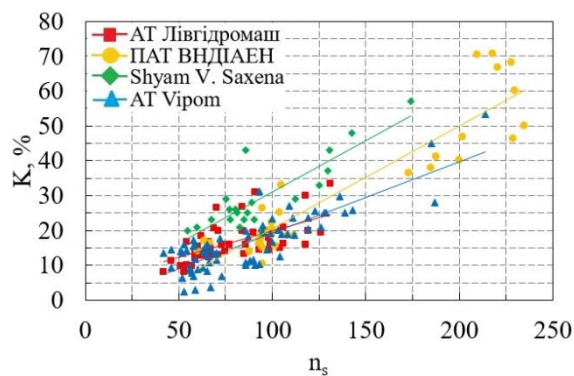


Рисунок 1.5 – Залежність крутизни напірної характеристики насоса K від коефіцієнта швидкохідності n_s

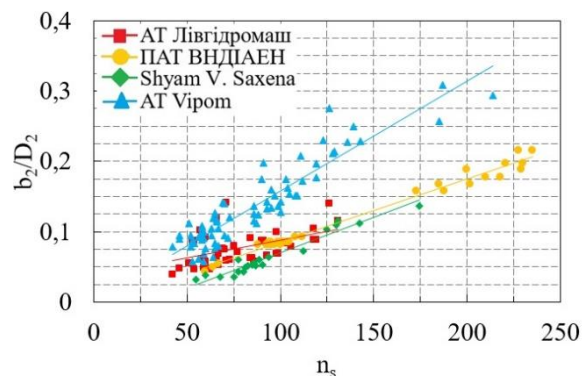


Рисунок 1.6 – Залежність відносної ширини робочого колеса b_2/D_2 від коефіцієнта швидкохідності n_s

На рис. 1.4 якісно простежується залежність між крутизною напірної характеристики насоса та шириною його робочого колеса. Проте, широкий діапазон значень на графіках не дозволяє прослідити їх кількісну залежність. Це пояснюється тим, що вплив на величину крутизни напірної характеристики насоса багатofакторний і залежить від методики проектування, традицій виробника, що ілюструється на рис. 1.5 та 1.6, та іншого.

Для встановлення математичної залежності крутизни напірної характеристики насоса від ширини його робочого колеса на виході, необхідно провести однофакторний експеримент, змінюючи лише значення ширини робочого колеса на виході b_2 , не змінюючи інші геометричні параметри. Огляд робіт вітчизняних та зарубіжних дослідників [45 – 47] показав, що найбільш прийнятним методом проведення такого експерименту є числове дослідження течії у проточній частині робочого колеса.

1.7. Огляд опублікованих результатів досліджень з питання впливу зміни ширини робочого колеса на виході на характеристику роботи насоса

Питання впливу зміни ширини РК на виході на характеристику роботи насоса знаходиться у межах інтересів небагатьох учених, а тому досліджень та робіт, опублікованих за їх результатами, не так багато.

Так, у роботі [48] автори опублікували результати числових досліджень потоку рідини у відцентровому насосі з робочими колесами різної ширини на виході. Результати демонструють, що регулювання подачі насоса може здійснюватися зміною ширини РК на виході, а також, що ефективність такого регулювання є вищою ніж байпасування потоку.

У 2012 році М.Х. Шоджаїфард та інші продемонстрували у своїй роботі [49], що зі збільшенням ширини РК на виході збільшується його напір та гідравлічна ефективність за рахунок зменшення втрат на тертя.

Хоулін Ліу та інші проводили дослідження впливу зміни ширини РК на виході для чотирьох відцентрових насосів на їх напірні характеристики, рівень шуму та вібрації при різних значеннях подачі [50]. Зокрема, автори зробили висновок, що збільшення ширини РК на виході спричинює зростання напору та ефективності ВЦН.

Юнічі Куракова та інші, описали дослідження впливу ширини РК на виході на характеристику ВЦН з дуже низькою швидкохідністю [51]. Результати демонструють, що збільшення ширини робочого колеса на виході спричинює значне зростання ефективності насоса.

У 2009 Мінг-Гао Тан та інші опублікували результати дослідження впливу ширини РК на виході на формування потоку рідини та напірну характеристику ВЦН [52]. У своїй роботі автори представили дослідження шести ВЦН з коефіцієнтом швидкохідності n_s у межах від 45 до 260 при змінних значеннях ширини РК на виході. Дослідження проводилося шляхом числового моделювання робочого процесу насоса з використанням програмного продукту FLUENT. Представлені дані демонструють, що зміна ширини РК на виході за умови незмінності геометричних розмірів інших елементів ПЧ насоса суттєво впливає на параметри робочої точки, на картину течії та крутизну напірної характеристики. Аналіз картин течії показав, що зміна ширини РК на виході впливає на місце розташування області низького тиску та її величину, структуру відривних явищ потоку рідини та зворотних течій у РК. За номінального режиму роботи насоса зміна ширини РК найбільш суттєво впливає на показники робочого процесу насосів середньої швидкохідності. Зі збільшенням ширини РК напірна характеристика цих насосів стає більш пологою. До того ж, у ВЦН середньої та низької швидкохідності розширюється діапазон подачі, у межах якого

ККД насоса є найвищим. У ВЦН високої швидкохідності при зміні ширини робочого колеса підвищення ККД практично не відбувається.

Результати досліджень Масініса Джерауд та інших щодо впливу ширини РК на виході на характеристику ВЦН описані у [53]. Наведені у роботі дані показують, що зміна його значення суттєво впливає на ефективність робочого процесу насоса при подачах більших від номінальних: крива $Q-\eta$ характеристики більш вузького РК стрімко падає, що вказує на зниження ефективності робочого процесу; крива $Q-\eta$ характеристики більш широкого РК, навпаки, продовжує зростати, що вказує на підвищення ефективності робочого процесу у даному діапазоні подачі насоса.

У роботах С. Ядідіяха та Ф. Гюліха також згадується про вплив ширини РК на виході на напірну характеристику насоса. Так, у роботі [44] Ф. Гюліх вказує на суттєвий вплив ширини РК на виході на характеристику насоса. При цьому наголошує на тому, що можна позбутися багатьох негативних ефектів шляхом зміни його значення без зміни геометричних параметрів інших елементів ПЧ насоса.

С. Ядідіях у роботі [54] зазначає, що напір насоса зменшується зі зменшенням ширини РК на виході у насосах високої швидкохідності. На противагу цьому, напір насосів низької швидкохідності практично не залежить від зміни цього параметру. Також зазначається, що зміна ширини РК на виході може вплинути на розташування точки максимального ККД, і його всмоктуючу спроможність.

Усі вищезгадані дослідники у своїх роботах сходяться на тому, що ширина РК на виході є одним з основних геометричних параметрів, який чинить значний вплив на характеристику ВЦН. Проте, у цих дослідженнях увага залежності крутизни напірної характеристики від ширини РК не приділялася. У роботах [44, 52] зазначається, що зміна ширини РК на виході впливає на крутизну напірної характеристики насоса, тим не менш, більш конкретні дані про залежність цих параметрів автори не представили.

1.8. Висновки до розділу 1

1. Аналіз даних щодо споживання електричної енергії насосним обладнанням показав, що проблема підвищення ефективності його експлуатації в системах водопостачання є актуальною та значимою.

2. До основних проблем, що впливають на енергоефективність роботи насосної станції системи водопостачання, можна віднести вибір невідповідного способу регулювання її подачі та неможливість організації «гнучкого» її регулювання встановленим насосним обладнанням. Отже, для організації енергоефективної роботи насосної станції необхідно забезпечити відповідність напірних характеристик насосів обраному способу регулювання їх подачі та їх відповідність між собою для організації «гнучкого» регулювання.

3. Аналіз літературних джерел показав, що ефективність обраного способу регулювання подачі насоса у значній мірі залежить від крутизни його напірної характеристики K . Найбільший вплив на неї серед геометричних розмірів усіх елементів робочого колеса чинить кут нахилу лопаті на виході з робочого колеса β_2 та його ширина на виході b_2 .

4. Встановлено, що методика визначення ширини робочого колеса на виході b_2 в залежності від необхідної крутизни напірної характеристики насоса K відсутня. Отже, необхідно дослідити залежність між крутизною напірної характеристики та шириною робочого колеса на виході для створення методики проектування робочого колеса відцентрового насоса з напередвизначеною крутизною напірної характеристики.

5. Аналіз літературних джерел показав, що дослідження впливу ширини робочого колеса на виході на крутизну напірної характеристики відцентрового насоса, які б дали точний опис їх взаємозв'язку, не проводилися. Для встановлення залежності виду $K = f(b_2)$ доцільним є проведення однофакторного числового дослідження робочих коліс з варіюванням лише їх ширини на виході.

РОЗДІЛ 2

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ У РОБОЧОМУ КОЛЕСІ ДВОСТОРОННЬОГО ВХОДУ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

2.1 Методика проведення дослідження течії у робочому колесі відцентрового насоса з застосуванням числового експерименту

Зважаючи на складність картини течії в елементах проточної частини відцентрового насоса, математичний її опис з урахуванням усіх властивостей робочого середовища стає практично неможливим, а тому єдиним надійним методом дослідження в механіці рідини досі є експеримент.

Проведення необхідних експериментальних досліджень потребує багато часу та фінансових витрат, до того ж, дуже складно провести ретельне дослідження на великій кількості зразків з різною геометрією РК для величезного числа робочих умов. Саме тому в останні роки для вивчення робочого процесу насосів використовують числове дослідження з застосуванням відповідних програмних комплексів.

У семидесятих роках минулого століття були розроблені перші методи, які дозволяли виконувати розрахунок рівнянь Нав'є-Стокса і Рейнольдса у двовимірній та тривимірній постановках. Однак, лише протягом останніх двадцяти років вони були успішно реалізовані у вигляді комерційних програмних продуктів, таких як CFX, STAR-CD, Numeca.

Наразі сформовано певний підхід до моделювання та розрахунку параметрів течії рідини у лопатевих гідромашинах з використанням числових моделей [55]. Цей підхід передбачає певну послідовність дій:

1. Створення тривимірної моделі розрахункової області рідини, яка імітує об'єм, де відбувається рух течії, що досліджується.
2. Побудова розрахункової сітки.
3. Вибір прийнятної математичної моделі.
4. Визначення граничних умов, параметрів розрахунку та інших вхідних даних.
5. Виконання розрахунку.
6. Візуалізація та аналіз результатів розрахунку.

У рамках виконання дисертаційної роботи за цією схемою (рис. 2.1) було організовано проведення числового дослідження течії у робочих колесах двостороннього входу.

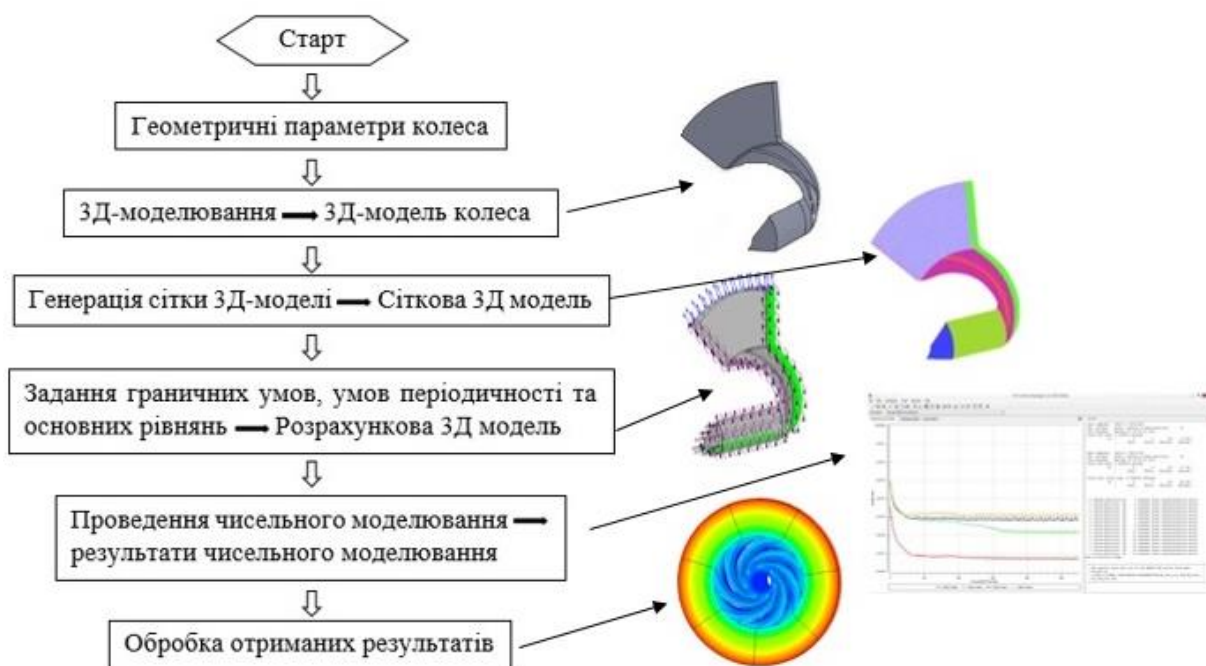


Рисунок 2.1 – Схема числового дослідження течії у робочому колесі

2.1.1. Створення тривимірної моделі робочого колеса

На першому етапі були побудовані тривимірні моделі розрахункової області рідини згідно рекомендацій представлених у [44]: для підвищення продуктивності комп'ютера, проводилося моделювання тільки однієї половини симетричного компонента, а також лише одного каналу із

застосуванням періодичних граничних умов при розрахунку РК окремо від інших елементів насоса. Під «періодичними граничними умовами» розуміється середній крок між двома лопатями. Отже, були прийняті наступні припущення:

- внутрішній потік рідини є симетричним відносно вісі відводу;
- внутрішній потік рідини на вході в розрахункову область є вісесиметричним;
- витоки через ущільнення РК не впливають на його характеристики.

У зв'язку з прийнятими припущеннями розрахунковою областю є один канал половини робочого колеса без ущільнень. Вхідна і вихідна межі розрахункової області віддалені від контрольних перетинів на відстань достатню для того, щоб потік став усталеним, у нашому випадку ця відстань приблизно дорівнює $1...1,5$ зовнішнього діаметра РК. На рис. 2.2 представлено приклад тривимірної моделі розрахункової області рідини.

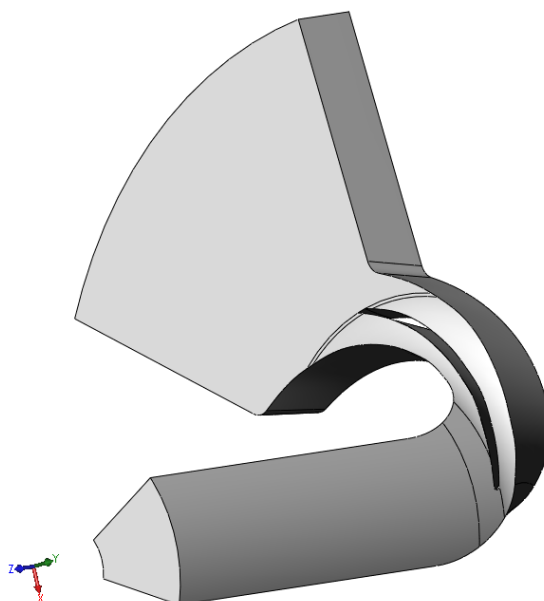


Рисунок 2.2 – Приклад тривимірної моделі розрахункової області рідини робочого колеса

2.1.2. Створення розрахункової сітки числової моделі робочого колеса

Побудова розрахункової сітки – це процес розбиття розрахункової області на безліч окремих комірок. Комірки сітки являють собою багатогранники, зазвичай тетраедри, гексаедри, призми або піраміди. Кромки цих комірок утворюють лінії розрахункової сітки, а точки, розташовані на кромках або в центрі комірок, - вузли розрахункової сітки. У результаті числового рішення рівнянь математичної моделі саме у вузлах розрахункової сітки і визначаються шукані параметри течії.

Для того, щоб виявити, з якої мінімальної кількості вузлів отримане рішення практично не залежить від розрахункової сітки, у сітковому генераторі ICEM CFD було побудовано декілька неструктурованих сіток кожної розрахункової області згідно рекомендацій [44, 56]. Генератор ICEM CFD дозволяє примусово регулювати густоту сітки, згущуючи її в необхідних місцях (наприклад, на вхідних і вихідних кромках лопатей) і збільшуючи її там, де не потрібна занадто густа сітка. Приклад аналізу розрахункової сітки на сіткову незалежність представлено нижче.

Напір робочого колеса на номінальному режимі був обраний як параметр оцінки чотирьох сіток (табл. 2.1) і визначення впливу розмірів їх елементів на рішення.

Таблиця 2.1 – Розміри елементів розрахункових сіток, що оцінюються

Варіант розрахункової сітки	Кількість вузлів у сітці, тис
РС № 1	120
РС № 2	320
РС № 3	690
РС № 4	1400

На рис. 2.3 видно як розрахований напір робочого колеса досягає асимптотичного значення, у той час як кількість вузлів розрахункової сітки зростає. Як можна судити з даного рисунка, розрахункову сітку РС № 3 можна вважати досить надійною для забезпечення сіткової незалежності.

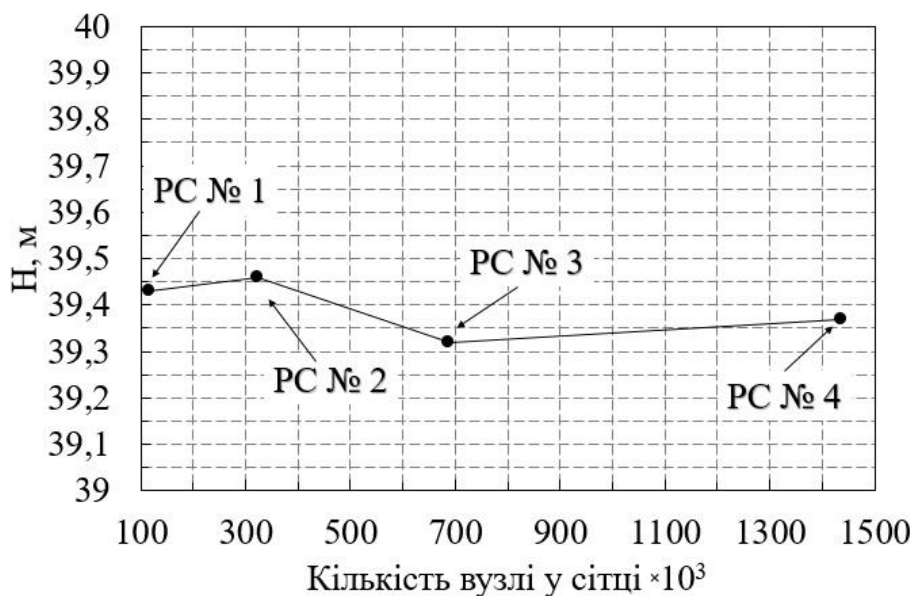


Рисунок 2.3 – Вплив розміру елементів розрахункової сітки на напір робочого колеса

Аналіз на сіткову незалежність за такою схемою був проведений для кожного варіанта розрахункової області РК. Як приклад, на рис. 2.4 представлено вигляд побудованої сітки для розрахункової області РК.

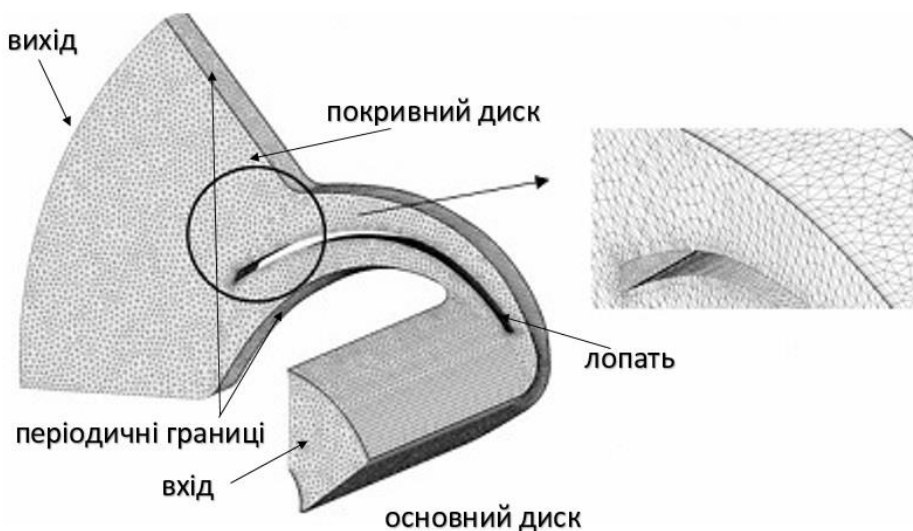


Рисунок 2.4 – Приклад побудованої неструктурованої сітки для розрахункової області робочого колеса

2.1.3. Математичний алгоритм моделювання течії у насосі, робочому колесі

Потік рідини у реальному ВЦН є тривимірним, в'язким, турбулентним. Таким він і приймався при моделюванні робочого процесу РК.

Безпосередньо числове моделювання проводилося у програмному продукті ANSYS CFX 12.0, в основу якого закладено метод числового вирішення рівнянь фундаментальних законів гідромеханіки [57]. Апробація даного програмного продукту неодноразово підтверджувала його придатність до моделювання робочого процесу насосів [58 – 62].

Загальний випадок руху в'язкої рідини описується системою рівнянь Нав'є-Стокса та рівняння нерозривності:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0, \quad (2.2)$$

де $i, j = 1 \dots 3$ – сумування за однаковими індексами;

x_1, x_2, x_3 – координатні вісі;

t – час.

Компонент f_i виражає дію масових сил (Коріоліса та відцентрову). У цій системі рівнянь три компонента швидкості u_1, u_2, u_3 та тиск p є невідомими. В'язкість рідини при швидкостях Маха до 0,3 приймається постійною.

Потік у елементах ПЧ насоса розглядається у відносній системі координат, тому

$$f_i = -\rho(2\vec{\omega} \times \vec{u} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})), \quad (2.3)$$

де $\vec{\omega}$ – кутова швидкість;

\vec{r} - вектор радіуса (величина якого дорівнює відстані від цієї точки до осі обертання).

Зважаючи на те, що у відцентровому насосі потік рідини завжди турбулентний, його моделювання за допомогою аналітичного рішення рівнянь Нав'є-Стокса, написаних для значень миттєвої швидкості досить складне. Тому для аналізу турбулентних потоків, зазвичай використовується осереднене рівняння Рейнольдса замість рівняння (2.1):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i' u_j') = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (2.4)$$

де u_1, u_2, u_3 – швидкості осереднені за часом;

u_1', u_2', u_3' – пульсаційні компоненти швидкості.

Універсальної моделі турбулентності, яка б давала оптимальні результати у всіх випадках застосування, не існує, тому важливим етапом є вибір найбільш прийнятної. Так, у нашому випадку для замикання рівнянь застосовано стандартну k - ε модель турбулентності, яку найчастіше використовують при моделюванні. Це напівемпірична модель з двома рівняннями, в якій використовується гіпотеза Бусінеска, в якій запропоновано ввести додатково турбулентну в'язкість. Для опису турбулентності тут використовують два масштаби: кінетичну енергію турбулентності та швидкість дисипації турбулентності. Це – високореінольдсова модель. Як і всі високореінольдсові моделі, вона не придатна для розрахунку течії у стінок, бо не враховує вплив стінок на турбулентність. Тому використовуються масштабовані функції стінки. Модель k - ε широко використовується, бо конвергенція з нею краща, ніж з іншими моделями турбулентності [62 – 64].

Використовуючи цю модель, до системи рівнянь руху рідини додаються два диференціальних рівняння, що описують перенос кінетичної енергії турбулентності k та енергії дисипації ε .

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (2.6)$$

де P_k – компонент, що виражає генерацію енергії k :

$$P_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}, \quad (2.7)$$

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad (2.8)$$

$$\Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}. \quad (2.9)$$

Параметри ε та μ_t розраховуються наступним чином:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j} \right)^2}, \quad (2.10)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \mu + \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (2.11)$$

Підбір констант для k - ε моделі турбулентності був виконаний на основі струминних течій та залежності (2.12) і згідно з [44] вони наступні: $C_\mu = 0,09$, $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\varepsilon = 1,33$.

$$C_{\varepsilon 2} = C_{\varepsilon 1} - \frac{k_2}{\sigma_k \sqrt{C_\mu}}. \quad (2.12)$$

2.1.4. Визначення граничних умов та параметрів розрахунку

У якості граничних умов на вході у розрахункову область задавалися компоненти швидкості, а на виході – статичний тиск. У подальшому всі результати досліджень та порівняння подавалися у відносних величинах, тому абсолютна величина тиску не мала значення та була прийнята $P_{вих} = 10$ МПа.

Так як передбачалася наявність зворотних течій на виході з розрахункової області, то тип граничної умови на виході задавався як «opening».

Шорсткість поверхні стінок була прийнята R_a 6,3 мікрона. Робоче середовище (вода при 25°C) приймалося нестисливим.

Розрахунок течії проводився в стаціонарній постановці. Робочі колеса розраховувалися у рухомій системі координат.

2.1.5. Аналіз результатів розрахунку

У результаті числового розрахунку були отримані величини швидкостей та тисків в кожній комірці розрахункової сітки. Для визначення інтегральних величин проведено осереднення по масовій витраті з використанням нижче наведених формул.

Подача робочого колеса розраховувалася за наступною формулою:

$$Q = \frac{G_{\text{вх}}}{\rho}, \quad (2.13)$$

де $G_{\text{вх}}$ – масова подача на вході у робоче колесо;

ρ – густина рідини.

Напір робочого колеса розраховувався за формулою:

$$H = \frac{P_{\text{вих}} - P_{\text{вх}}}{\rho \cdot g}, \quad (2.14)$$

де $P_{\text{вих}}$ – осереднене значення тиску на вихідному перетині з робочого колеса;

$P_{\text{вх}}$ – осереднене значення тиску на вхідному перетині у робоче колесо.

Потужність робочого колеса розраховувалася за наступною формулою:

$$P = M \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (2.15)$$

де M – сума моментів векторів;

n – частота обертання ротору.

Так як при числовому дослідженні робочих коліс було знехтувано об'ємними та механічними втратами напору, то ККД розраховувалося саме гідравлічний за наступною формулою:

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{P}. \quad (2.16)$$

2.2 Числове дослідження течії у робочому колесі двостороннього входу

Для дослідження були обрані робочі колеса наступних насосів: Д 6300-80-2 та Д 3200-75-2 з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 93$, СЕ 2500-180 з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 130$, СЕ 2500-180-8 з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 140$ та Д 6300-27-3 з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 210$.

Робочі параметри насоса Д 6300-80-2 на оптимальному режимі становлять: витрата – $Q_{opt} = 6300 \text{ м}^3/\text{год}$, напір – $H = 80 \text{ м}$, швидкість обертання ротора – $n = 730 \text{ об/хв}$.

Робочі параметри насоса Д 3200-75-2 на оптимальному режимі: витрата – $Q_{opt} = 3200 \text{ м}^3/\text{год}$, напір – $H = 75 \text{ м}$, швидкість обертання ротора – $n = 980 \text{ об/хв}$.

Робочі параметри насоса СЕ 2500-180 на оптимальному режимі наступні: витрата – $Q_{opt} = 2500 \text{ м}^3/\text{год}$, напір – $H = 180 \text{ м}$, швидкість обертання ротора – $n = 2985 \text{ об/хв}$.

Робочі параметри насоса СЕ 500-180-8 на оптимальному режимі: витрата – $Q_{opt} = 1900 \text{ м}^3/\text{год}$, напір – $H = 132 \text{ м}$, швидкість обертання ротора – $n = 2975 \text{ об/хв}$.

Робочі параметри насоса Д 6300-27-3 на оптимальному режимі: витрата – $Q_{opt} = 6300 \text{ м}^3/\text{год}$, напір – $H = 27 \text{ м}$, швидкість обертання ротора – $n = 730 \text{ об/хв}$.

Робочі колеса вказаних насосів мають по сім лопатей з кожної сторони.

2.2.1. Параметри робочих коліс для дослідження впливу ширини робочого колеса на виході на його характеристику

Частина досліджень проведена для оригінальних робочих коліс вказаних насосів та п'яти модифікацій кожного з них, параметри яких наведені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Параметри оригінальних робочих коліс насосів та їх модифікацій

Варіант геометрії	Коефіцієнт швид-сті, n_s	Ширина робочого колеса на виході, b_2 , мм	Діаметр робочого колеса на виході, D_2 , мм	Відносна ширина робочого колеса, b_2/D_2	Кут нахилу лопаті робочого колеса на виході, β_2
Д 3200-75-2					
РК № 1 (оригінальне)	85	59,6	740	0,08	30°
РК № 2	114	30,7		0,04	
РК №3	99	37,9		0,05	
РК №4	94	45,2		0,06	
РК №5	88	52,4		0,07	
РК №6	82	66,9		0,09	
Д 6300-80-2					
РК № 7 (оригінальне)	85	82,2	1020	0,08	31°
РК № 8	113	40,8		0,04	
РК № 9	99	51		0,05	
РК № 10	91	61		0,06	
РК № 11	88	71		0,07	
РК № 12	82	92		0,09	
СЕ 2500-180					
РК № 13 (оригінальне)	116	36,0	415	0,09	26°
РК № 14	177	18,0		0,04	
РК № 15	145	22,5		0,05	
РК № 16	132	27,0		0,07	
РК № 17	123	31,5		0,08	
РК № 18	112	39,5		0,10	
СЕ 2500-180-8					
РК № 19 (оригінальне)	127	41,4	355	0,12	30,2°
РК № 20	157	25,7		0,07	
РК № 21	145	29,6		0,08	
РК № 22	139	33,4		0,09	
РК № 23	133	37,3		0,11	
РК № 24	127	44,1		0,12	

Продовження табл. 2.2

Варіант геометрії	Коефіцієнт швид-сті, n_s	Ширина робочого колеса на виході, b_2 , мм	Діаметр робочого колеса на виході, D_2 , мм	Відносна ширина робочого колеса, b_2/D_2	Кут нахилу лопаті робочого колеса на виході, β_2
Д 6300-27-3					
РК № 25 (оригінальне)	161	125	736	0,17	27,5°
РК № 26	204	65		0,09	
РК № 27	184	80		0,11	
РК № 28	177	95		0,13	
РК № 29	168	110		0,15	
РК № 30	156	140		0,19	

Для дослідження були спроектовані колеса з різною шириною на виході b_2 . Зміна цього параметру тягне за собою зміну відстані між основним і покривним дисками: при збільшенні ширини РК відстань між дисками збільшується, при зменшенні – зменшується (рис. 2.5), при цьому усі інші геометричні параметри робочого колеса залишалися незмінними.

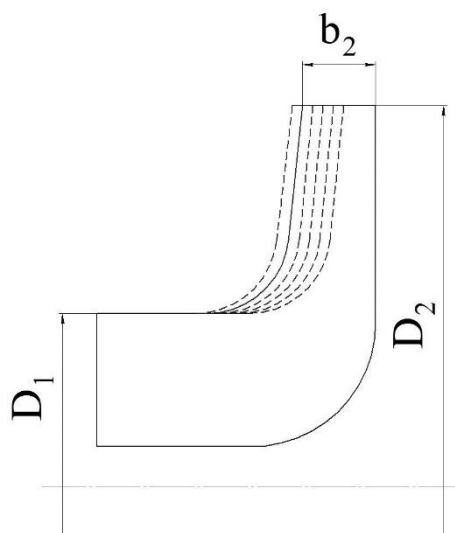


Рисунок 2.5 – Схема зміни меридіанного перетину робочого колеса відцентрового насоса

2.2.2. Параметри робочих коліс для дослідження впливу кута нахилу лопаті на виході з робочого колеса на його характеристику

Іншу частину досліджень проведено для трьох модифікацій робочого колеса насоса Д 3200-75-2, у яких було змінено тільки кут нахилу лопаті на виході з робочого колеса β_2 , усі інші геометричні його параметри було збережено. Параметри модифікацій РК наведено у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Параметри модифікацій робочого колеса насоса Д 3200-75-2

Варіант геометрії	Коефіцієнт швид-сті, n_s	Ширина робочого колеса на виході, b_2 , мм	Кут нахилу лопаті робочого колеса на виході, β_2
РК № 31	87	59,6	26°
РК № 32	85		28°
РК №33	84		32°

Загальний вигляд розрахункової області робочих коліс №№ 31 – 33 представлено на рисунку 2.6.

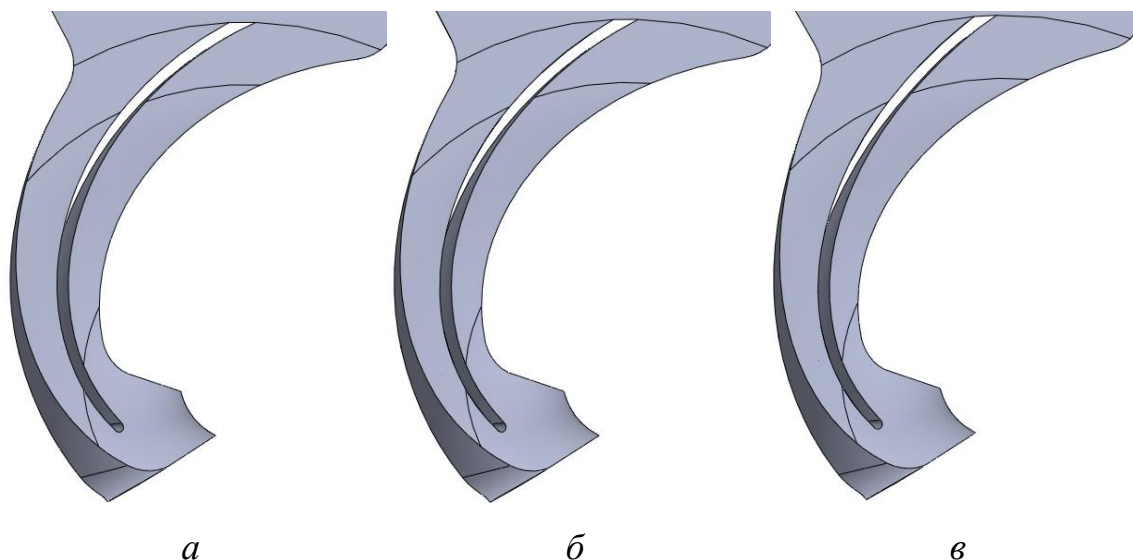


Рисунок 2.6 – Тривимірні моделі розрахункової області рідини модифікацій РК насоса Д 320-75-2 з різними значеннями кута нахилу лопаті на виході: (а) – $\beta_2 = 26^\circ$; (б) – $\beta_2 = 28^\circ$; (с) – $\beta_2 = 32^\circ$

Числове моделювання для усіх робочих коліс (РК №№ 1 – 33) проведено в діапазоні подач від $0,5 Q_{розр}$ до $1,2 Q_{розр}$, де $Q_{розр}$ є подачею на оптимальному режимі роботи насоса з оригінальним колесом. Згідно [65] робота насосного агрегату у діапазоні подач від $0,5 Q_{розр}$ до $1,2 Q_{розр}$ є припустимою.

2.3. Методика проведення дослідження течії у насосі типу Д з застосуванням числового експерименту

Числове моделювання робочого процесу насоса у цілому виконувалось по схемі, представлений на рисунку 2.1.

Так як дослідження проводилось для насосів типу Д, то було зроблено припущення, що потік у проточній частині насоса є симетричним відносно його поперечної вісі. Тому розрахункова область складалася з половини напівспірального підводу, половини робочого колеса, половини спірального двохзавиткового відводу, половин всмоктуючого та напірного трубопроводів. Вхідна і вихідна межі розрахункової області віддалені від контрольних перетинів на відстань достатню для того, щоб потік став усталеним, у нашому випадку ця відстань приблизно дорівнює двом зовнішнім діаметрам робочого колеса. На рис. 2.7 представлено приклад тривимірної моделі розрахункової області.

Перед проведенням досліджень була виконана перевірка сіткової незалежності, за схемою представленою у пункті 2.1.2, окремо для кожного елемента розрахункової області: робочого колеса, напівспірального підводу та спірального двохзавиткового відводу. Аналіз інтегральних величин, отриманих у результаті числового дослідження, для сіток з різним розміром комірок показав, що при кількості вузлів сітки для робочого колеса 680 тис., для підвода – 250 тис., для відводу – 170 тис., результати відрізняються не більше ніж на 1 %, що свідчить про сіткову незалежність.

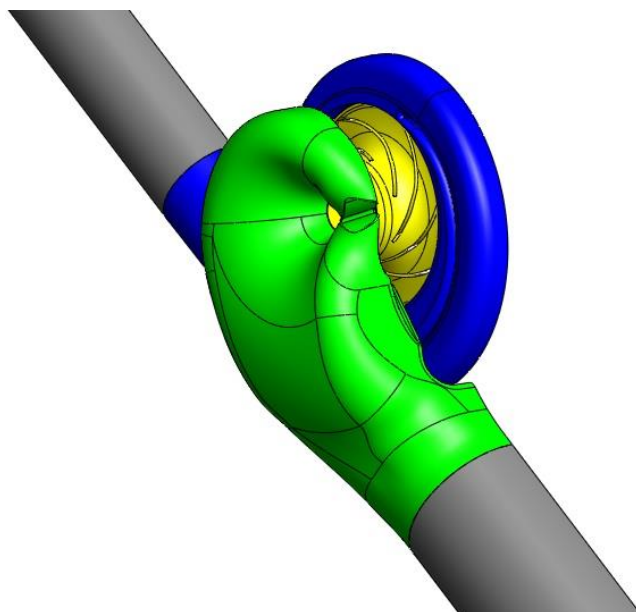


Рисунок 2.7 – Приклад тривимірної моделі розрахункової області

Приклад розрахункових сіток, що використовувалися при числовому дослідженні, для області робочого колеса, підводу та відводу представлено на рис. 2.8 – 2.10.

Граничні умови для числового дослідження насоса задавалися такими ж самими як і для дослідження робочих коліс, окрім умов на вході у розрахункову область, у даному випадку задавалася масова подача, що розраховується за формулою 2.13.

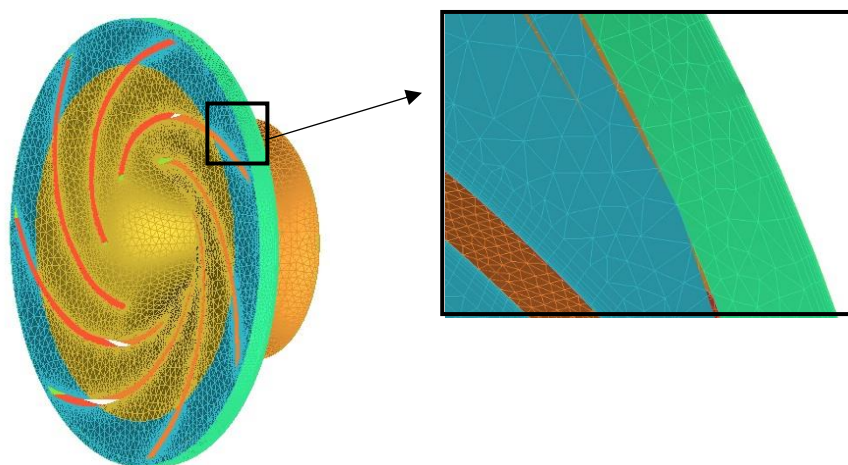


Рисунок 2.8 – Приклад розрахункової сітки робочого колеса

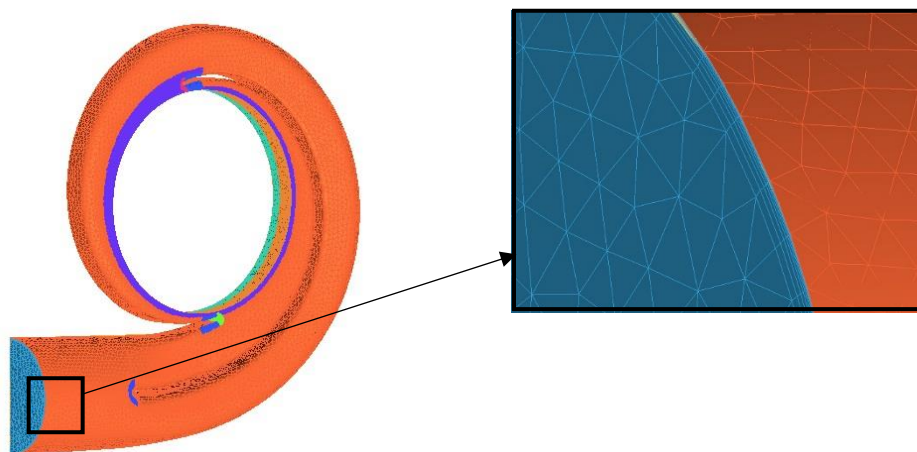


Рисунок 2.9 – Приклад розрахункової сітки спірального двохзавиткового відводу

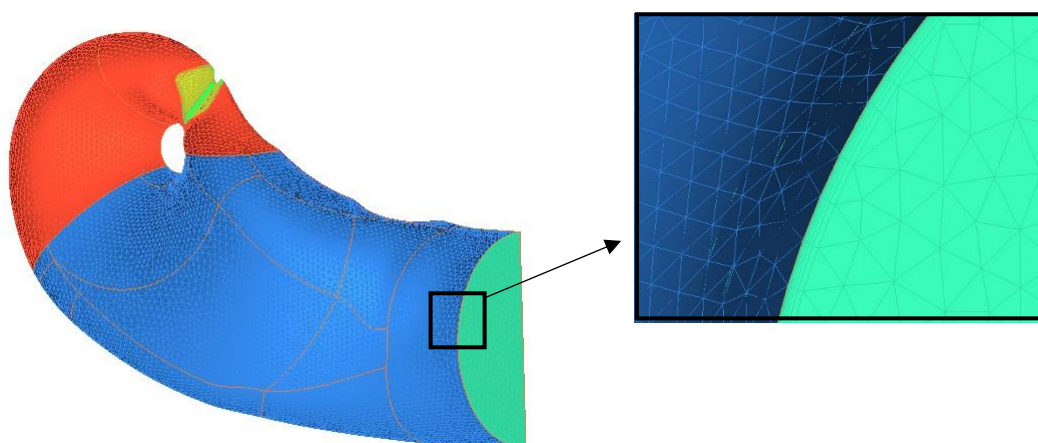


Рисунок 2.10 – Приклад розрахункових сіток напівспірального підводу

Визначення інтегральних величин проведено за формулами 2.13 – 2.16.

2.4. Перевірка адекватності числового моделювання течії у проточній частині насоса типу Д

Для визначення можливості застосування числового моделювання для дослідження робочого процесу насосів типу Д використано метод порівняння результатів фізичного та числового експериментів. Фізичний експеримент – випробування насоса Д 6300-80-2 на стенді – проводився згідно вимог чинного стандарту [66].

Результати стендових випробувань та числового експерименту зведені у таблицях 2.4 та 2.5.

Таблиця 2.4 – Результати стендового випробування насоса Д 6300-80-2

Витрата, м ³ /год	Напір, м	Потужність, кВт	ККД, %
0,0	92,5	835,8	0
399,9	92,3	858,3	12
1599,5	91,2	955,8	42
1999,4	90,5	987,0	50
3598,9	87,9	1179,5	73
3998,8	87,2	1235,7	77
4398,7	86,1	1292,0	80
5198,4	84,0	1397,0	85
5998,2	81,6	1509,5	88
6398,1	80,0	1565,7	89
6798,0	78,4	1610,8	90
7197,8	76,5	1655,7	90
7597,7	74,4	1700,8	90

Таблиця 2.5 – Результати числового дослідження насоса Д 6300-80-2

Витрата, м ³ /год	Напір, м	Потужність, кВт	ККД, %
33	90,8	21	5
1823	90,3	1183	38
3712	85,2	1307	66
4341	85,8	1403	72
4973	83,1	1421	79
6230	82,3	1594	87
6863	78,9	1671	88
7493	75,6	1762	87

На рис. 2.11 представлена графічна інтерпретація інтегральних характеристик насоса Д6300-80-2, що одержані за результатами стендових випробувань та за результатами числового дослідження. Пунктирна лінія відповідає результатам стендових випробувань, а неперервна – результатам числового дослідження.

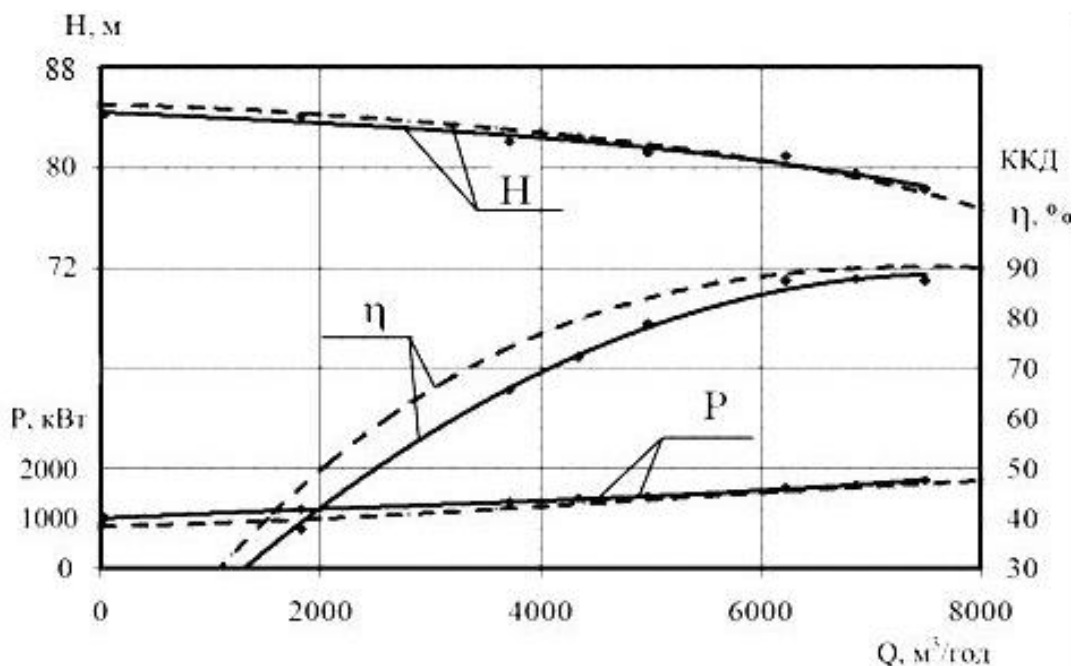


Рисунок 2.11 – Порівняння $Q-H$, $Q-P$ та $Q-\eta$ характеристик насоса Д6300-80-2

Порівняння результатів числового та експериментального досліджень показує, що неспівпадіння величини напору (H) та ККД (η) у зоні витрат, близьких до оптимальних значень становить не більше 3 %, а неспівпадіння потужності (P) – не більше 6 %. Такі результати є підґрунтям висновку щодо адекватності числового моделювання робочого процесу насосів типу Д з використанням середовища ANSYS CFX 12.0. Тому можна вважати, що інші дані, отримані шляхом числового дослідження, мають необхідну точність та ними можна керуватися для подальших досліджень.

2.5. Висновки до розділу 2

1. Дослідження гідродинамічних процесів шляхом проведення числового експерименту є одним з найкращих відомих способів моделювання фізичних процесів у гідравлічних пристроях.

2. Числовий експеримент, який було обрано для виконання дисертаційних досліджень, надасть найбільш детальну інформацію про

структуру потоку в різних конструкціях робочих коліс та дозволить визначити їх кількісні та якісні показники.

3. Для виконання числового експерименту виконано перевірку обраного програмного продукту, ANSYS CFX 12.0, шляхом порівняння результатів числового та експериментального досліджень насоса Д 6300-80-2. Результати порівняння дозволяють зробити висновок щодо адекватності обраного способу проведення досліджень.

РОЗДІЛ 3

РЕЗУЛЬТАТИ ЧИСЛОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ КОЛІС ДВОСТОРОННЬОГО ВХОДУ

3.1. Дослідження впливу зміни кута нахилу лопаті на виході з робочого колеса та його ширини на виході на його робочі характеристики

У підрозділі 3.1 представлено результати числового дослідження гідравлічних процесів взаємодії течії рідини з елементами робочих коліс при зміні кута нахилу лопаті на виході з робочого колеса та його ширини на виході, проведеного за методикою, викладеною у розділі 2. Основні геометричні параметри робочих коліс, що досліджувалися, наведені у підрозділі 2.2.

Усвідомлюючи рівень складності гідравлічних процесів, що протікають у робочому колесі відцентрового насоса, перед автором стояло завдання уточнення їх параметрів при зміні геометричних розмірів робочого колеса, а не розкриття повної їх сутності.

У результаті числового моделювання течії у РК отримано миттєві значення швидкостей і тисків у кожній комірці розрахункової сітки. Шляхом осереднення по масовій витраті за формулами 2.13-2.16 цих величин отримано інтегральні характеристики для усіх базових та модифікованих робочих коліс з різними значеннями b_2 та β_2 , представлених у табл. А.1 – А.5 додатку А.

Результати досліджень у графічному вигляді (для РК № 1 – РК № 6 – рис. 3.1; для РК № 7 – РК № 12 – рис. 3.2; для РК № 13 – РК № 18 – рис. 3.3; для РК № 19 – РК № 24 – рис. 3.4; для РК № 25 – РК № 30 – рис. 3.5; для РК № 1 та РК № 31 – РК № 33 – рис.3.6) представлено залежністю напору H , ККД η та потужності P від подачі колеса Q , що побудовані на основі

результатів розрахунків шляхом апроксимації за методом найменших квадратів за допомогою ПЕОМ з коефіцієнтом детермінованості не менше $R^2 = 0,89$, наведених у табл. А.1 – А.5 додатку А.

З рисунків 3.1 а – 3.5 а видно, що напір зростає зі збільшенням ширини робочого колеса на виході, як і очікувалося. Особливістю цієї загальновідомої закономірності є зменшення різниці у значеннях напору при кожному наступному збільшенні ширини РК. Значний стрибок у зростанні напору спостерігається при зміні ширини РК від мінімального його значення до наступного за ним визначеного значення ширини, що пояснюється значною відмінністю гідравлічних втрат у колесі. Так, збільшення ширини робочого колеса на виході b_2 насоса Д 6300-80-2 з 40,8 мм до 51 мм призводить до росту напору на 20 % в розрахунковій точці; збільшення значення b_2 РК насоса Д 3200-75-2 з 30,7 мм до 37,9 мм – на 20 %; збільшення значення b_2 РК насоса СЕ 2500-180 з 18 мм до 22,5 мм – на 31 %; збільшення значення b_2 РК насоса СЕ 2500-180-8 з 25,7 мм до 29,6 мм – на 10,5 %; збільшення значення b_2 РК насоса Д 6300-27-3 з 65 мм до 80 мм – на 14,5 %.

Аналіз отриманих результатів стосовно впливу ширини РК на виході на його ККД (рис. 3.1 б – 3.5 б) виявляє загальну тенденцію і показує, що зі збільшенням значення b_2 точка максимального ККД зміщується в сторону більших значень подачі. Однак, зміна ширини РК на виході по різному впливає на залежність виду $\eta = f(Q)$ для робочих коліс з різними коефіцієнтами швидкохідності. Так, для робочих коліс з $n_s = 80 \dots 120$ такий вплив проявляється у більшій мірі у діапазоні малих подач; для РК з $n_s = 110 \dots 180$ – на всьому діапазоні зміни подачі; для РК насосів з $n_s = 150 \dots 210$ – у діапазоні великих подач.

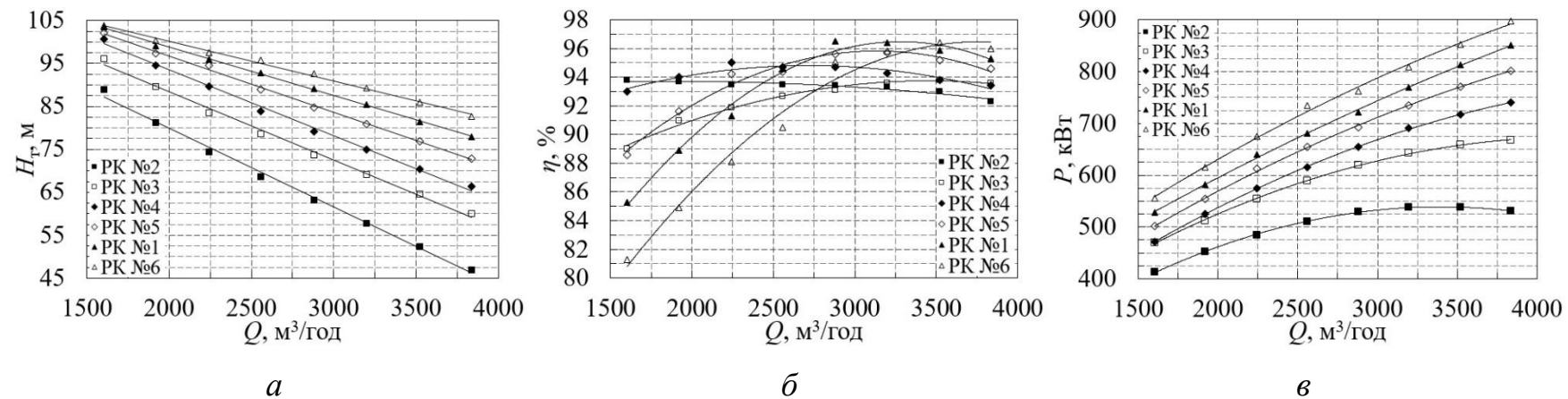


Рисунок 3.1 – Інтегральні характеристики РК № 1 – РК № 6 з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 80 \dots 120$:

(а) – Q - H характеристика; (б) – Q - η характеристика; (в) – Q - P характеристика

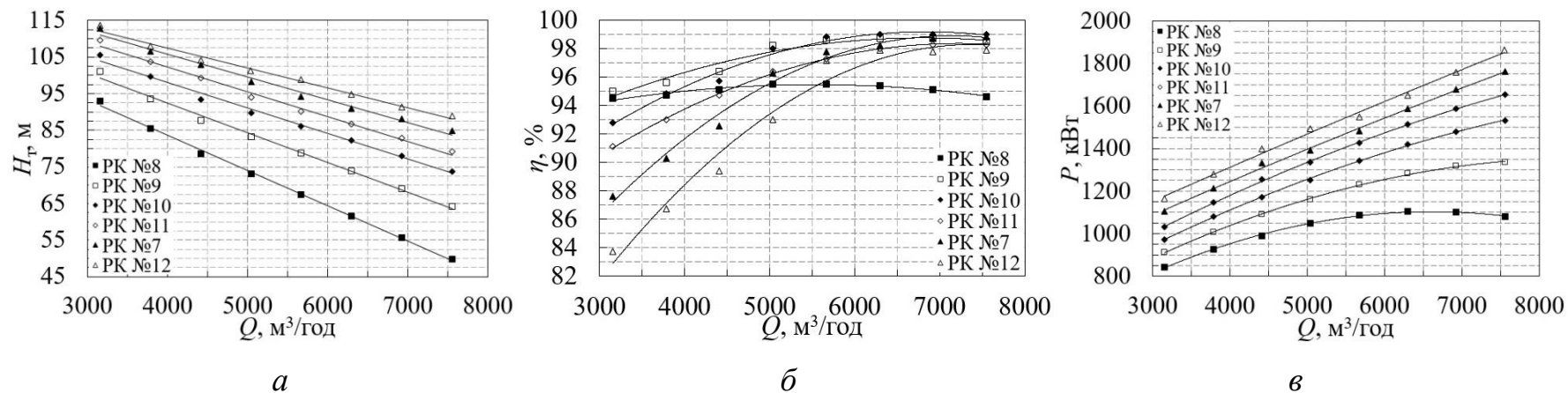


Рисунок 3.2 – Інтегральні характеристики РК № 7 – РК № 12 з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 80 \dots 120$:

(а) – Q - H характеристика; (б) – Q - η характеристика; (в) – Q - P характеристика

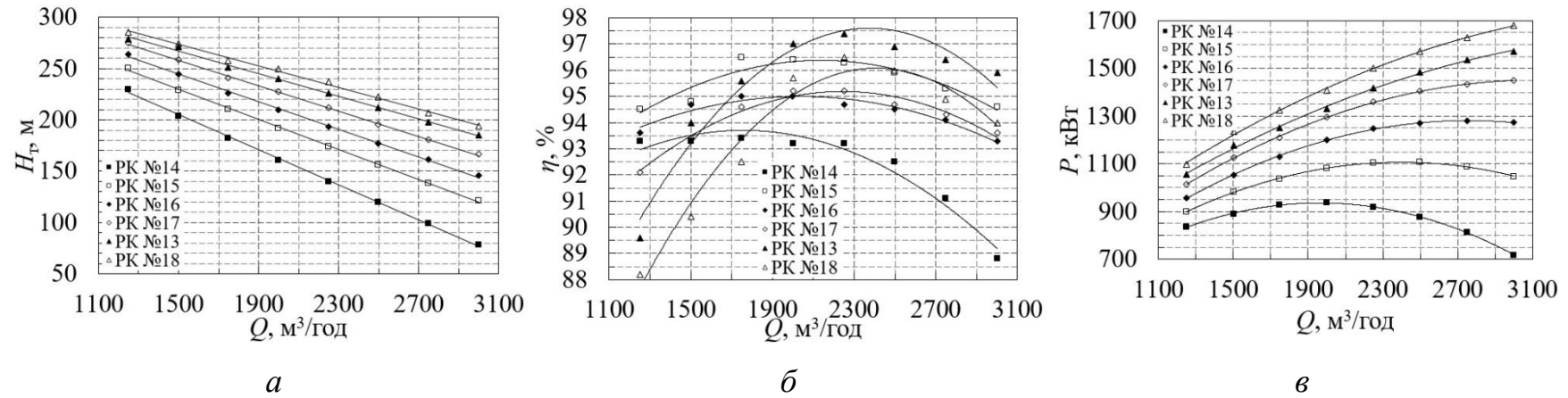


Рисунок 3.3 – Інтегральні характеристики РК № 13 – РК № 118 з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 110 \dots 180$:

(а) – Q - H характеристика; (б) – Q - η характеристика; (в) – Q - P характеристика

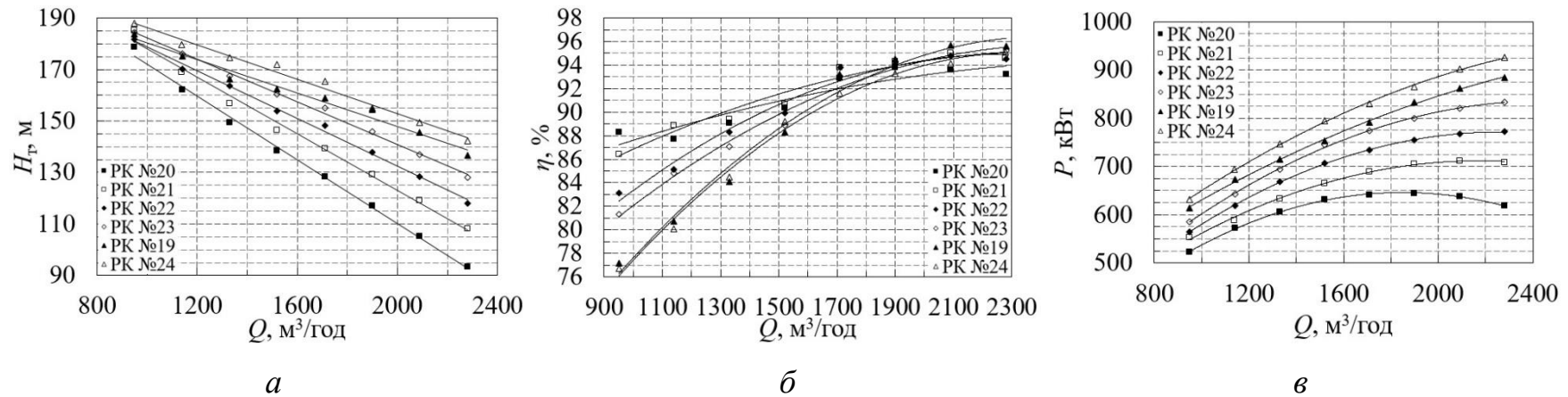


Рисунок 3.4 – Інтегральні характеристики РК № 19 – РК № 24 з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 130 \dots 160$:

(а) – Q - H характеристика; (б) – Q - η характеристика; (в) – Q - P характеристика

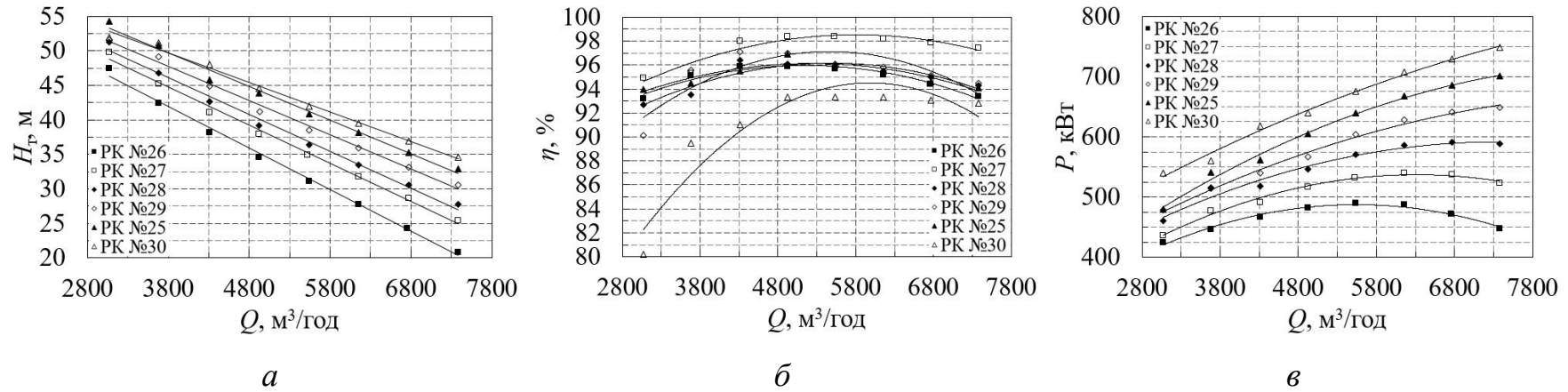


Рисунок 3.5 – Інтегральні характеристики РК № 25 – РК № 30 з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 150 \dots 210$:

(а) – Q - H характеристика; (б) – Q - η характеристика; (в) – Q - P характеристика

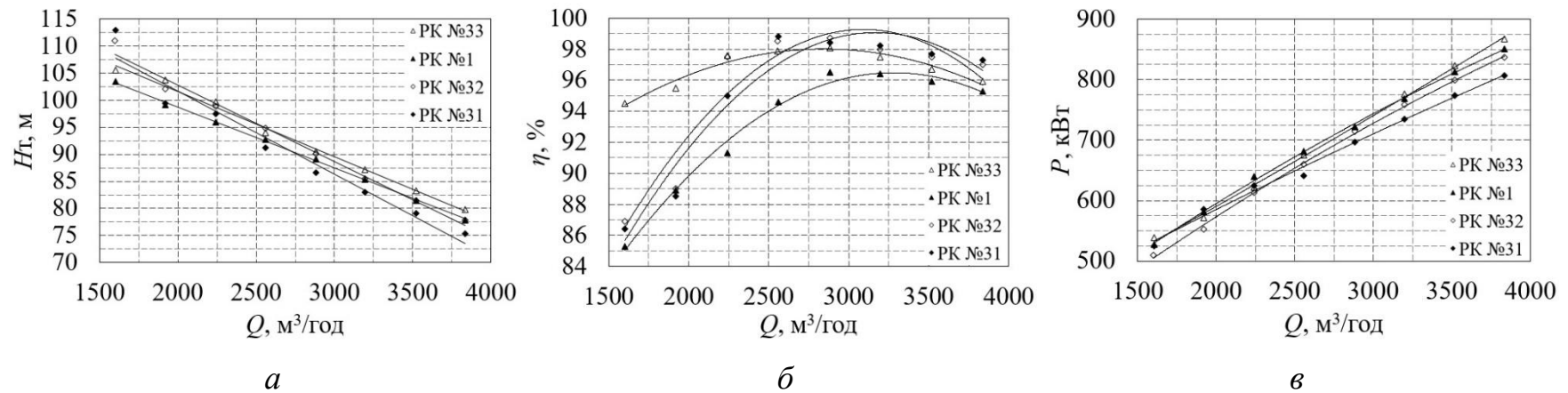


Рисунок 3.6 – Інтегральні характеристики РК № 1 та РК №31 – РК № 33 з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 80 \dots 90$:

(а) – Q - H характеристика; (б) – Q - η характеристика; (в) – Q - P характеристика

Загальною тенденцією для усіх досліджених коліс є звуження діапазону максимального ККД ($\eta_{max} - 0,05 \eta_{max}$) зі збільшенням ширини РК на виході, і навпаки.

Як показують дані, представлені на рис. 3.1 в – 3.5 в, існує певний діапазон значень відносної ширини РК b_2/D_2 , при якому відбувається зменшення його потужності зі збільшенням подачі. Так для РК з $n_s = 85$ потужність починає знижуватися при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,04; для РК з $n_s = 115$ – при зменшенні b_2/D_2 до 0,065; для РК з $n_s = 125$ – при зменшенні b_2/D_2 до 0,08; для РК з $n_s = 160$ – при зменшенні b_2/D_2 до 0,12. До того ж, чим більше значення коефіцієнта швидкохідності РК, тим при меншому значенні подачі характеристика потужності починає спадати.

На рис. 3.7 зображені геометричні місця точок, отриманих у результаті числового дослідження, що інтерпретують залежність $P = f(b_2/D_2)$, при цьому вони апроксимовані за допомогою ПЕОМ методом найменших квадратів у кривій другого порядку з коефіцієнтом детермінованості $R^2 = 0,99$.

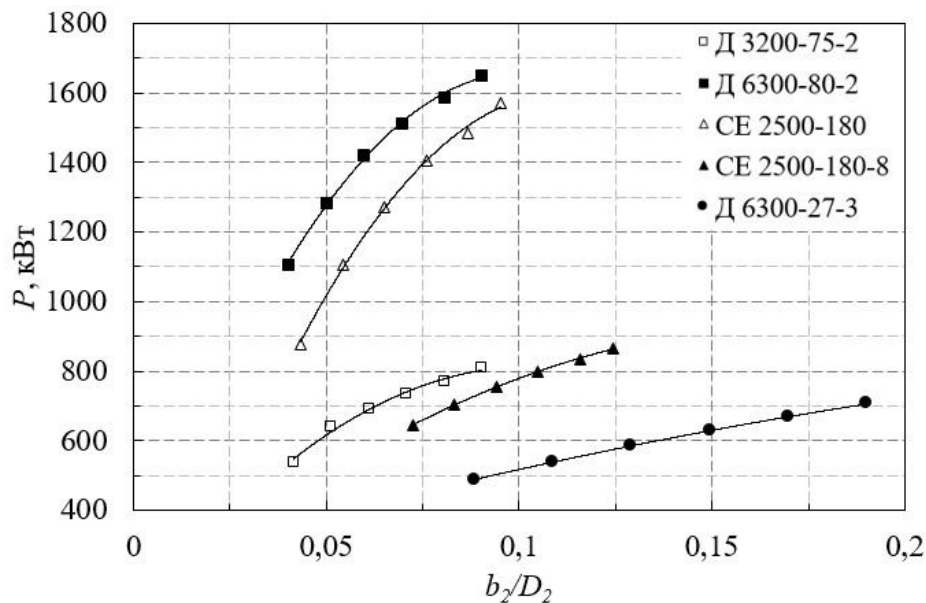


Рисунок 3.7 – Графік залежності потужності P робочих коліс насосів типу Д від відносної ширини робочого колеса b_2/D_2 на подачі $Q_{розр}$

Так, для робочих коліс насоса Д 3200-75-2 рівняння апроксимуючої кривої приймає вигляд:

$$P = -69712 \cdot \left(\frac{b_2}{D_2} \right)^2 + 14394 \cdot \frac{b_2}{D_2} + 71. \quad (3.1)$$

Для робочих коліс насоса Д 6300-80-2 рівняння апроксимуючої кривої приймає вигляд:

$$P = -150691 \cdot \left(\frac{b_2}{D_2} \right)^2 + 30228 \cdot \frac{b_2}{D_2} + 142. \quad (3.2)$$

Для робочих коліс насоса СЕ 2500-180 рівняння апроксимуючої кривої приймає вигляд:

$$P = -154305 \cdot \left(\frac{b_2}{D_2} \right)^2 + 34364 \cdot \frac{b_2}{D_2} + 315. \quad (3.3)$$

Для робочих коліс насоса СЕ 2500-180-8 рівняння апроксимуючої кривої приймає вигляд:

$$P = -26947 \cdot \left(\frac{b_2}{D_2} \right)^2 + 9507,5 \cdot \frac{b_2}{D_2} + 98. \quad (3.4)$$

Для робочих коліс насоса Д 6300-27-3 рівняння апроксимуючої кривої приймає вигляд:

$$P = -3981 \cdot \left(\frac{b_2}{D_2} \right)^2 + 3245 \cdot \frac{b_2}{D_2} + 233. \quad (3.5)$$

Числові коефіцієнти, у формулах 3.1 – 3.5 характеризують конструктивні особливості робочих коліс.

Що стосується впливу зміни кута нахилу лопаті β_2 на виході з робочого колеса на його характеристику, то результати числового дослідження, представлені на рисунку 3.6 а показують, що напір РК зі зміною кута нахилу лопаті (діапазон зміни якого вказаний у розділі 2) на виході з нього майже не змінюється. Відмінність між напором РК № 31 ($\beta_2 = 26^\circ$) та РК № 33 ($\beta_2 = 32^\circ$) становить не більше 5 %. Хоча, згідно проведених раніше досліджень [67 – 69], зі збільшенням кута нахилу лопаті на виході з колеса, напір робочого колеса зростає. Така відмінність у результатах досліджень, скоріш за все, пов'язана з тим, що різниця у значеннях кута β_2 РК, що досліджувалися, невелика ($\Delta \beta_2 = 2^\circ$).

Аналіз отриманих результатів стосовно впливу зміни кута нахилу лопаті на виході з РК на його ККД (рис. 3.6 б) виявляє загальну тенденцію і показує, що зі зменшенням значення кута β_2 ККД зростає у діапазоні подач $0,9 Q_{розр} - 1,2 Q_{розр}$, проте діапазон максимального ККД звужується. Для РК № 33 на всьому діапазоні подач ККД змінюється не значно (у межах 3 %).

Як показують дані, представлені на рис. 3.6 в, зі збільшенням кута нахилу лопаті на виході з РК його потужність безперервно зростає у діапазоні подач $0,5 Q_{розр} - 1,2 Q_{розр}$. Хоча, результати досліджень РК ВЦН при зміні кута β_2 у широкому діапазоні, представлені у роботі [53], демонструють зниження споживаної потужності насосом при дуже малому куті нахилу лопаті на виході з РК ($\beta_2 < 14^\circ$) у діапазоні подач більшому за оптимальну.

3.2. Результати порівняння впливу зміни параметрів β_2 та b_2 на параметри потоку у робочому колесі

Аналізуючи картину течії у робочих колесах (рис 3.8 – 3.16), спроектованих на базі оригінального РК насоса Д 3200-75-2 (РК № 1 – РК № 6 та РК № 31 – РК № 33), при зміні кута нахилу лопаті на виході з нього β_2 та його ширини на виході b_2 , можна зробити висновок, що процеси при цьому у каналах робочих коліс є ідентичними.

Так, при зменшенні подачі до $0,7 Q_{розр}$ на напірній стороні лопаті при вході у робоче колесо утворюється низькопотенційна область у всіх колесах. Особливістю є те, що зі збільшенням ширини РК на виході площа цієї зони збільшується. У колесах РК № 1, РК № 5, РК № 6 та РК № 31 – РК № 33 при зменшенні подачі до $0,7 Q_{розр}$ утворюється така ж зона і на всмоктуючій стороні лопаті ближче до виходу з колеса.

При подальшому зменшенні подачі до $0,5 Q_{розр}$ низькопотенційна область (область відриву потоку) на всмоктуючій стороні лопаті утворюється у РК № 1 – РК № 6 та РК № 31 – РК № 33. У каналах РК № 1, РК № 4 – РК № 6 та РК № 31 – РК № 33 ця область поступово розповсюджується на всю ширину каналу робочого колеса.

Такі області відриву потоку та вихроутворення чинять значний негативний вплив на ККД цих коліс на режимах подачі від $0,5 Q_{розр}$ до $0,7 Q_{розр}$.

Отже, картини течії, які можна спостерігати при зміні кута нахилу лопаті на виході з робочого колеса та його ширини на виході, якісно схожі.

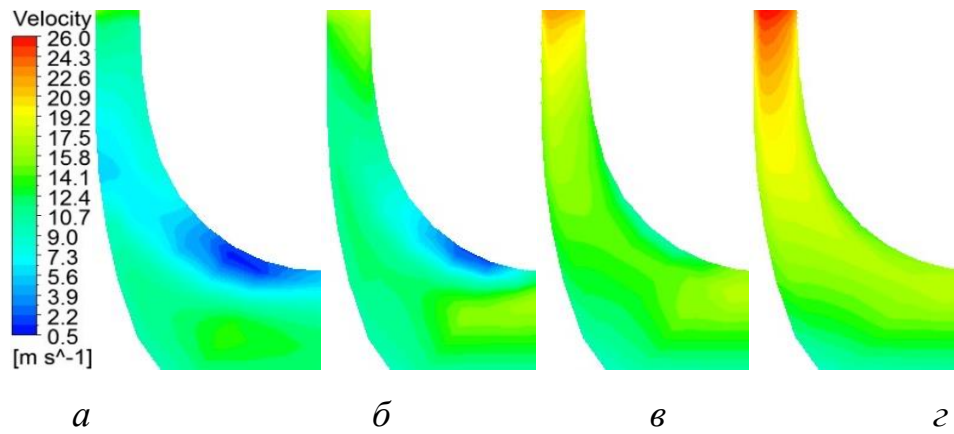


Рисунок 3.8 – Картина розподілу відносної швидкості потоку в меридіанній площині РК № 2 при:

(*a*) – $0,5 Q_{розр}$; (*б*) – $0,7 Q_{розр}$; (*в*) – $Q_{розр}$; (*г*) – $1,2 Q_{розр}$

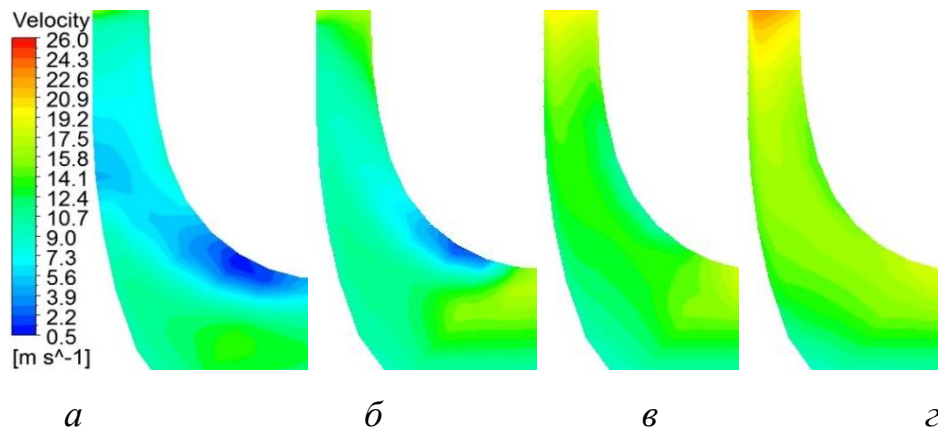


Рисунок 3.9 – Картина розподілу відносної швидкості потоку в меридіанній площині РК № 3 при:

(*a*) – $0,5 Q_{розр}$; (*б*) – $0,7 Q_{розр}$; (*в*) – $Q_{розр}$; (*г*) – $1,2 Q_{розр}$

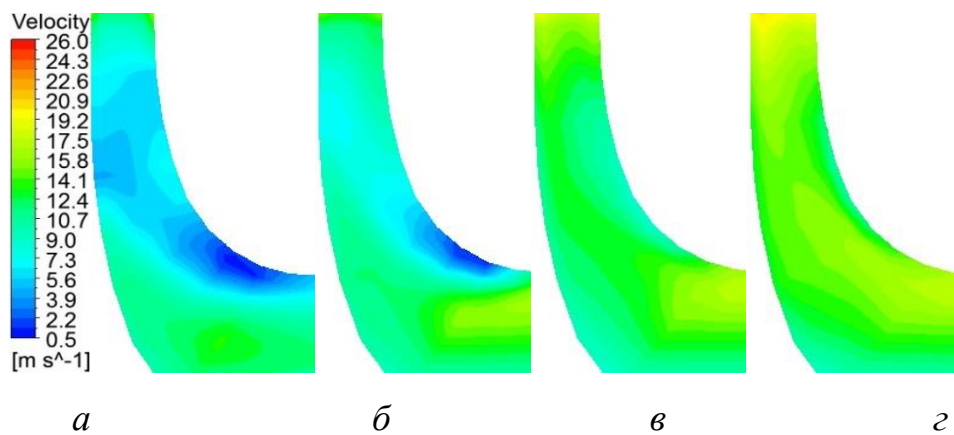


Рисунок 3.10 – Картина розподілу відносної швидкості потоку в меридіанній площині РК № 4 при:

(*a*) – $0,5 Q_{розр}$; (*б*) – $0,7 Q_{розр}$; (*в*) – $Q_{розр}$; (*г*) – $1,2 Q_{розр}$

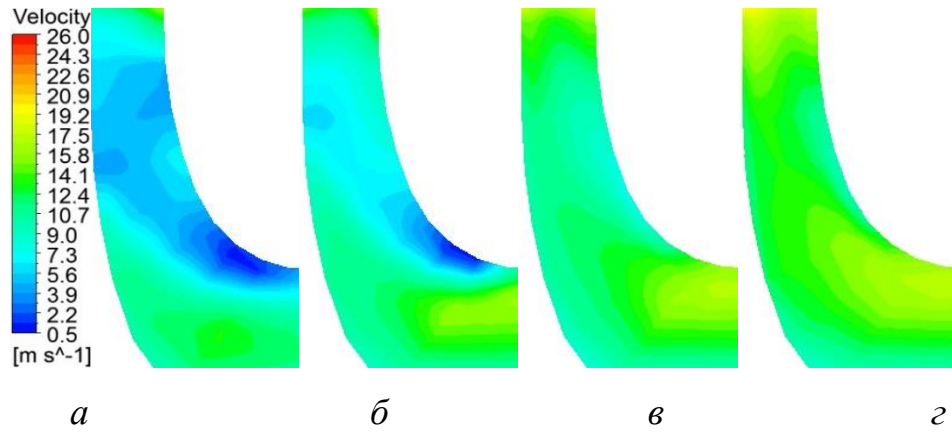


Рисунок 3.11 – Картина розподілу відносної швидкості потоку в меридіанній площині РК № 5 при:

(a) – $0,5 Q_{розр}$; *(б)* – $0,7 Q_{розр}$; *(в)* – $Q_{розр}$; *(г)* – $1,2 Q_{розр}$

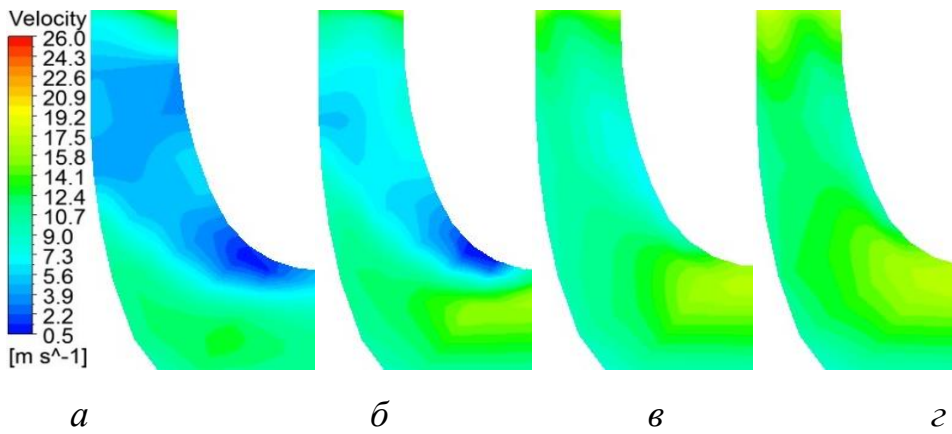


Рисунок 3.12 – Картина розподілу відносної швидкості потоку в меридіанній площині РК № 1 при:

(a) – $0,5 Q_{розр}$; *(б)* – $0,7 Q_{розр}$; *(в)* – $Q_{розр}$; *(г)* – $1,2 Q_{розр}$

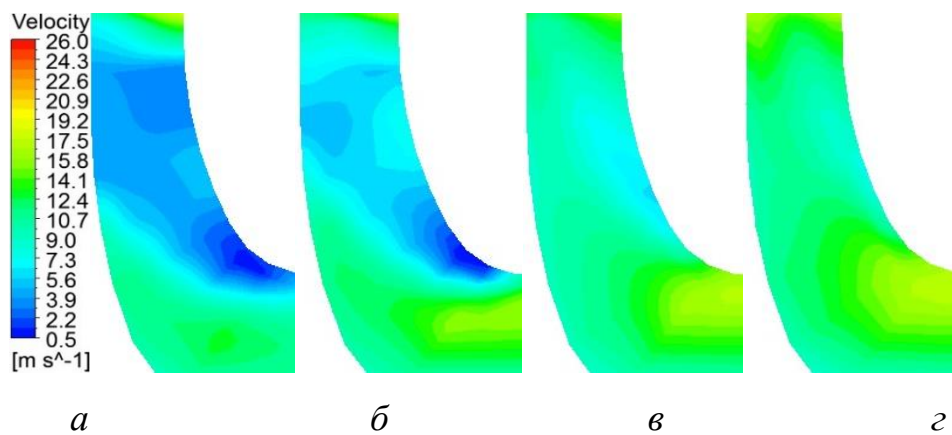


Рисунок 3.13 – Картина розподілу відносної швидкості потоку в меридіанній площині РК № 6 при:

(a) – $0,5 Q_{розр}$; *(б)* – $0,7 Q_{розр}$; *(в)* – $Q_{розр}$; *(г)* – $1,2 Q_{розр}$

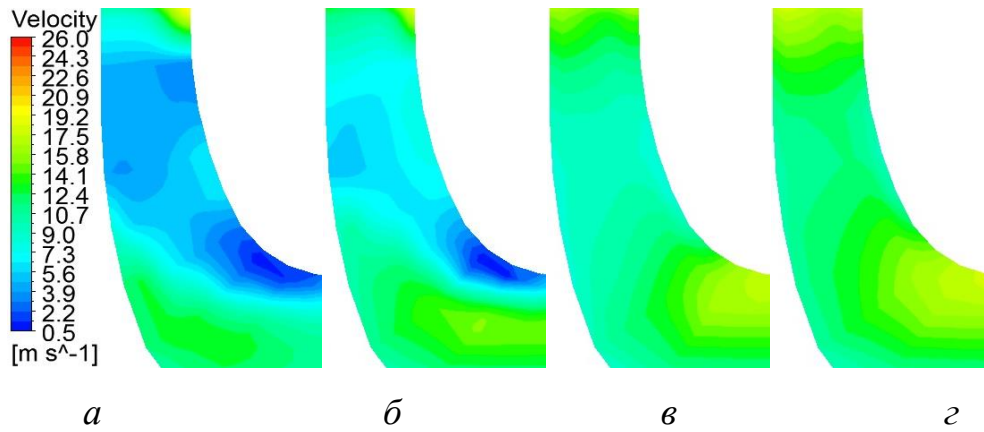


Рисунок 3.14 – Картина розподілу відносної швидкості потоку в меридіанній площині РК № 31 при:

(а) – $0,5 Q_{розр}$; (б) – $0,7 Q_{розр}$; (в) – $Q_{розр}$; (г) – $1,2 Q_{розр}$

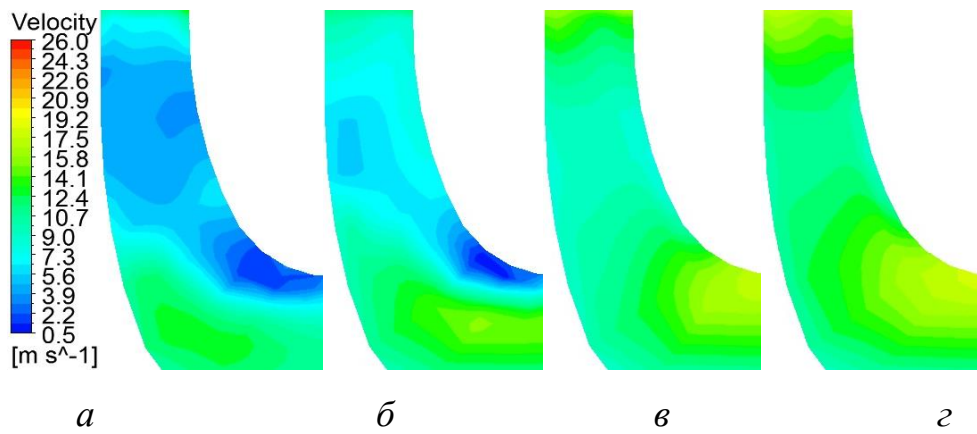


Рисунок 3.15 – Картина розподілу відносної швидкості потоку в меридіанній площині РК № 32 при:

(а) – $0,5 Q_{розр}$; (б) – $0,7 Q_{розр}$; (в) – $Q_{розр}$; (г) – $1,2 Q_{розр}$

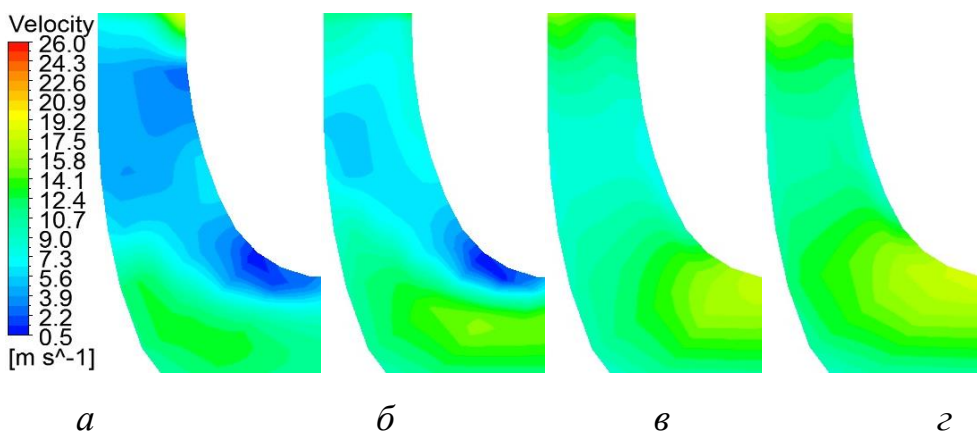


Рисунок 3.16 – Картина розподілу відносної швидкості потоку в меридіанній площині РК № 33 при:

(а) – $0,5 Q_{розр}$; (б) – $0,7 Q_{розр}$; (в) – $Q_{розр}$; (г) – $1,2 Q_{розр}$

3.3. Вплив кута нахилу лопаті на виході з робочого колеса та його ширини на виході на крутизну напірної характеристики

Відповіді на питання чому кут нахилу лопаті на виході з робочого колеса та його ширина на виході впливають на крутизну напірної характеристики можна, проаналізувавши взаємозв'язки між швидкостями потоку на виході та рівняння теоретичного напору для лопатевих гідромашин.

Рівняння теоретичного напору при відсутності закрутки потоку на виході у робоче колесо має вигляд:

$$H_T = k \cdot \frac{U_2 \cdot V_{U2}}{g}, \quad (3.6)$$

де k – коефіцієнт, що враховує кінцеву кількість лопатей,

U_2 та V_{m2} – колова швидкість та меридіанна складова абсолютної швидкості потоку з формул 1.6 та 1.7 відповідно.

Виходячи з трикутника швидкостей потоку на виході з робочого колеса (рис. 3.17), рівняння для знаходження колової складової абсолютної швидкості потоку на виході з робочого колеса V_{u2} запишеться наступним чином:

$$V_{u2} = U_2 - V_{m2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (3.7)$$

З урахуванням рівняння 3.7, формулу 3.6 запишемо у наступному вигляді:

$$H_T = k \cdot \frac{U_2^2 - U_2 \cdot V_{m2} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2}{g}. \quad (3.8)$$

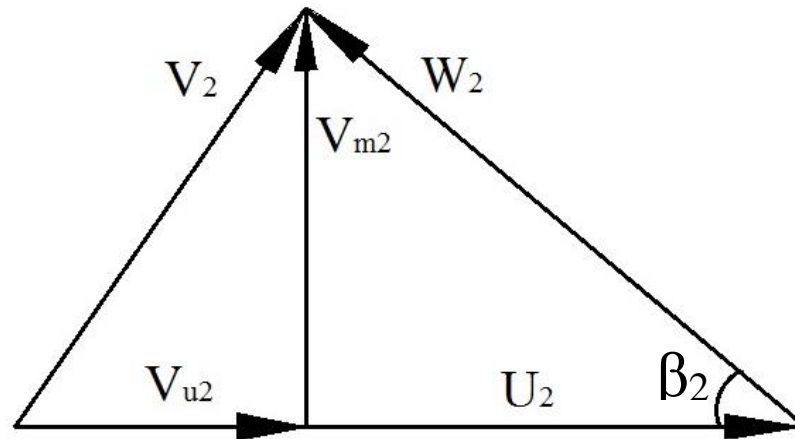


Рисунок 3.17 – Трикутник швидкостей потоку на виході з РК ВЦН:

V_2 – абсолютна швидкість, W_2 – відносна швидкість

З рівняння (1.7) очевидно, що на подачі $Q = 0$ м³/год меридіанна складова абсолютної швидкості дорівнюватиме нулю. А отже, теоретичний напір на цьому режимі визначає лише величина колової швидкості на виході з РК, згідно рівняння (3.8). У свою чергу, колова швидкість згідно рівняння (1.6) залежить лише від зовнішнього діаметра робочого колеса та швидкості обертання ротора. А отже, при $n = const$, $D_2 = const$ та $b_2 = var$ або $\beta_2 = var$, колова швидкість, а значить і теоретичний напір не будуть змінюватися.

При режимах роботи насоса відмінних від $Q = 0$ м³/год зі збільшенням ширини РК на виході, згідно рівняння (1.7), меридіанна складова абсолютної швидкості зменшується. При цьому колова складова абсолютної швидкості збільшується, що приводить до збільшення величини теоретичного напору.

Аналогічний процес відбувається і при збільшенні кута нахилу лопаті на виході з колеса. При подачі відмінній від $Q = 0$ м³/год зі збільшенням β_2 , згідно рівняння (3.8), збільшується значення теоретичного напору.

Цим пояснюється зміна крутизни напірної характеристики при зміні кута нахилу лопаті на виході з РК або його ширини на виході.

3.4. Визначення математичної залежності між шириною робочого колеса на виході та крутизною напірної характеристики

Як зазначалося у розділі 1, ступінь зниження напору при зміні витрати характеризується крутизною напірної характеристики K , що визначається за формулою (1.1).

Згідно [21] крутизну напірної характеристики можна визначити для будь-якої її частини. Для цього замість значень в оптимальній точці необхідно брати параметри у точці, що розглядається. Отже, при аналізі впливу кута нахилу лопаті на виході з робочого колеса та його ширини на виході на крутизну напірної характеристики останню розраховано за формулою:

$$K = \frac{H_{\max} - H_{\text{розр}}}{H_{\text{розр}}} \cdot 100\% , \quad (3.9)$$

де H_{\max} – напір РК при $0,5 Q_{\text{розр}}$; $H_{\text{розр}}$ – напір РК при $Q_{\text{розр}}$.

Залежність крутизни напірної характеристики від ширини РК на виході досліджено за результатами числового експерименту, що представлені у табл. А.1 – А.5 додатку А. Графічна інтерпретація залежності крутизни напірної характеристики від відносної ширини робочого колеса представлена на рис. 3.18. Криві побудовані на основі результатів апроксимації за методом найменших квадратів за допомогою ПЕОМ з коефіцієнтом детермінованості $R^2 = 0,89$.

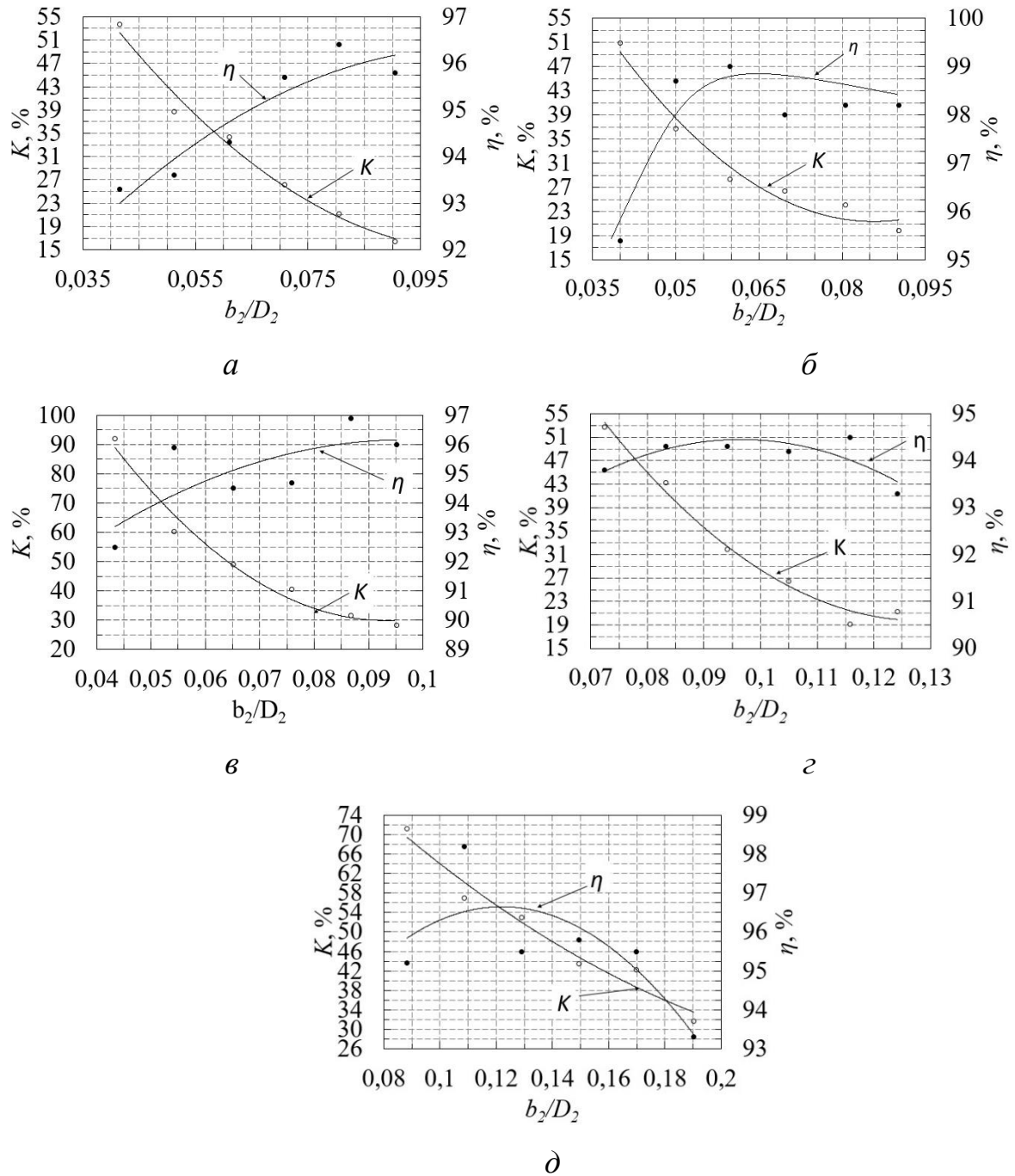


Рисунок 3.18 – Графік залежності крутизни напірної характеристики та ККД від ширини робочого колеса на виході:

(а) – $n_s=85$; (б) – $n_s=85$; (в) – $n_s=115$; (г) – $n_s=125$; (д) – $n_s=160$

Результати досліджень (рис. 3.18) показують, що напірна характеристика коліс збільшує свою крутизну зі зменшенням ширини РК на виході. На графіках також представлено зміну ККД робочого колеса. З огляду на отримані дані для досліджених коліс зроблено висновок, що

раціональний діапазон зміни відносної ширини робочого колеса b_2/D_2 та крутизни напірної характеристики при зменшенні ККД не більш ніж на 5 % наступний:

– для робочих коліс з $n_s = 85$ (насосів Д 3200-75-2 та Д 6300-80-2) при зміні крутизни від 19 % до 51 % b_2/D_2 знаходиться у межах 0,04 – 0,095;

– для робочих коліс з $n_s=115...125$ (насосів СЕ 2500-180 та СЕ 2500-180-8) – при зміні крутизни від 30 % до 90 % у межах 0,045 – 0,095;

– для робочого колеса з $n_s=160$ (насоса Д 6300-27-3) – при зміні крутизни від 35 % до 70 % у межах 0,08 – 0,19.

На прикладі робочих коліс, що мають однаковий коефіцієнт швидкохідності, видно, що діапазон зміни ширини робочого колеса на виході та крутизни напірної характеристики, однаковий. Можна припустити, що таке правило може бути застосовано і для коліс з іншими діапазонами коефіцієнту швидкохідності. Це припущення може бути підтвердженим або спростованим при подальшому дослідженні інших робочих коліс $n_s = 85...160$. Однак, такі роботи не входили до завдань дисертаційної роботи.

Математичний вираз залежності крутизни напірної характеристики від ширини робочого колеса на виході отримано апроксимацією даних з рис. 3.18 за допомогою ПЕОМ методом найменших квадратів у криві другого порядку з коефіцієнтом детермінованості $R^2 = 0,95$ за ознакою однакового діапазону коефіцієнта швидкохідності, які графічно інтерпретовані та представлені на рис. 3.19.

Так, для робочих коліс, коефіцієнт швидкохідності яких знаходиться у діапазоні $n_s=80...120$, рівняння апроксимуючої кривої приймає вигляд:

$$K = 10946 \cdot \left(\frac{b_2}{D_2} \right)^2 - 2068,4 \cdot \frac{b_2}{D_2} + 116,8. \quad (3.10)$$

Для робочих коліс, коефіцієнт швидкохідності яких знаходиться у діапазоні $n_s=110\dots180$, рівняння апроксимуючої кривої приймає вигляд:

$$K = 10335 \cdot \left(\frac{b_2}{D_2}\right)^2 - 2520 \cdot \frac{b_2}{D_2} + 175,1. \quad (3.11)$$

Для робочих коліс, коефіцієнт швидкохідності яких знаходиться у діапазоні $n_s=150\dots210$, рівняння апроксимуючої кривої приймає вигляд:

$$K = 1240,1 \cdot \left(\frac{b_2}{D_2}\right)^2 - 697,6 \cdot \frac{b_2}{D_2} + 121,4. \quad (3.12)$$

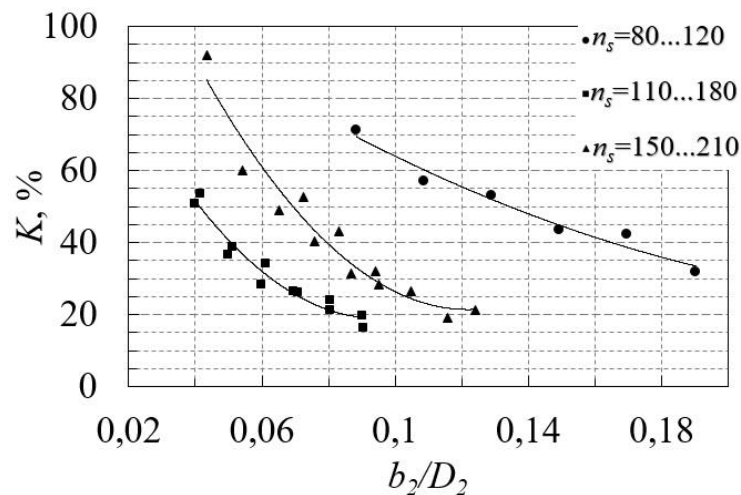


Рисунок 3.19 – Графік залежності крутизни K напірної характеристики від відносної ширини робочого колеса b_2/D_2 , $K_H=f(b_2/D_2)$

Отже, рівняння, яке описує залежність крутизни напірної характеристики від відносної ширини робочого колеса, у загальному випадку приймає вигляд:

$$K = a \cdot \left(\frac{b_2}{D_2}\right)^2 - b \cdot \frac{b_2}{D_2} + c, \quad (3.13)$$

де a , b , c – коефіцієнти, що залежать від конструктивних особливостей робочого колеса:

– для робочих коліс з $n_s = 80 \dots 120$ значення коефіцієнтів становлять $a = 10946$; $b = 2068,4$ та $c = 116,8$;

– для робочих коліс з $n_s = 110 \dots 180$ – $a = 10335$; $b = 2520$ та $c = 175,1$;

– для робочих коліс з $n_s = 150 \dots 210$ – $a = 1240,1$; $b = 697,6$ та $c = 121,4$.

На рис. 3.19 також простежується залежність, яка показує, що зі збільшенням коефіцієнта швидкохідності n_s значення крутизни K збільшується також. При зменшенні b_2 графік $K=f(b_2/D_2)$ є більш пологим при $n_s = 150 \dots 210$, ніж при $n_s = 80 \dots 180$.

Використовуючи залежність (1.8) та дані, що були отримані у результаті числового експерименту, шляхом їх апроксимації за допомогою ПЕОМ методом найменших квадратів у криві другого порядку з коефіцієнтом детермінованості $R^2 = 0,97$ побудовано графіки (рис. 3.20) залежності витратного параметра q^p від відносної ширини робочого колеса b_2/D_2 для усіх коліс на подачі $Q_{розр}$ при $D_2 = const$, $n = const$ та $\beta_2 = const$.

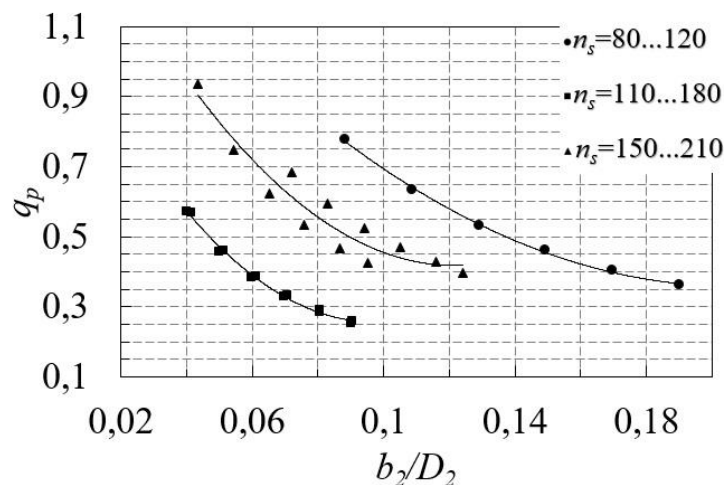


Рисунок 3.20 – Графік залежності витратного параметра q^p від відносної ширини РК b_2/D_2 , $q^p=f(b_2/D_2)$

Як бачимо з рис. 3.19 та рис. 3.20, характер залежностей $K=f(b_2/D_2)$ та $q^p=f(b_2/D_2)$ подібний, що дозволяє стверджувати про тотожність впливу

ширини робочого колеса на виході на q^p та K . Зважаючи на це, за результатами проведених досліджень та аналізу впливу ширини робочого колеса на виході запропоновано визначати крутизну напірної характеристики з використанням витратного параметра q^p .

Застосування цього параметру дозволило отримати залежність крутизни напірної характеристики K від витратного параметра q^p на подачі $Q_{розр}$ (рис. 3.21), що у подальшому дозволило визначати крутизну напірної характеристики, описаною за формулою 3.18. Математична залежність (3.18) одержана у результаті апроксимації розрахункових даних за допомогою ПЕОМ методом найменших квадратів у прямі з коефіцієнтом детермінованості $R^2 = 0,97$.

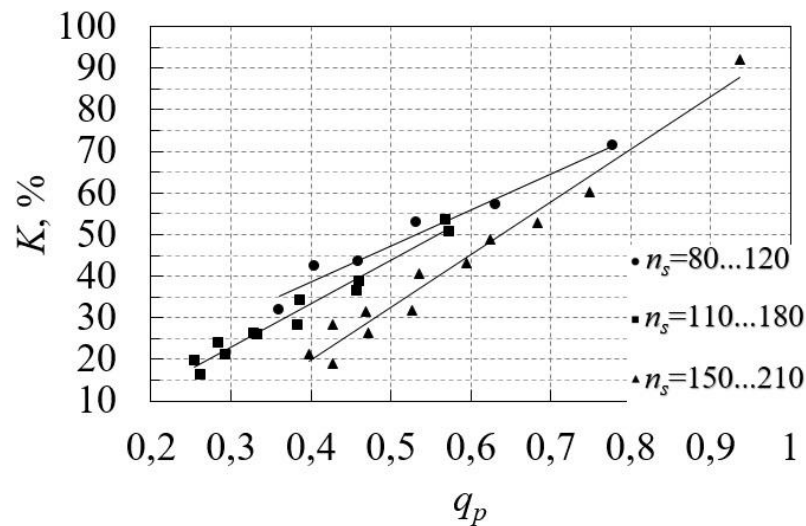


Рисунок 3.21 – Графік залежності крутизни напірної характеристики від витратного параметра у розрахунковій точці, $K=f(q^p)$

Так, для робочих коліс, коефіцієнт швидкості яких знаходиться у діапазоні $n_s = 80...120$, рівняння апроксимуючої кривої приймає вигляд:

$$K = 104,6 \cdot q^p - 8,5. \quad (3.14)$$

Для робочих коліс, коефіцієнт швидкості яких знаходиться у діапазоні $n_s = 110 \dots 180$, рівняння апроксимуючої кривої приймає вигляд:

$$K = 127 \cdot q^P - 31,1. \quad (3.15)$$

Для робочих коліс, коефіцієнт швидкості яких знаходиться у діапазоні $n_s = 150 \dots 210$, рівняння апроксимуючої кривої приймає вигляд:

$$K = 86,7 \cdot q^P + 4. \quad (3.16)$$

Отже, рівняння, яке описує залежність крутизни напірної характеристики від відносної ширини робочого колеса, у загальному випадку приймає вигляд:

$$K = E \cdot q^P - F. \quad (3.17)$$

Використавши рівняння (1.8) отримали:

$$K = E \cdot \frac{60Q}{\pi^2 \cdot D_2^2 \cdot n \cdot b_2 \cdot \text{tg}\beta_2} - F, \quad (3.18)$$

де E, F – коефіцієнти, що залежать від конструктивних особливостей робочого колеса:

– для робочих коліс з $n_s = 80 \dots 120$ значення коефіцієнтів становлять $E = 104,6$ та $F = 8,5$;

– для робочих коліс з $n_s = 110 \dots 180$ – $E = 127$ та $F = 31,1$;

– для робочих коліс з $n_s = 150 \dots 210$ – $E = 86,7$ та $F = -4$.

3.5. Числове дослідження робочого процесу насоса Д 3200-75-2 з базовим та модифікованим робочими колесами

У підрозділі 3.5 представлено результати числового дослідження робочого процесу насоса Д 3200-75-2 з базовим РК № 1 ($b_2 = 59,6$ мм) та модифікованим РК № 3 ($b_2 = 37,9$ мм), проведеного за методикою, викладеною у розділі 2.

У результаті числового моделювання течії у насосах отримано миттєві значення швидкостей і тисків у кожній комірці розрахункової сітки. Шляхом осереднення по масовій витраті за формулами 2.13 - 2.16 цих величин отримано інтегральні характеристики для вказаних насосів. Вони представлені у табл. 3.1, 3.2.

Отримані результати дозволили побудувати напірну, енергетичну характеристики та характеристики потужності досліджуваних насосів (рис. 3.22, 3.25).

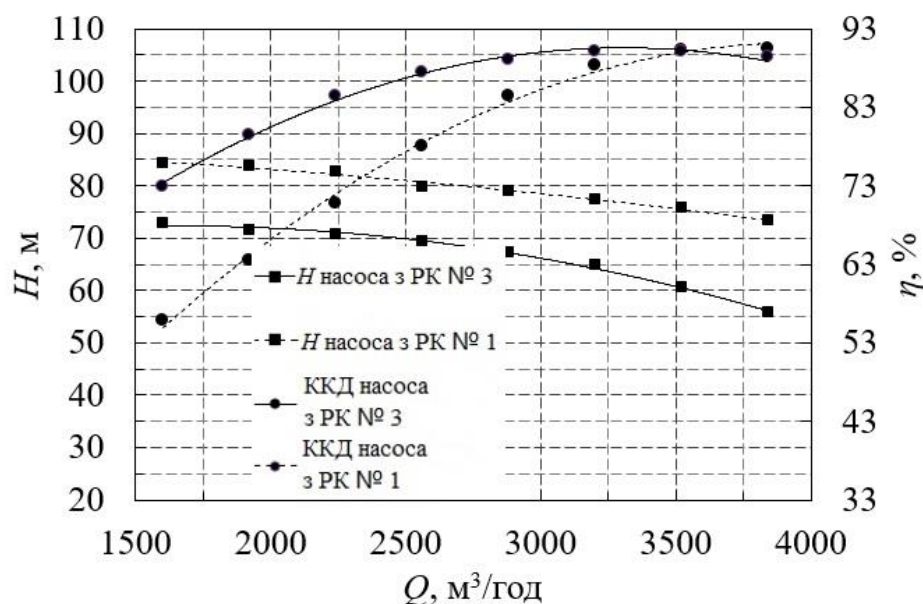


Рисунок 3.22 – Напірні та енергетичні характеристики насоса Д 3200-75-2 з базовим та модифікованим робочими колесами

Таблиця 3.1 – Результати числового дослідження насоса Д 3200-75-2 з базовим робочим колесом (РК № 1)

Витрата, м ³ /год	Напір, м	Потужність, кВт	ККД, %
1600,03	84,24	656,18	55,8
1920,02	83,83	688,46	63,5
2240,02	82,81	711,19	70,8
2560,01	79,88	710,81	78,1
2880,00	79,12	731,97	84,5
3199,99	77,38	761,67	88,3
3519,98	75,84	802,78	90,3
3839,98	73,28	845,85	90,4

Таблиця 3.2 – Результати числового дослідження насоса Д 3200-75-2 з модифікованим робочим колесом (РК № 3)

Витрата, м ³ /год	Напір, м	Потужність, кВт	ККД, %
1600,03	72,93	434,5	72,9
1920,02	71,51	468,83	79,5
2240,02	70,76	509,62	84,5
2560,01	69,48	552,05	87,5
2880,00	67,38	591,41	89,1
3199,99	64,76	624,78	90,1
3519,98	60,59	642,66	90,1
3839,98	55,77	651,21	89,3

Рівняння регресії напірних та енергетичних характеристик отримане за допомогою ПЕОМ методом найменших квадратів з коефіцієнтом детермінованості $R^2 = 0,99$.

Для напірної характеристики насоса з РК № 1:

$$H = -0,8 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2 - 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot Q + 87,77. \quad (3.19)$$

Для напірної характеристики насоса з РК № 3:

$$H = -3,4 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2 + 11 \cdot 10^{-3} \cdot Q + 63,3. \quad (3.20)$$

Для енергетичної характеристики насоса з РК № 1:

$$\eta = -6,6 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2 + 52 \cdot 10^{-3} \cdot Q - 11,42. \quad (3.21)$$

Для енергетичної характеристики насоса з РК № 3:

$$\eta = -5,9 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2 + 39 \cdot 10^{-3} \cdot Q + 25,93. \quad (3.22)$$

З рисунку 3.22 видно, що напірна характеристика насоса зі звуженим робочим колесом знаходиться нижче напірної характеристики насоса з базовим робочим колесом, як і очікувалося.

Аналіз отриманих результатів стосовно впливу ширини робочого колеса на виході на ККД насоса дозволяє зробити висновок, аналогічний одержаному при числовому дослідженні робочих коліс, що зі збільшенням значення b_2 точка максимального ККД зміщується в сторону більших значень подачі.

Неочікуваним стало підвищення ККД насоса з РК № 3 на подачах менших за $1,1 Q_{розр}$, порівняно з ККД насоса з базовим робочим колесом РК № 1.

Для пояснення цього факту порівнюємо картини течії двох насосів.

На рис. 3.23а та 3.23б представлено картини розподілу відносної швидкості потоку у насосі Д 3200-75-2 з робочим колесом РК № 3 та РК № 1 відповідно. Очевидним є те, що течія у насосі з РК № 3 є більш рівномірною, ніж у насосі з РК № 1. Відсутні значні площі низькопотенційних зон у каналах РК, що являється причиною зменшення гідравлічних втрат.

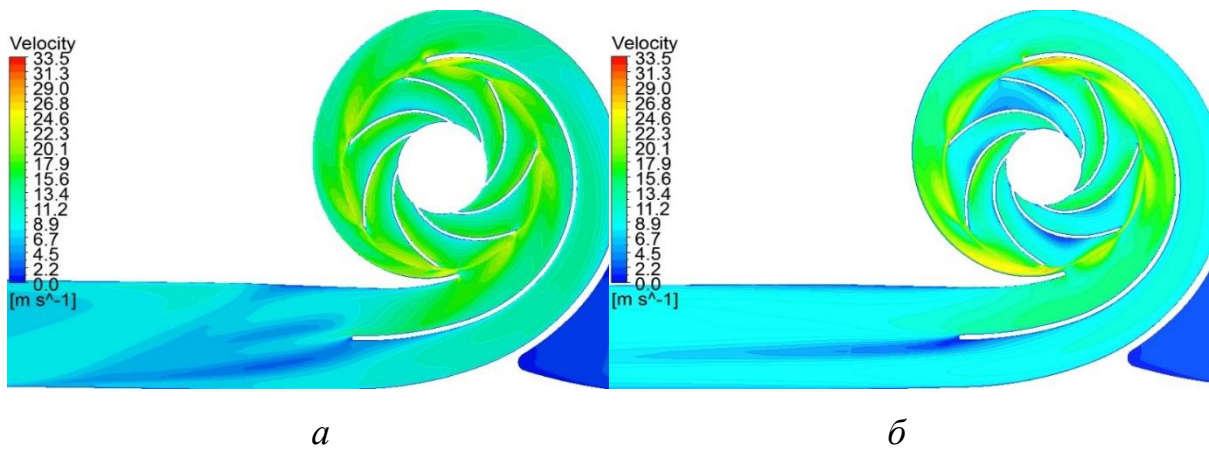


Рисунок 3.23 – Картини розподілу відносної швидкості потоку у насосі Д 3200-75-2 з: (а) – РК № 3; (б) – РК № 1

Аналіз картини натікання потоку на язик спірального відводу (рис. 3.24) дозволив зробити висновок, що при зменшенні ширини РК на виході вектор руху потоку на вході у внутрішній канал відводу майже не змінився, проте він дещо відхилився на вході у зовнішній канал відводу.

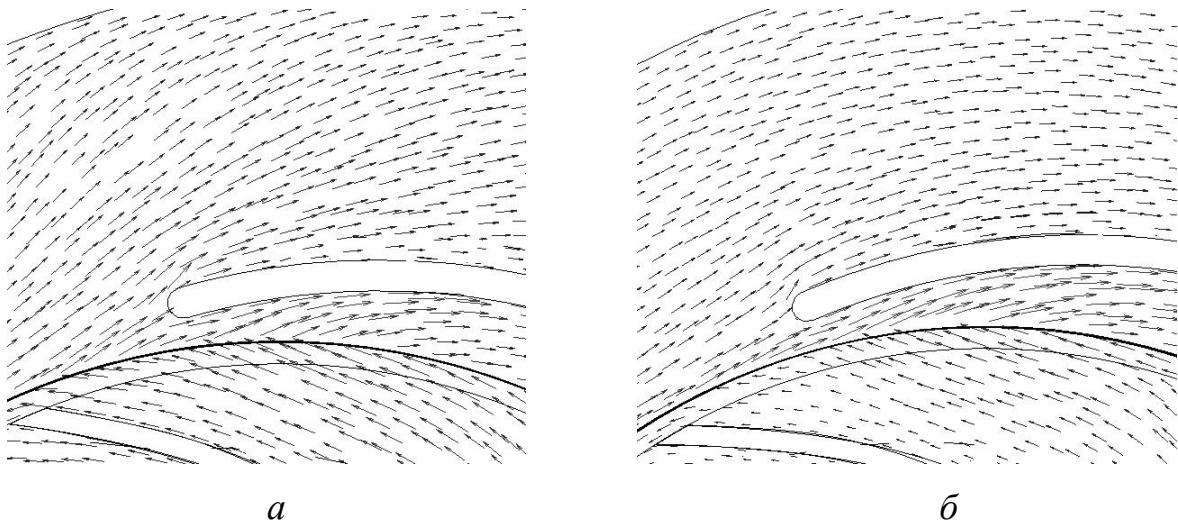


Рисунок 3.24 – Вектори швидкості натікання потоку на язик відводу у насосі Д 3200-75-2 з: (а) – РК № 3; (б) – РК № 1

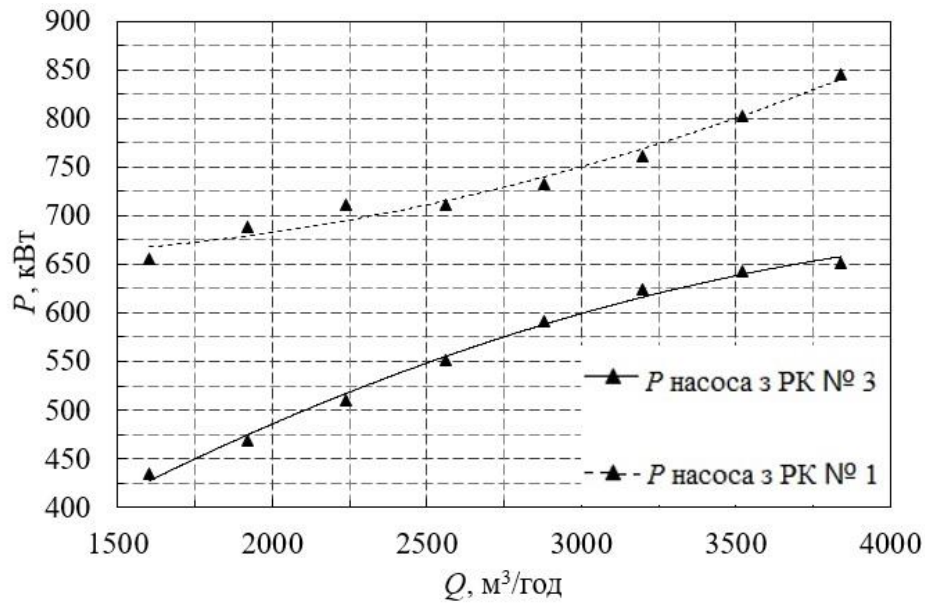


Рисунок 3.25 – Характеристика потужності насоса Д 3200-75-2 з базовим та модифікованим робочими колесами

Рівняння регресії характеристик потужності отримано за допомогою ПЕОМ методом найменших квадратів з коефіцієнтом детермінованості $R^2 = 0,99$.

Для характеристики потужності насоса з РК № 1:

$$P = 21,7 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2 + 0,04 \cdot Q + 677,73. \quad (3.23)$$

Для характеристики потужності насоса з РК № 3:

$$P = -23,8 \cdot 10^{-6} \cdot Q^2 + 0,23 \cdot 10^{-3} \cdot Q + 115,86. \quad (3.24)$$

Як видно з рис. 3.25, потужність насоса з вузьким робочим колесом очікувано менша за потужність насоса з оригінальним робочим колесом. Проте, цікавим є той факт, що тенденція до зниження потужності після певного значення подачі спостерігається і при дослідженні насосів, як і при дослідженні робочих коліс, як самостійних органів. З огляду на рівняння

3.23 та 3.24 очевидним є, що права частина кривої, яка характеризує потужність насоса з РК № 1, є монотонно зростаючою, на що вказує знак «+» перед першим членом рівняння 3.23, у той час як права частина кривої, що характеризує потужність насоса з РК № 3, є монотонно спадаючою, на що вказує знак «-» перед першим членом рівняння 3.24.

Отже, узагальнюючи отримані результати, можна зробити висновок, що використання змінного звуженого на виході робочого колеса при модернізації насоса Д 3200-75-2 забезпечує підвищене значення ККД при зменшенні споживаної потужності.

Для визначення впливу на крутизну напірної характеристики насоса інших елементів його проточної частини, проведено порівняння результатів дослідження насосів та робочих коліс, як самостійних органів. На рис. 3.26 зображені напірні характеристики робочих коліс (пунктирна лінія) і напірні характеристики насосів (суцільна лінія).

Виконані розрахунки показують, що значення крутизни напірної характеристики насоса і робочого колеса відрізняються, при цьому крутизна напірної характеристики насоса менша за крутизну напірної характеристики робочого колеса.

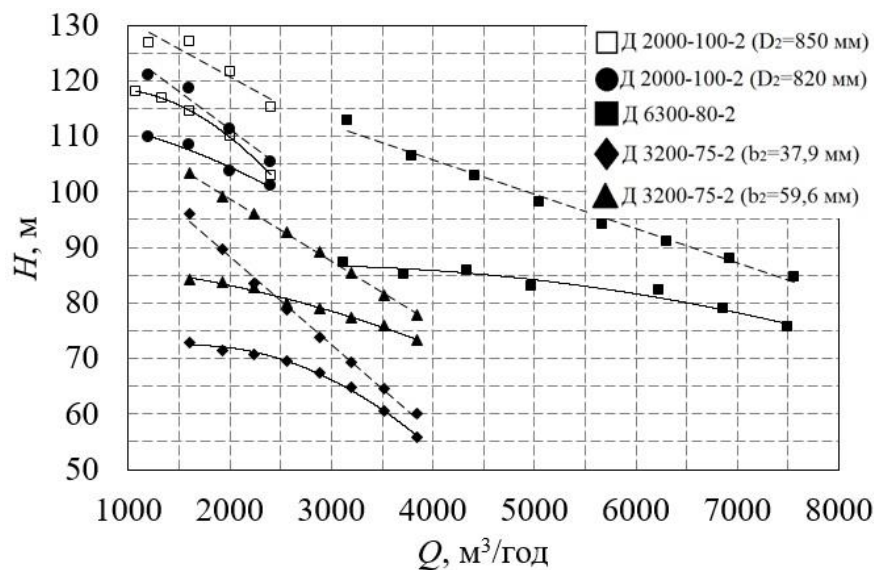


Рисунок 3.26 – Порівняння крутизни напірних характеристик насосів та робочих коліс

Загальна закономірність зміни крутизни напірної характеристики насоса відповідає закономірності $K=f(b_2/D_2)$ робочого колеса і відрізняється числовим значенням, яке має бути враховане через відповідний коефіцієнт Δ у формулі (3.25):

$$K = \Delta \cdot K_{PK}, \quad (3.25)$$

Де K_{PK} – крутизна напірної характеристики робочого колеса.

3.6. Висновки до розділу 3

1. Результати проведених досліджень підтверджують відомі закономірності щодо впливу ширини робочого колеса на напірну та енергетичну характеристики його роботи.

2. Встановлено, що зі зменшенням відносної ширини робочого колеса b_2/D_2 , функція характеристики потужності зменшує швидкість зростання, а при деякому її значенні потужність починає зменшуватися у діапазоні подач більших за $Q_{розр}$. Так для робочого колеса з $n_s = 85$ потужність починає знижуватися при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,04; для робочого колеса з $n_s = 115$ – при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,065; для робочого колеса з $n_s = 125$ – при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,08; для робочого колеса з $n_s = 160$ – при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,12, що має бути враховано при проектуванні змінних коліс.

3. Картини течії, які спостерігаються при зміні кута нахилу лопаті на виході з робочого колеса та його ширини на виході, якісно є схожими.

4. Отримано математичні вирази залежності крутизни напірної характеристики від відносної ширини робочого колеса та безпосередньо від його ширини на виході, за умови незмінності інших геометричних параметрів елементів РК. У них числові коефіцієнти залежать від

конструктивних особливостей робочого колеса і відрізняються для кожного діапазону зміни коефіцієнту швидкохідності.

5. Результати числового дослідження роботи насоса Д 3200-75-2 з базовим та модифікованим робочими колесами ($b_2 = 59,6$ мм та $b_2 = 37,9$ мм відповідно) вказують, що використання змінного РК, ширина на виході якого зменшена відносно базової, при модернізації насоса призводить до зменшення гідравлічних втрат у робочому колесі завдяки усуненню зон відривів потоку та вихроутворення і сприяє більш рівномірному виходу потоку з нього та вході у спіральний двозавитковий відвід. Це, у свою чергу, призводить до підвищення ККД насоса у цілому. При цьому потужність насоса з більш вузьким РК на виході менша за потужність насоса базової комплектації, що значно підвищує привабливість застосування такого виду модернізації насосного агрегату.

6. Результати дослідження показують, що крутизна напірної характеристики насоса менша за крутизну напірної характеристики робочого колеса. Цей факт необхідно враховувати при проектуванні робочого колеса з напередвизначеною крутизною напірної характеристики.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ НАСОСНОЇ СТАНЦІЇ З НАСОСАМИ ТИПУ Д

Фізичний експеримент проводився на насосній станції № 2 Власівського водозабору комунального підприємства «Кременчукводоканал» м. Кременчук. Обстеження проводилось згідно «Методики енергетичного обстеження систем водопостачання промислових та комунальних підприємств» [70, 71].

4.1. Опис насосної станції № 2 Власівського водозабору КП «Кременчукводоканал»

КП "Кременчукводоканал" – підприємство, що здійснює водопостачання і водовідведення другого за величиною міста Полтавської області – Кременчука, де проживає понад 200 000 чоловік, а також декількох невеликих населених пунктів, розташованих навколо міста. Об'єктами водопостачання є житлові будинки, промислові підприємства, об'єкти соціальної інфраструктури та інші. Основним джерелом водопостачання є води р. Дніпро з Кременчуцького водосховища.

У роботі підприємства задіяно дві насосні станції першого підйому, водоочисні споруди потужністю 150 000 м³ на добу, два комплекси каналізаційних очисних споруд Лівобережжя і Правобережжя загальною потужністю 140 000 м³ на добу, двадцять шість станцій перекачування стоків, сім підвищувальних насосних станцій, шість резервуарів питної води. Річний забір води на потреби міста складає 49 млн м³. Доля споживання електричної енергії насосними агрегатами підприємства становить 94 % загального енергоспоживання [72].

Насосна станція № 2 (рис.4.1) слугує для подачі технічної води на водоочисну насосну станцію, що живить міську водопровідну мережу. У своєму складі має декілька насосних агрегатів: Д 1250-65 – 2 шт. (н/а № 2, н/а № 2а), Д 3200-75-2 – 1 шт. (н/а № 4), Д 4000-95-2 – 2 шт (н/а № 1, н/а № 3). Зважаючи на режими водоспоживання споживачами міста, необхідна подача води задовольняється насосними агрегатами Д 3200-75-2 та Д 4000-95-2, що працюють у режимі паралельної або відокремленої роботи. У періоди максимального водоспоживання необхідна сумарна подача насосної станції становить $Q = 7500 \text{ м}^3/\text{год}$ при напорі на виході з неї $H = 56 \text{ м}$.

Підвищення енергоефективності роботи насосної станції проведено шляхом узгодження напірних характеристик насосів для їх паралельної роботи. За результатами дослідження роботи насосної станції, доцільним варіантом її модернізації прийнято модернізацію насоса Д 3200-75-2 шляхом проектування нового робочого колеса насоса та заміни ним базового. При проектуванні взято до уваги параметри функціонування мережі та насосного агрегату Д 4000-95-2.

Найбільш доцільним варіантом його модернізації була зміна геометрії проточної частини робочого колеса зі збереженням приєднувальних розмірів на валу ротора насоса і ущільнювальних поясів. Геометрія проточної частини корпусних деталей не змінювалася. Електродвигун при проведенні модернізації не знімався з фундаменту і корпус насоса також.

Робочу точку кожного з насосів за загальною сумарною витратою насосної станції визначено виходячи з потреб мережі та необхідного напору. При цьому важливим було забезпечити необхідну крутизну напірної характеристики насоса Д 3200-75-2. Таку модернізацію проведено шляхом зміни ширини робочого колеса на виході до величини 37,9 мм.

Ефективність модернізації визначено порівнянням результатів експериментального дослідження функціонування насосів до та після модернізації.

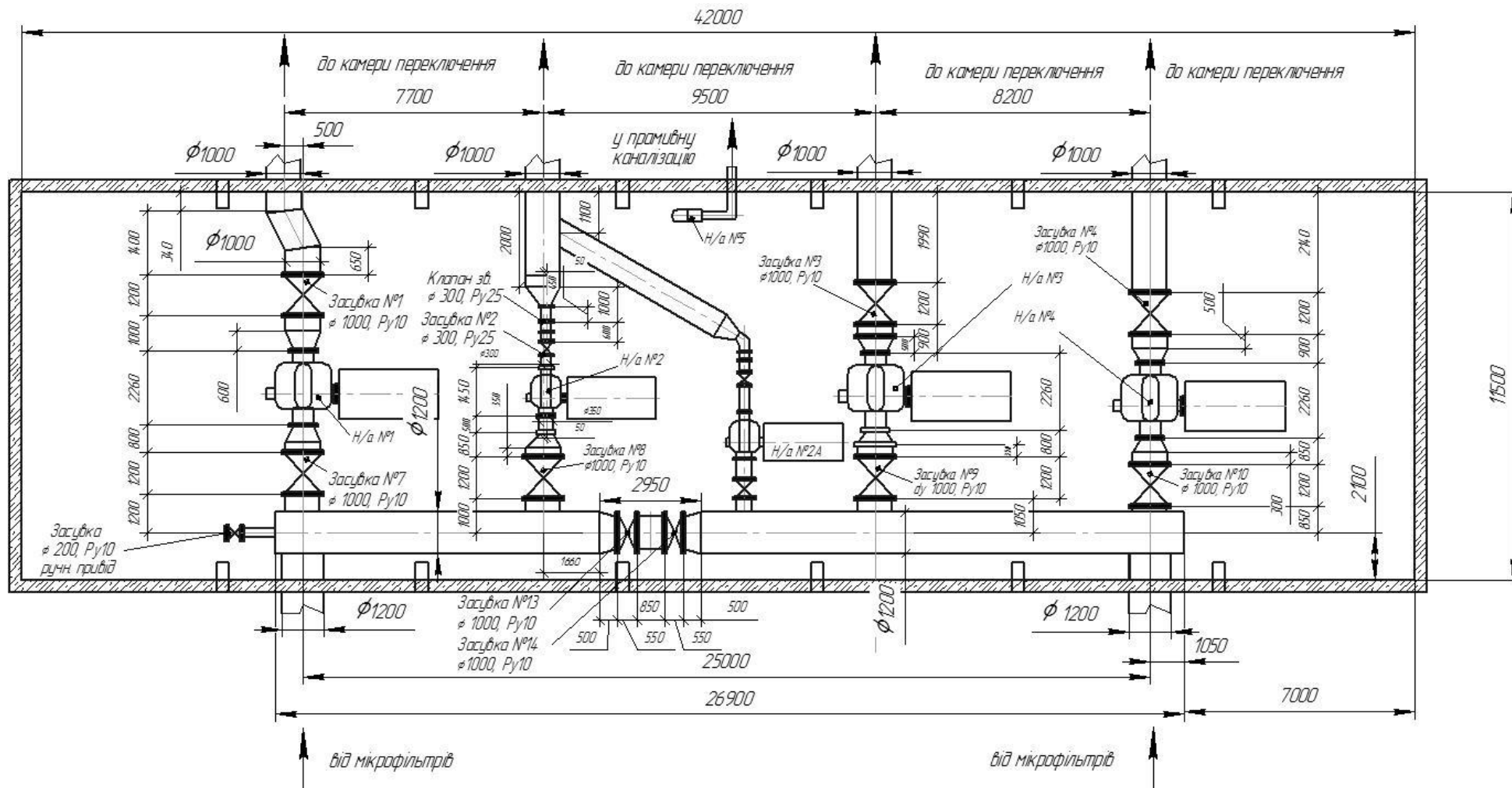


Рисунок 4.1 – Схема розміщення обладнання на насосній станції насосної станції № 2

Власівського водозабору КП «Кременчукводоканал»

4.2. Алгоритм проведення експериментальних досліджень і засоби вимірювання

Типова схема проведення експериментального дослідження на місці експлуатації представлена на рис. 4.2.

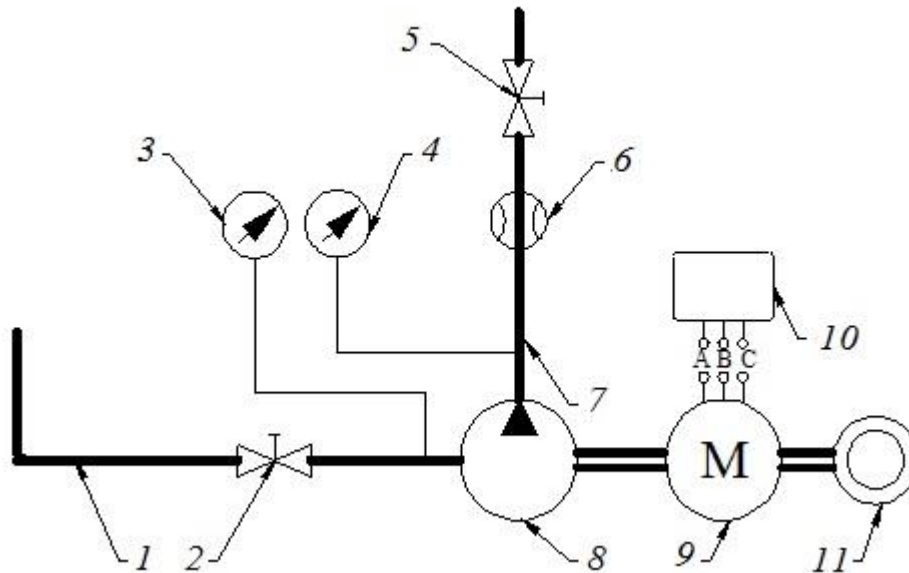


Рисунок 4.2 – Типова схема проведення експериментального дослідження на місці експлуатації: 1 – всмоктуючий трубопровід, 2 – засувка, 3 – мановакуумметр, 4 – манометр, 5 – засувка, 6 – витратомірний пристрій, 7 – напірний трубопровід, 8 – відцентровий насос, що досліджується, 9 – електродвигун змінного струму, 10 – прилад виміру потужності, 11 – тахометр

Рідина (технічна вода) надходить по всмоктувальному трубопроводу 1 у ВЦН 8, а з насоса – до водоочисних споруд по напірному трубопроводу 7 та зовнішній мережі. Засувка 2 на всмоктуючому трубопроводі використовується для заповнення насоса рідиною перед його пуском, засувка 5 при штатній роботі насосного агрегату не використовується (постійно перебуває у відкритому стані). Насос працює від асинхронного електродвигуна змінного струму 9, робоча потужність якого вимірюється ватметром переносного вимірювального комплексу К-50. Мановакуумметр

3 і манометр 4 застосовуються для виміру тиску на вході та виході насоса відповідно.

Обсяги подачі технічної води насосом до очисних споруд вимірювалися ультразвуковим портативним витратоміром-лічильником типу УРСВ та штатною метрологічною системою насосної станції.

До переліку вимірювальних приладів входили:

- ультразвуковий витратомір УРСВ «Взлет ПР», для виміру подачі насоса, чутливість по швидкості потоку 0,01 м/с, з межами вимірювання 0,01 – 13 м/с;
- тахометр електронний, клас точності 0,1, для вимірювання частоти обертання валу досліджуваного насосного агрегату;
- мановакуумметр класу точності 1,5 з межами вимірювання від -0,1 до +0,3 МПа – для контролю тиску на вході насоса;
- вимірювальний комплекс К-50, для вимірювання робочої електричної потужності, клас точності 1,5;
- манометр класу точності 1,5 з межами вимірювання о 0 до +1 МПа – для контролю тиску на виході з насоса;
- термометр ртутний з поділками 0,1°C – для вимірювання температури води, клас точності 0,4, з межею вимірювання від 0 до 50 °С.

Усі засоби вимірювання пройшли необхідну атестацію і перевірку у встановленому порядку у Кременчуцькій філії державного підприємства «Полтавастандартметрологія». Вимірювальна апаратура забезпечувала можливість зняття енергетичних характеристик досліджуваного насоса у відповідності до [73].

4.3. Методика проведення експериментального дослідження

Визначення основних показників роботи НА проводилося згідно з [73].

Напір насоса визначено за формулою:

$$H = 0,102 \cdot \frac{P_{M2} - P_{M1}}{\rho} + 0,0827 \cdot Q^2 \cdot \left(\frac{1}{d_2^4} - \frac{1}{d_1^4} \right) + (z_{M2} - z_{M1}), \quad (4.1)$$

де p_{M1} та p_{M2} – показання приладів 3 та 4 (зі своїм знаком), на вході і виході з насоса відповідно, Па;

ρ – густина рідини, що перекачується, кг/м³;

d_1 та d_2 – внутрішні діаметри всмоктувального та напірного трубопроводів відповідно у місцях виміру тиску, м;

z_{M1} та z_{M2} – вертикальні відмітки положення приладів 3 та 4, з'єднаних з входом і виходом насоса відповідно, відносно осі всмоктувального патрубку, м.

Робочу електричну потужність визначено за показами ватметра вимірювального комплексу К-50.

Робоче навантаження електричної мережі визначено як суму потужностей кожної фази приводного двигуна:

$$N_e = N_A + N_B + N_C. \quad (4.2)$$

Потужність насоса визначено за формулою:

$$N = N_e \cdot \eta_{\text{де}}, \quad (4.3)$$

де $\eta_{\text{де}}$ – ККД електродвигуна (паспортне значення), яке визначається за наведеною у його паспорті залежністю $\eta_{\text{де}} = f(N_e)$.

ККД насоса визначено за формулою:

$$\eta = 0,981 \cdot \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{N}. \quad (4.4)$$

4.4. Оцінка похибок результатів вимірювань

На результати експериментальних досліджень неминуче впливають фактори різного походження, отже, обов'язковим є оцінка точності виміряних величин. Виходячи з [74] можна зробити висновок, що при експериментальному дослідженні ВЦН визначальними є систематичні помилки. Розрахунок похибок результатів вимірювань проводився відповідно до [73].

Відносну граничну похибку визначення частоти обертання знайдено за формулою:

$$\delta n = \frac{\Delta n}{n}, \quad (4.5)$$

де Δn – абсолютна похибка виміру частоти обертання ($\Delta n = 4$ об/хв);

n – номінальне значення частоти обертання валу електродвигуна, об/хв.

Відносну граничну похибку визначення витрати при відомій частоті обертання валу електродвигуна розраховано за формулою:

$$\Delta Q = \sqrt{(\delta Q)^2 + (\delta n)^2}, \quad (4.6)$$

де δQ – відносна гранична похибка визначення витрати.

Відносну граничну похибку вимірювання подачі при використанні ультразвукового витратоміра підраховано за залежністю, отриманою відповідно [75]:

$$\delta Q = \sqrt{0,25 \cdot (\delta V)^2 + \frac{D^2}{(D - 2 \cdot s)^2} \cdot \delta D^2 + \frac{4 \cdot s}{(D - 2 \cdot s)^2} \cdot \delta s^2}, \quad (4.7)$$

де D , s – зовнішній діаметр та товщина стінки трубопроводу у місці розташування датчиків витратоміра;

δV – відносна гранична похибка вимірювання середньої швидкості потоку [76];

δD – відносна гранична похибка вимірювання зовнішнього діаметру трубопроводу;

δs – відносна гранична похибка вимірювання товщини стінки трубопроводу за допомогою ультразвукового товщиноміру [77];

Відносну граничну похибку визначення напору при відомій частоті обертання валу електродвигуна розраховано за формулою:

$$\Delta H = \sqrt{(\delta H)^2 + 4 \cdot (\delta n)^2}, \quad (4.8)$$

де δH – відносна гранична похибка визначення напору.

$$\delta H = \left[\left(\frac{1}{\rho g H} \right)^2 \left[(\delta_{p_{M_2}} \cdot p_{M_2})^2 + (\delta_{p_{M_1}} \cdot p_{M_1})^2 \right] + \delta Q^2 \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2gH} \right)^2 + \left(\frac{\pi}{2gH} \right)^2 (\delta d_1^2 \cdot V_1^4 + \delta d_2^2 \cdot V_2^4) + \delta \rho^2 + \delta z^2 \left(\frac{z_{M_2} - z_{M_1}}{H} \right)^2 \right]^{0.5}, \quad (4.9)$$

де δp_{M_2} та δp_{M_1} – відносні граничні похибки приладів виміру тиску в місцях відбору;

p_{M_2} та p_{M_1} – покази приладів виміру тиску;

δd_1 та δd_2 – відносні похибки виміру розмірів перерізів у місцях відбору;

$\delta \rho$ – відносна гранична похибка визначення густини рідини;

δz – відносна гранична похибка виміру відстані по вертикалі між приладами виміру тиску;

$(z_{M_2} - z_{M_1})$ – відстані по вертикалі між приладами виміру тиску.

Відповідно відносні граничні похибки виміру тиску на вході і виході з

насоса визначено як:

$$\delta P_{M1} = \delta_{np} \cdot \frac{P_{np.1}}{P_{M1}}, \quad (4.10)$$

$$\delta P_{M2} = \delta_{np} \cdot \frac{P_{np.2}}{P_{M2}}, \quad (4.11)$$

де δ_{np} – клас точності приладу;

$P_{np.1}, P_{np.2}$ – межа виміру шкали приладу, поділки.

Відносну граничну похибку визначення потужності на валу насоса при відомій частоті його обертання розраховувано за формулою:

$$\sigma N = \sqrt{(\delta N_e)^2 + (\delta \eta_{e\delta})^2 + 9 \times (\delta n)^2}, \quad (4.12)$$

де δN_e – відносна гранична похибка виміру електричної потужності ($\delta N_e = 0,015$ при $N_e < 25$ кВт; $\delta N_e = 0,01$ при 25 кВт $< N_e < 250$ кВт; $\delta N_e = 0,008$ при $N_e > 250$ кВт);

$\delta \eta_{e\delta}$ – відносна гранична похибка визначення ККД електродвигуна ($\delta \eta_{e\delta} = 0,003$).

Відносну граничну похибку визначення ККД насоса знайдено за формулою:

$$\sigma \eta = \sqrt{(\sigma N)^2 + (\sigma H)^2 + (\sigma Q)^2}, \quad (4.13)$$

Граничні відносні похибки вимірювань на кожному об'єкті не перевищували допустимі граничні похибки за ГОСТ 6134-2007 для експлуатаційних випробувань (табл.4.1).

Таблиця 4.1 – Допустимі граничні похибки для експлуатаційних

випробувань (по другому класу)

Найменування параметру	Допустимі похибки згідно ГОСТ 6134-87, %
Подача	±3,5
Напір	±3,5
Потужність	±4,0
ККД	±6.4
Частота обертання	±2,0

4.5. Результати експериментального дослідження та їх аналіз

Результати експериментального дослідження насоса Д 400-95-2 та насоса Д 3200-75-2 до та після проведення його модернізації представлені у таблиці 4.2, 4.3 та 4.4 відповідно.

Отримані результати дозволили побудувати напірну та енергетичну характеристики, також характеристику потужності досліджуваних насосів (рис. 4.3 та рис. 4.4).

Результати випробувань насосів до та після проведення модернізації підтверджують правильність вибору способу модернізації – застосування змінного робочого колеса, спроектованого зі зменшеним значенням його ширини на виході.

Таблиця 4.2 – Результати експериментального випробування насоса Д 4000-95-2

Витрата, м ³ /год	Напір, м	Потужність, кВт	ККД, %
2024,3	67,56	559,51	63,5
2227,5	66,71	578,98	67,7
2564,8	65,05	609,81	73,5
2811,3	63,64	631,16	76,9
3051,1	62,10	650,98	79,7
3193,5	61,11	662,29	80,9
3521,9	58,61	687,13	83,0
3805,9	56,20	707,19	83,8

Продовження табл. 4.2.

Витрата, м ³ /год	Напір, м	Потужність, кВт	ККД, %
4000,0	54,42	720,13	83,85
4193,5	52,55	732,42	83,3
4533,4	49,01	752,52	81,5
4799,2	46,01	766,92	79,1
4989,7	43,74	776,53	76,9

Таблиця 4.3 – Результати експериментального випробування насоса Д 3200-75-2 до проведення його модернізації

Витрата, м ³ /год	Напір, м	Потужність, кВт	ККД, %
1694,1	87,61	558,13	72,3
1882,4	87,15	587,38	75,9
2070,6	86,54	617,17	78,9
2258,8	85,78	648,01	81,3
2447,1	84,61	675,18	83,4
2635,3	83,21	701,94	84,9
2823,5	81,46	727,91	85,9
3011,8	79,75	753,36	86,7
3200,0	78,07	778,25	87,3
3388,2	76,44	802,78	87,7
3576,5	74,70	826,17	87,9
3764,7	72,86	849,02	87,9

Таблиця 4.4 – Результати експериментального випробування насоса Д 3200-75-2 після проведення його модернізації

Витрата, м ³ /год	Напір, м	Потужність, кВт	ККД, %
1694,1	72,24	441,31	75,3
1882,4	72,03	469,05	78,7
2070,6	71,57	495,09	81,6
2258,8	70,88	519,44	84,2
2447,1	69,95	542,12	86,3
2635,3	68,77	563,10	88,1
2823,5	67,35	582,39	89,4
3011,8	65,70	600,00	90,2
3200,0	63,80	615,92	90,7
3388,2	61,66	630,16	90,8
3576,5	59,28	642,71	90,4
3764,7	56,66	653,57	89,6

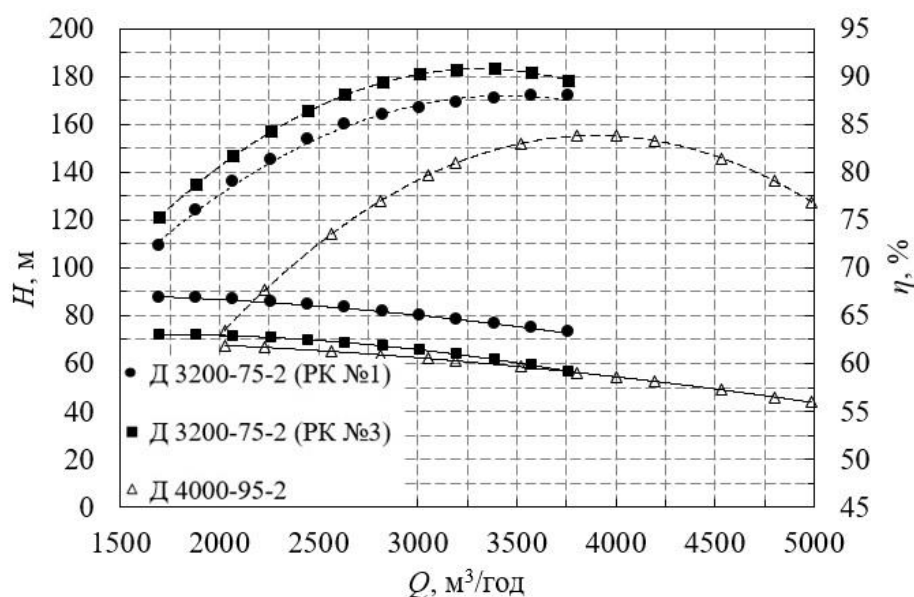


Рисунок 4.3 – Напірні (суцільні лінії) та енергетичні (пунктирні лінії) характеристики насоса Д 3200-75-2 до (з РК № 1) та після (з РК № 3) модернізації та насоса Д 4000-95-2 ($D_2 = 695$ мм)

Як видно з рис. 4.3, нова напірна характеристика насоса Д 3200-75-2 перетинає напірну характеристику насоса Д 4000-95-2 у точці, в якій напір H приблизно дорівнює 56 м, а подача $Q = 3750 \dots 3800$ м³/год. За таких умов, при паралельній роботі насосних агрегатів та існуючій характеристиці мережі подача насосної станції становить близько 7500 м³/год.

При модернізації робочого колеса насоса Д 3200-75-2 шляхом зменшення його зовнішнього діаметра крутизна напірної характеристики майже не змінюється (за виключенням діапазону подач, більших за номінальні – у діапазоні перевантаження), тому значення напорів насосів Д 4000-95-2 та Д 3200-75-2 мали б зрівнятися у діапазоні подач більших за необхідні. За рахунок зміни ширини РК на виході змінено крутизну напірної характеристики насоса Д 3200-75-2 (збільшено до 13,5 %), і точку перетину зміщено у зону визначеного діапазону подач. Завдяки цьому проведено узгодження напірних характеристик насосів для їх сумісної паралельної роботи на мережу.

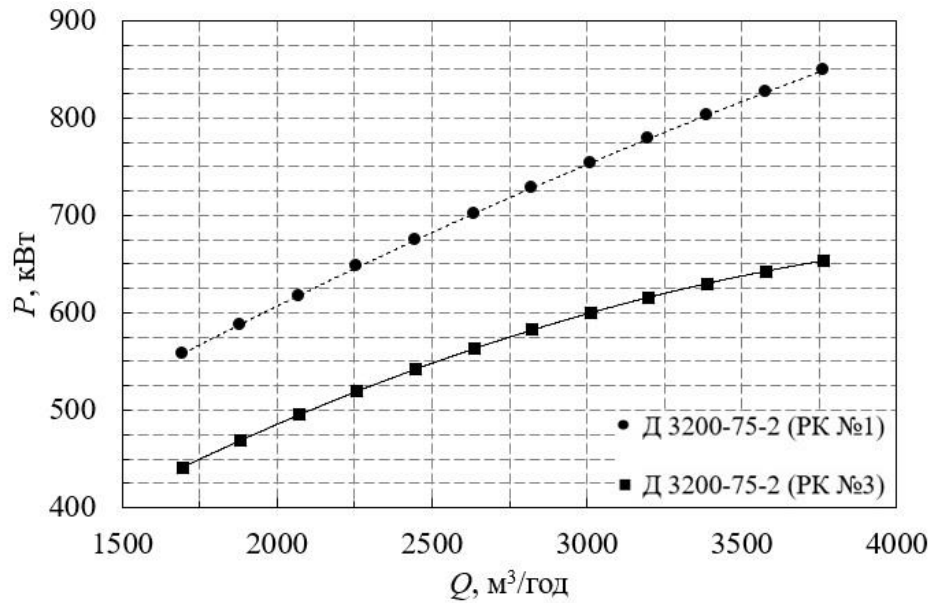


Рисунок 4.4 – Характеристики потужності насоса Д 3200-75-2 до (з РК № 1) та після (з РК № 3) модернізації

Результати експериментального дослідження насоса Д 3200-75-2 з РК № 1 ($b_2 = 59,6$ мм) та РК № 3 ($b_2 = 37,9$ мм) підтвердили дані, отримані при проведенні числового експерименту, щодо підвищення ККД насоса та зменшення потужності робочого процесу зі зменшенням ширини РК на виході.

Згідно [78] оцінювання енергоефективності роботи насосних агрегатів доцільно проводити за показником питомих витрат електроенергії на перекачування 1 м^3 рідини при роботі агрегату на i -му режимі (з подачею Q_i). Цей показник p_i розраховується як:

$$p_i = \frac{P_i}{Q_i}, \quad (4.14)$$

де P_i – робоча потужність насосного агрегату при роботі на i -му режимі.

Зазначений показник застосовано у дисертаційній роботі для оцінювання прогнозованих за варіантами модернізації та досягнутих результатів проведеної модернізації насосного агрегату. Згідно проведених

розрахунків та фактично отриманих результатів випробувань, розрахункові питомі витрати електроенергії модернізованого насоса шляхом зміни D_2 робочого колеса мають становити $0,19 \text{ кВт/м}^3$, а при зміні значення b_2 - $0,167 \text{ кВт/м}^3$. Фактичні питомі витрати електроенергії модернізованого насоса становлять $0,174 \text{ кВт/м}^3$, що майже на 8 % менше розрахункових питомих витрат за варіантом модернізації робочого колеса зміною D_2

Отже, результатами експериментальних досліджень підтверджено положення роботи щодо доцільності модернізації насосних агрегатів шляхом використання змінного робочого колеса зі зменшеним значенням його ширини на виході. Використання такого робочого колеса дозволяє отримати прогнозоване збільшення значення крутизни напірної характеристики без зниження ККД насосного агрегату та підвищення енергоефективності його робочого процесу у визначеному діапазоні подач.

4.6. Висновки до розділу 4

1. Побудовані за результатами числового експерименту та експериментального дослідження напірні та енергетичні характеристики насосів Д 4000-95-2 та Д 3200-75-2 насосної станції, показали, що модернізація насоса Д 3200-75-2 шляхом встановлення робочого колеса з $b_2 = 37,9 \text{ мм}$ сприяло підвищенню ККД насоса та зменшенню його потужності.

2. Порівняння двох способів модернізації насоса (зміна зовнішнього діаметра РК та зміна ширини РК на виході), яке проводилося за розрахунковими та фактичними показниками питомих витрат електроенергії на перекачування 1 м^3 рідини p_i , показало, що енергоефективність функціонування насосного агрегату, модернізованого шляхом заміни робочого колеса з $b_2 = 37,9 \text{ мм}$, вище майже на 8 % у порівнянні з розрахунковими показниками варіанту модернізації робочого колеса зміною D_2 .

3. Аналіз похибок вимірювань при проведенні фізичного експерименту показує, що похибки вимірювань величин подачі, напору, потужності та ККД не перевищують допустимих меж.

4. Результатами експериментальних досліджень підтверджено положення роботи щодо доцільності модернізації насосних агрегатів шляхом використання змінного робочого колеса зі зменшеним значенням його ширини на виході. Використання такого робочого колеса дозволяє отримати прогнозоване збільшення значення крутизни напірної характеристики без зниження ККД насосного агрегату та підвищення енергоефективності його робочого процесу у визначеному діапазоні подач.

РОЗДІЛ 5

МЕТОДИКА ПРИЙНЯТТЯ РІШЕННЯ ЩОДО МОДЕРНІЗАЦІЇ НАСОСНОЇ СТАНЦІЇ ВОДОПОСТАЧАННЯ З МЕТОЮ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ЇЇ ФУНКЦІОНУВАННЯ

5.1. Методи прийняття рішення про модернізацію насосної станції водопостачання

Насосна станція – це комплекс елементів і устаткування, що забезпечує піднімання та переміщення рідини в системах водопостачання і водовідведення. До складу обладнання насосних станцій входять:

- основне устаткування (насоси та приводні двигуни);
- механічне устаткування (підйомно-транспортне обладнання та інше);
- допоміжне устаткування (трубопроводи і комунікації, системи технічного водопостачання, дренажно-осушувальна система, система маслозабезпечення, система пневматичного господарства, вакуум-система, контрольно-вимірювальні прилади і система автоматики, електричне устаткування, санітарно-технічне й протипожежне устаткування).

Як бачимо, велика кількість устаткування, що входить до складу насосної станції робить її технічною системою зі складними зв'язками, у якій відбувається перетворення енергії з одного виду в інший. До того ж, насосні станції характеризуються великою кількістю робочих станів як кожного елементу, так і системи в цілому. До вирішення проблем, які виникають при експлуатації насосних станцій, як і будь-якої іншої складної системи, необхідно підходити комплексно. Такий підхід передбачається системним аналізом [79].

Згідно з Р. Акоффом [80] не дивлячись на безмежну кількість та різноманіття проблем, способів їх вирішення усього чотири:

1. Невтручання (absolution). Такий спосіб вирішення проблеми обирається у розрахунку на те, що природній хід подій призведе до вирішення цієї самої проблеми. Необхідною також є умова, що будь-яке інше запропоноване втручання приведе до гірших результатів, ніж невтручання.

2. Часткове втручання (resolution) – дія, яка частково послаблює гостроту проблеми, але не усуває її повністю. Зазвичай цей спосіб застосовується при дефіциті ресурсів.

3. Оптимальне рішення (solution) – найкраще рішення в даних умовах. Самі ж умови визначаються обраними критеріями, відносно яких і визначається, яке ж рішення є оптимальним. Зрозуміло, що варіант, найкращий по одному критерію, не обов'язково буде найкращим за іншим критерієм.

4. Абсолютне рішення (dissolution). Цим терміном позначається втручання, що закінчується повним зникненням проблеми і не появою нових. Істотна відмінність між третім і четвертим способами полягає у тому, що «оптимальне рішення» – це найкраще рішення у даних умовах, натомість «абсолютне рішення» розглядає обмеження і умови як такі, що можуть бути змінені з метою пошуку нових, неприпустимих раніше варіантів, серед яких можуть бути набагато більш ефективні, ніж раніше оптимальні.

Пристосовуючи дану теорію системного аналізу до систем водопостачання, стає очевидним, що метод «невтручання» не може бути застосований до вирішення проблем у системах промислового та питного водопостачання взагалі. Через невтручання у роботу цих систем можливі будь-які ситуації: від тривалої неекономічної роботи насосної станції до виходу з ладу важливих елементів та вузлів, що може призвести до припинення задоволення потреб споживачів або до техногенної катастрофи.

«Часткове втручання» є методом, який так чи інакше часто використовується при вирішенні проблем у системах водопостачання. Так, наприклад, при зміні режиму водоспоживання, що невідворотно

трапляється при водопостачанні у містах та селах побутових споживачів, часто застосовують дросельне регулювання, що, звичайно, вирішує проблему подачі води до споживача з необхідними параметрами, проте створює нову – проблему неефективної роботи насосних агрегатів на насосній станції.

Як зазначено вище, при третьому методі рішення проблеми оптимальне рішення обирають за обраним критерієм. На приклад, традиційно у насособудуванні таким критерієм виступає коефіцієнт корисної дії (ККД) насоса, при цьому значення крутизни такого насоса може не відповідати обраному способу регулювання тощо. Однак, порівняння лише за обраним критерієм недостатньо для визначення рішення як оптимального. Невід'ємною частиною поняття оптимальності є залежність результату вибору від конкретних обмежень в даному випадку. При одному і тому ж критерію якості вибір з одного і того ж переліку альтернатив при різних обмеженнях в загальному випадку буде різним. Скажімо, насоси Д 6300-80-2 та Д 2000-100 виробництва ПАТ «Сумський завод «НАСОСЕНЕРГОМАШ» мають ККД 89 % та 80 % на оптимальному режимі відповідно. З огляду на обраний критерій якості – ККД – кращим є насос Д 6300-80-2, проте, якщо на функціонування насосного агрегату накладені обмеження, скажімо необхідно забезпечити споживача водою в об'ємі 2000 м³/год та напором 100 м, то вибір цього насоса не буде оптимальним рішенням, таким буде вибір насоса Д 2000-100, незважаючи на те, що паспортний ККД у нього менше. Тобто, найкраще рішення за обраним критерієм, яке не відповідає накладеним обмеженням (умовам) не може бути втіленим.

Найкращим, проте не позбавленим недоліків, є метод «абсолютного рішення». При цьому методі параметри, які накладають обмеження при методі вирішення «оптимальне рішення» (параметри водоспоживання району, міста і т.д.), не являються константами, а за для знаходження найкращого рішення та попередження виникнення проблем у майбутньому

їх розглядають як такими, на які можна впливати. Наприклад: при модернізації насосної станції важливим є проведення енергоаудиту системи водорозподілення з метою уточнення фактичних параметрів її функціонування та резервів підвищення її ефективності через усунення витоків, неефективного споживання ресурсу і т.д.; модернізацію насосної станції при цьому вже необхідно буде проводити на параметри водоспоживання після модернізації самої системи водорозподілення.

Безперечним недоліком застосування методу «абсолютного рішення» є значні грошові витрати на проведення модернізації усіх елементів системи водопостачання, а не лише насосної станції (насоса).

З огляду на вищевикладене, бажаними способами вирішення проблем у системах водопостачання є методи «оптимального рішення» та «абсолютного рішення». Для ефективного використання цих двох способів, знання системи, що досліджується, є обов'язковим, що тягне за собою побудову її моделі.

5.2. Модель функціонування насосної станції з двома насосами типу Д при використанні ступеневого регулювання її подачі при змінному опорі мережі у часі

Як сказано у розділі 1, насосна станція і зовнішня мережа представляють собою єдину систему, рівноважний стан якої визначається матеріальним і енергетичним балансом. Це означає, що подача та напір, що створюються насосною станцією, у будь-який момент часу, повинні дорівнювати витраті та напору, які потребують споживачі даної мережі. Отже, представимо модель функціонування насосної станції з двома насосами типу Д при використанні ступеневого регулювання її подачі при змінному опорі мережі у часі математичними залежностями.

Характеристика мережі, як залежність між витратою рідини Q споживачами і напором H , який необхідний для забезпечення цієї витрати,

визначається за наступним рівнянням:

$$H = H_c + s_m Q^2, \quad (4.1)$$

де H_c – статичний напір, обумовлений різницею геодезичних відміток споживача і насосної станції водопостачання, причому $H_c = const$ для певної системи «насосна станція - споживач»;

s_m – коефіцієнт, що характеризує гідравлічний опір мережі.

Математичний вираз для визначення напору H , що створює насос у залежності від подачі Q_n , запишемо наступним чином:

$$H = H_T - s_n Q_n^2, \quad (4.2)$$

де s_n – коефіцієнт, що характеризує внутрішній гідравлічний опір насоса, а отже другий член рівняння визначає сумарні гідравлічні втрати відцентрового насоса, що пропорційні квадрату подачі насоса Q_n ;

H_T – теоретичний напір насоса з рівняння 3.1, який характеризує процес передачі енергії від робочого колеса насоса рідині.

Використовуючи рівняння 3.2 – 3.4, запишемо рівняння 3.1 для визначення теоретичного напору насоса у наступному вигляді:

$$H_T = k \cdot \frac{\left(\frac{\pi D_2 n}{60}\right)^2 - \frac{\pi D_2 n}{60} \cdot \frac{Q_n}{\pi D_2 b_2} \cdot ctg \beta_2}{g}. \quad (4.3)$$

При паралельній роботі насосів на одну мережу подача насосної станції становитиме суму подач окремих насосів при одному й тому ж значенні напору.

$$Q = \sum Q_{n.i}, \quad (4.4)$$

$$H = H_{н.і} = H_{н.і+1}, \quad (4.5)$$

де i – порядковий номер насосного агрегату.

Як зазначалося у першому розділі, на енергоефективність роботи паралельно працюючих насосів впливає крутизна напірної характеристики насоса. Отже, визначену раніше залежність крутизни напірної характеристики насоса (3.8 та 3.22) від ширини робочого колеса на виході необхідно врахувати у моделі роботи насосної станції.

Використавши рівняння 4.1 – 4.4 запишемо систему рівнянь моделі функціонування насосної станції з двома насосами типу Д при використанні ступеневого регулювання її подачі при змінному опорі мережі у часі та урахуванні крутизни їх напірної характеристики.

$$\left\{ \begin{array}{l} H = H_c + s_m Q^2; \\ Q_{н.і} + Q_{н.і+1} = Q; \\ H = k_i \cdot \frac{\left(\frac{\pi D_{2,i} n_i}{60}\right)^2 - \frac{\pi D_{2,i} n_i}{60} \cdot \frac{Q_{н.і}}{\pi D_{2,i} b_{2,i}} \cdot \text{ctg} \beta_{2,i}}{g} + s_{н.і} Q_{н.і}^2; \\ H = k_{i+1} \cdot \frac{\left(\frac{\pi D_{2,i+1} n_{i+1}}{60}\right)^2 - \frac{\pi D_{2,i+1} n_{i+1}}{60} \cdot \frac{Q_{н.і+1}}{\pi D_{2,i+1} b_{2,i+1}} \cdot \text{ctg} \beta_{2,i+1}}{g} - s_{н.і+1} Q_{н.і+1}^2; (5.6) \\ K_i = \Delta \cdot \left(a_i \cdot \left(\frac{b_{2,i}}{D_{2,i}} \right)^2 - b_i \cdot \frac{b_{2,i}}{D_{2,i}} + c_i \right); \\ K_{i+1} = \Delta \cdot \left(a_{i+1} \cdot \left(\frac{b_{2,i+1}}{D_{2,i+1}} \right)^2 - b_{i+1} \cdot \frac{b_{2,i+1}}{D_{2,i+1}} + c_{i+1} \right) \end{array} \right.$$

Як було сказано вище, при використанні методу «оптимальне рішення» на процес прийняття цього самого рішення накладаються певні умови (обмеження). Так, з огляду на модель функціонування насосної станції з

двома насосами типу Д при використанні ступеневого регулювання її подачі, незмінними умовами є параметри системи, а саме: напір H , значення якого визначається згідно ДБН В.2.5-64:2012 [81]; статичний напір (геометрична висота підйому рідини, яка залежить від рельєфу) H_c ; витрата води споживачами Q ; гідравлічний опір мережі, що характеризується коефіцієнтом s_m .

Отже, параметри, які ми можемо змінювати для досягнення оптимальної роботи насосної станції є параметрами роботи насосних агрегатів, вплив на які можливий шляхом повної заміни насоса (насосів) або ж шляхом їх модернізації.

При четвертому способі вирішення проблеми ми приймаємо, як сказано вище, що умови функціонування системи не є незмінними за для отримання найкращого рішення ми можемо їх змінювати, а отже параметри системи у даному випадку не являються константами. Так, ми можемо впливати на величину втрат у трубопроводі, зменшувати їх, усувати шляхом ремонту, заміни, оптимізації трубопроводів. Ми можемо впливати на витрату води, оптимізувавши її споживання і т. д. При цьому варіанті, пошук шляху підвищення енергоефективності насосної станції виходить за межі приміщення безпосередньо насосної станції, що дозволяє задіяти резерви до оптимізації системи далеко за її межами, аж до споживача.

5.3. Методика проектування робочого колеса двостороннього входу з напередвизначеною крутизною напірної характеристики

При обранні методу модернізації насосного агрегату шляхом використання змінного робочого колеса для існуючого корпусу насоса для забезпечення енергоефективного його функціонування при якісному забезпеченні потреб споживача, необхідно спроектувати робоче колесо з напередвизначеною крутизною напірної характеристики. Наразі такої методики не існує.

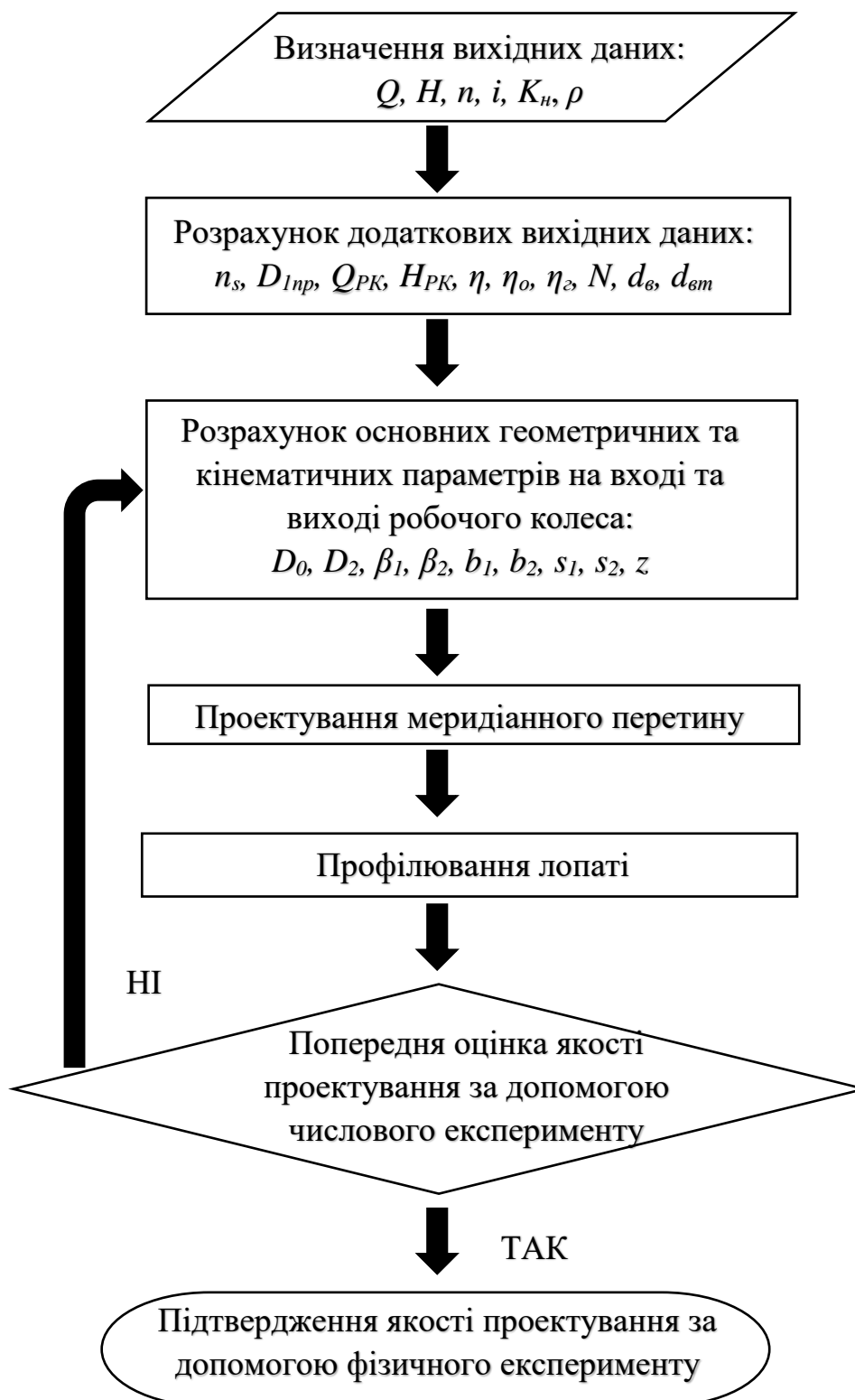


Рисунок. 5.1 – Блок-схема розрахунку робочого колеса

Розрахунок відцентрового робочого колеса складається з таких основних етапів:

- визначення додаткових вихідних даних для розрахунку;
- визначення основних геометричних параметрів;
- проектування меридіанного перетину;
- профілювання лопаті.

Докладно зупинятися на усіх етапах розрахунку робочого колеса не будемо, узагальнено вони представлені на рис. 5.1 (детально описані у [40]).

Отже, традиційно вихідними даними для розрахунку є подача насоса Q , напір насоса H , частота обертання n , кількість ступенів i та тип робочої рідини, що характеризується її густиною ρ . Для проектування робочого колеса з напередвизначеною крутизною напірної характеристики необхідно до цього переліку параметр K – значення крутизни напірної характеристики.

До додаткових вихідних даних відносяться: коефіцієнт швидкохідності n_s , приведений діаметр РК D_{1np} , подача Q_{PK} та теоретичний напір H_{PK} РК, повний η , об'ємний η_o та гідравлічний η_z ККД насоса, потужність насоса N , діаметр вала під РК d_v та діаметр втулки d_{em} . До основних геометричних параметрів відносять: діаметр вхідної воронки D_0 , зовнішній діаметр D_2 , ширина РК на вході b_1 та виході b_2 , кути нахилу лопаті на вході β_1 та виході β_2 РК, товщина лопаті на вході s_1 та виході s_2 , кількість лопатей z . До основних кінематичних параметрів відносять значення швидкості потоку на вході та виході РК. Усі ці параметри визначаються за загальновідомими залежностями [40], окрім значення ширини РК на виході b_2 . За результатами проведеного дослідження для розрахунку РК з напередвизначеним значенням крутизни напірної характеристики пропонується визначати значення b_2 з формули 3.25. Згідно проведених досліджень, коефіцієнт Δ у формулі 3.25, що враховує інтегральний вплив елементів проточної частини насосів на крутизну напірної характеристики, для насосів Д 2000-100-2, Д 6300-80-2, Д 3200-75-2 базової комплектації становить 60 – 75 %.

В іншому проектування РК відбувається за прийнятою методикою. Перевірка якості спроектованого робочого колеса попередньо проводиться за допомогою числового експерименту, при задовільних результатах виготовляється робоче колесо та проводиться його випробовування на стенді.

5.4. Висновки до розділу 5

1. Система водопостачання є технічно-складною системою, а тому для вирішення проблем, що виникають у ній необхідно використовувати методи системного аналізу для знаходження найбільш ефективного рішення.

2. У розділі обґрунтовано, що для вирішення проблем функціонування насосних станцій необхідно використовувати методи «оптимальне рішення» та «абсолютне рішення». При методі «оптимальне рішення» параметри мережі накладають обмеження на пошук оптимального рішення. При методі «абсолютне рішення» і параметри мережі, і параметри насосних агрегатів на насосній станції є такими, що можуть бути змінені для абсолютного вирішення проблеми та попередження виникнення нових у майбутньому.

3. З метою підвищення енергоефективності функціонування насосних станцій з насосами типу Д, модель функціонування насосної станції з двома насосами типу Д при використанні ступеневого регулювання її подачі доповнена залежністю крутизни напірної характеристики від ширини робочого колеса на виході для врахування цього параметру при виборі способу модернізації насосної групи на насосній станції.

4. Методику розрахунку робочого колеса насосів типу Д доповнено залежністю крутизни напірної характеристики насоса від ширини його робочого колеса на виході для проектування з напередвизначеною крутизною напірної характеристики насоса.

ВИСНОВКИ

У дисертації отримано нові науково обґрунтовані результати, що вирішують науково-практичну задачу – підвищення енергоефективності функціонування насосної станції з насосами типу Д шляхом заміни їх робочих коліс на нові спроектовані з напередвизначеною крутизною напірної характеристики. Основні наукові та практичні результати роботи полягають у наступному:

1. При аналізі проблем функціонування насосних станцій систем водопостачання встановлено, що основними серед них є вибір нераціонального способу регулювання їх подачі та неможливість організації «гнучкого» регулювання з використанням встановленого насосного обладнання. Аналіз попередніх досліджень показав, що ефективність обраного способу регулювання подачі насоса у значній мірі залежить від крутизни його характеристики, тому для організації енергоефективної роботи насосної станції за умови змінної подачі необхідно забезпечити відповідність напірних характеристик насосів обраному способу регулювання та їх відповідність між собою.

2. Раціональний діапазон зміни відносної ширини робочого колеса b_2/D_2 та крутизни напірної характеристики у межах зменшення ККД не більш ніж на 5 % від максимального значення для робочих коліс з $n_s = 85$ (насосів Д 3200-75-2 та Д 6300-80-2) становить 0,04 – 0,095 при цьому крутизна змінюється від 19 % до 51 %; для робочих коліс з $n_s = 115...125$ (насосів СЕ 2500-180 та СЕ 2500-180-8) – 0,045 – 0,095 при цьому крутизна змінюється у межах від 30 % до 90 %; для робочих коліс з $n_s = 160$ (насоса Д 6300-27-3) – 0,08 – 0,19 при зміні крутизни у межах від 35 % до 70 %.

3. Встановлено, що зі зменшенням відносної ширини b_2/D_2 досліджуваних робочих коліс, функція характеристики потужності зменшує

швидкість зростання, а при деякому її значенні потужність починає зменшуватися у діапазоні подач більших за $Q_{розр}$. Так, для робочого колеса з $n_s = 85$ потужність починає знижуватися при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,04; для робочого колеса з $n_s = 115$ – при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,065; для робочого колеса з $n_s = 125$ – при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,08; для робочого колеса з $n_s = 160$ – при зменшенні значення b_2/D_2 до 0,12, що має бути враховано при проектуванні змінних коліс. Зі збільшенням значення коефіцієнта швидкохідності робочого колеса відстежується тенденція спадання характеристики потужності при меншому значенні подачі.

4. Аналіз даних, отриманих при проведенні числового дослідження робочого процесу робочих коліс, дозволив вперше встановити математичну залежність між його шириною на виході та крутизною напірної характеристики, що дозволяє проектувати робочі колеса з наперед визначеною крутизною напірної характеристики. Для визначення крутизни напірної характеристики насоса необхідно використовувати коефіцієнт Δ , що враховує інтегральний вплив інших елементів його проточної частини.

5. Обґрунтовано та експериментально доведено доцільність при модернізації насосів типу Д використання змінних робочих коліс зі зменшеним значенням їх ширини на виході. Це дозволяє отримати необхідне значення крутизни напірної характеристики без погіршення енергетичних показників робочого процесу насоса.

6. Обґрунтовано застосування теорії системного аналізу при виборі способу вирішення проблем підвищення енергоефективності функціонування насосних станцій з насосами типу Д з використанням методів «оптимальне рішення» та «абсолютне рішення». При використанні першого методу характеристика мережі вважається незмінною та такою, що накладає обмеження на модернізацію насосної станції, а при використанні другого методу може стати об'єктом модернізації, як і характеристика насоса (насосів).

7. Модель функціонування насосної станції з двома насосами типу Д при використанні ступеневого регулювання її подачі доповнена залежністю $K = f(b_2)$, що дає можливість враховувати цей параметр при виборі способу модернізації насосних агрегатів та прогнозуванні показників енергоефективності роботи насосної станції.

8. Отримані у дисертаційній роботі результати дозволяють у подальшому проводити модернізацію насосної станції з насосами типу Д з метою підвищення її енергоефективності шляхом модернізації лише робочих коліс насосів, спроектованих з наперед визначеною крутизною їх напірних характеристик.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Результати числового моделювання робочого процесу робочих коліс

Таблиця А.1 – Результати числового моделювання робочого процесу оригінального робочого колеса насоса Д 3200-75-2 та його модифікацій

Варіант геометрії РК	Q , м ³ /год	H , м	P , кВт	ККД, %
РК №1	1602,36	103,46	527,56	85,3
	1918,43	99,16	581,13	88,9
	2241,84	95,97	640,31	91,3
	2557,9	92,73	681,01	94,6
	2881,32	89,10	722,15	96,5
	3197,38	85,37	769,02	96,4
	3520,79	81,49	812,84	95,9
	3836,85	77,89	851,48	95,3
РК №2	1602,33	88,90	412,47	93,8
	1918,39	81,27	452,04	93,7
	2241,79	74,43	484,60	93,5
	2557,85	68,64	510,24	93,5
	2881,25	63,18	529,36	93,4
	3197,31	57,82	537,96	93,3
	3520,72	52,38	538,65	93,0
	3836,77	46,98	530,15	92,3
РК №3	1602,34	96,09	469,98	89,0
	1918,40	89,58	512,66	91,0
	2241,80	83,61	553,93	91,9
	2557,86	78,67	589,36	92,7
	2881,27	73,69	619,59	93,1
	3197,32	69,25	642,30	93,6
	3520,73	64,55	658,31	93,8
	3836,79	59,99	667,77	93,6
РК №4	1602,30	100,77	471,51	93,0
	1918,35	94,60	524,49	94,0
	2241,75	89,65	574,56	95,0
	2557,8	83,87	615,24	94,7
	2881,2	79,19	654,69	94,7
	3197,25	75,01	690,43	94,3
	3520,66	70,41	717,78	93,8
	3836,71	66,28	739,81	93,4

Продовження табл. А.1.

Варіант геометрії РК	Q , м ³ /год	H , м	P , кВт	ККД, %
РК №5	1602,36	102,05	501,23	88,6
	1918,42	97,31	553,54	91,6
	2241,83	94,64	611,88	94,2
	2557,90	88,87	654,17	94,4
	2881,31	84,68	693,11	95,6
	3197,37	80,91	734,27	95,7
	3520,78	76,79	771,36	95,2
	3836,85	72,81	802,08	94,6
РК №6	1602,33	103,89	555,77	81,3
	1918,38	100,31	615,40	84,9
	2241,79	97,60	674,45	88,1
	2557,84	95,79	735,04	90,5
	2881,25	92,64	762,51	95,1
	3197,30	89,25	809,28	95,8
	3520,71	85,93	852,74	96,4
	3836,76	82,62	897,14	96,0
РК №31	1602,34	112,94	525,27	86,4
	1918,40	99,37	585,12	88,5
	2241,81	97,44	624,59	95,0
	2557,87	91,22	641,50	98,8
	2881,28	86,68	696,88	98,4
	3197,34	83,05	734,61	98,2
	3520,75	79,10	773,93	97,7
	3836,81	75,35	807,23	97,3
РК №32	1599,38	110,96	510,05	86,9
	1919,85	102,08	552,30	89,0
	2241,78	98,89	613,39	97,5
	2557,84	94,76	659,90	98,5
	2881,24	90,09	714,09	98,7
	3197,30	85,53	758,14	98,0
	3520,7	81,51	799,45	97,5
	3836,75	77,87	836,67	97,0
РК №33	1602,32	105,52	538,68	94,5
	1919,84	103,72	572,01	95,5
	2241,77	99,65	621,83	97,6
	2557,83	93,92	674,90	97,9
	2881,23	90,50	722,15	98,1

	3197,28	87,17	776,06	97,5
	3520,69	83,23	823,24	96,7
	3836,74	79,80	866,78	95,9

Таблиця А.2 – Результати числового моделювання робочого процесу оригінального робочого колеса насоса Д 6300-80-2 та його модифікацій

Варіант геометрії РК	Q , м ³ /год	H , м	P , кВт	ККД, %
РК №7	3156,26	112,90	1104,75	87,6
	3784,72	106,51	1212,98	90,3
	4413,18	102,96	1332,33	92,6
	5041,64	98,30	1390,88	96,3
	5670,10	94,23	1483,97	97,8
	6298,56	90,99	1585,76	98,2
	6927,02	88,12	1679,33	98,7
	7555,48	84,78	1760,27	98,8
РК №8	3156,39	92,93	842,82	94,5
	3784,88	85,38	926,88	94,7
	4413,36	78,59	990,28	95,1
	5041,85	73,06	1047,86	95,5
	5670,33	67,42	1086,83	95,5
	6298,82	61,59	1104,52	95,4
	6927,30	55,66	1101,52	95,1
	7555,79	49,80	1080,56	94,6
РК №9	3156,34	101,13	912,78	95,0
	3784,81	93,68	1007,49	95,6
	4413,29	87,69	1090,07	96,4
	5041,76	83,34	1161,44	98,2
	5670,24	78,72	1229,17	98,6
	6298,71	73,95	1281,44	98,7
	6927,19	69,06	1316,51	98,7
	7555,66	64,17	1336,81	98,5
РК №10	3156,36	105,45	973,76	92,8
	3784,84	99,69	1080,94	94,8
	4413,32	93,37	1169,69	95,7
	5041,79	89,71	1253,34	98,0
	5670,27	86,17	1343,4	98,8
	6298,75	82,16	1419,82	99,0
	6927,23	77,94	1480,57	99,0
	7555,71	73,80	1530,16	99,0
РК №11	3156,21	109,50	1030,23	91,1

Варіант геометрії РК	Q , м ³ /год	H , м	P , кВт	ККД, %
	3784,66	103,76	1146,52	93,0
	4413,11	99,16	1255,32	94,7
	5041,56	94,02	1335,37	96,4
	5670,01	90,07	1424,79	97,3
	6298,46	86,63	1512,26	98,0
	6926,91	82,91	1587,22	98,3
	7555,36	79,20	1653,73	98,3

Продовження табл. А.2.

Варіант геометрії РК	Q , м ³ /год	H , м	P , кВт	ККД, %
РК №12	3155,88	7555,36	113,66	1163,81
	3784,26	7555,36	108,03	1281,27
	4412,65	7555,36	104,17	1396,93
	5041,03	7555,36	101,38	1493,05
	5669,41	7555,36	98,85	1547,38
	6297,79	7555,36	94,81	1650,88
	6926,18	7555,36	91,37	1757,35
	7554,56	7555,36	88,95	1863,72

Таблиця А.3 – Результати числового моделювання робочого процесу оригінального робочого колеса насоса СЕ 2500-180 та його модифікацій

Варіант геометрії РК	Q , м ³ /год	H , м	P , кВт	ККД, %
РК №13	1249,48	278,76	1056,23	89,6
	1500,39	271,43	1176,24	94,0
	1748,78	251,44	1249,75	95,6
	1999,68	239,69	1331,03	97,0
	2250,58	226,19	1418,99	97,4
	2498,97	211,94	1484,92	96,9
	2749,87	198,13	1535,17	96,4
	3000,77	185,13	1572,83	95,9
РК №14	1249,45	229,68	835,02	93,3
	1500,34	203,91	890,92	93,3
	1748,72	182,25	926,92	93,4
	1999,62	160,94	937,34	93,2
	2250,51	140,05	918,17	93,2
	2498,89	119,60	877,20	92,5
	2749,79	99,18	812,76	91,1
	3000,68	78,31	718,24	88,8
РК №15	1249,47	250,29	898,69	94,5

Варіант геометрії РК	Q , м ³ /год	H , м	P , кВт	ККД, %
	1500,37	228,76	982,81	94,8
	1748,75	210,63	1037,12	96,5
	1999,65	191,90	1080,57	96,4
	2250,55	173,86	1103,74	96,3
	2498,94	156,31	1106,65	95,9
	2749,83	138,79	1087,40	95,3
	3000,73	121,57	1047,68	94,6

Продовження табл. А.3

Варіант геометрії РК	Q , м ³ /год	H , м	P , кВт	ККД, %
РК №16	1249,40	263,70	956,31	93,6
	1500,28	244,69	1052,70	94,7
	1748,65	226,23	1131,04	95,0
	1999,54	210,00	1201,01	95,0
	2250,42	193,15	1246,47	94,7
	2498,79	177,05	1271,72	94,5
	2749,68	161,29	1280,43	94,1
	3000,56	145,63	1272,21	93,3
РК №17	1249,50	275,10	1013,77	92,1
	1500,41	258,38	1126,71	93,4
	1748,80	240,99	1210,11	94,6
	1999,71	227,25	1296,18	95,2
	2250,61	211,69	1359,61	95,2
	2499,01	195,80	1403,57	94,7
	2749,91	180,77	1432,13	94,3
	3000,81	166,58	1450,17	93,6
РК №18	1249,47	285,08	1096,65	88,2
	1500,36	273,96	1235,24	90,4
	1748,75	257,96	1324,64	92,5
	1999,65	249,59	1408,62	95,7
	2250,54	236,90	1500,97	96,5
	2498,93	222,18	1571,22	96,0
	2749,83	206,93	1628,38	94,9
	3000,72	193,82	1680,03	94,0

Таблиця А.4 – Результати числового моделювання робочого процесу оригінального робочого колеса насоса СЕ 2500-180-8 та його модифікацій

Варіант геометрії РК	Q , м ³ /год	H , м	P , кВт	ККД, %
РК №19	949,91	183,92	614,59	77,2
	1139,84	175,33	672,67	80,7
	1329,77	166,29	714,29	84,1
	1519,70	162,53	753,13	88,3
	1709,89	158,79	791,40	93,2
	1899,82	154,37	833,65	94,5
	2089,75	145,43	862,36	95,7
	2279,68	136,54	883,84	95,6

Продовження табл. А.4.

Варіант геометрії РК	Q , м ³ /год	H , м	P , кВт	ККД, %
РК №20	949,95	178,79	522,37	88,3
	1139,89	162,05	571,83	87,7
	1329,83	149,48	606,10	89,1
	1519,77	138,33	631,59	90,4
	1709,96	128,36	641,56	92,9
	1899,90	117,09	643,97	93,8
	2089,84	105,15	637,38	93,6
	2279,78	93,23	619,22	93,2
РК №21	949,83	185,18	552,89	86,4
	1139,75	169,00	588,78	88,9
	1329,66	156,79	633,61	89,4
	1519,58	146,39	665,96	90,7
	1709,75	139,28	689,23	93,8
	1899,66	129,29	705,16	94,3
	2089,58	119,14	712,01	95,0
	2279,50	108,30	708,64	94,6
РК №22	949,99	181,86	564,63	83,1
	1139,94	170,08	618,80	85,1
	1329,89	163,60	669,08	88,3
	1519,84	153,96	707,09	89,9
	1710,04	148,15	733,36	93,8
	1899,99	137,85	754,44	94,3

	2089,94	128,25	767,93	94,8
	2279,89	117,90	772,19	94,5
ПК №23	949,98	184,50	585,60	81,3
	1139,93	176,20	643,34	84,8
	1329,87	167,39	694,14	87,1
	1519,82	160,38	744,67	88,9
	1710,01	154,97	773,38	93,1
	1899,96	145,95	799,61	94,2
	2089,91	137,07	820,75	94,8
	2279,85	128,16	833,82	95,2
ПК №24	949,83	187,85	631,72	76,7
	1139,75	179,66	693,93	80,1
	1329,66	174,66	746,43	84,5
	1519,58	171,84	795,24	89,2
	1709,75	165,32	830,72	91,6
	1899,66	154,93	865,87	93,3
	2089,58	149,42	901,35	94,1
	2279,50	142,21	925,71	95,1

Таблиця А.5 – Результати числового моделювання робочого процесу оригінального робочого колеса насоса Д 6300-27-3 та його модифікацій

Варіант геометрії РК	Q , м ³ /Год	H , м	P , кВт	ККД, %
ПК №25	3070,59	54,26	479,04	94,0
	3684,70	50,87	541,75	94,5
	4311,61	45,81	561,41	95,5
	4925,73	43,83	605,16	96,9
	5539,85	40,81	639,70	96,0
	6153,97	38,13	667,26	95,5
	6768,08	35,27	685,14	94,6
	7382,20	32,92	701,55	94,1
ПК №26	3070,50	47,47	424,60	93,2
	3684,61	42,43	446,35	95,1
	4311,50	38,20	466,38	95,9
	4925,60	34,59	482,26	95,9
	5539,70	31,15	489,88	95,7
	6153,80	27,73	487,00	95,2
	6755,11	24,31	472,26	94,4
	7382,01	20,84	447,35	93,4
ПК №27	3070,56	49,83	436,01	94,9
	3684,67	45,28	477,24	95,3

Варіант геометрії РК	Q , м ³ /год	H , м	P , кВт	ККД, %
	4311,57	41,10	491,10	98,0
	4925,68	38,00	516,81	98,4
	5527,00	34,92	532,73	98,4
	6153,91	31,74	539,94	98,2
	6768,02	28,62	537,39	97,9
	7382,13	25,41	523,27	97,4
РК №28	3070,60	51,23	461,02	92,7
	3684,72	46,81	515,32	93,5
	4311,63	42,65	518,22	96,4
	4925,75	39,20	545,61	96,1
	5539,87	36,38	570,68	95,9
	6153,99	33,50	586,12	95,5
	6768,11	30,56	591,22	95,0
	7382,23	27,71	588,91	94,3
РК №29	3070,64	51,65	477,84	90,1
	3684,77	49,17	514,68	95,6
	4311,69	44,90	539,84	97,1
	4925,81	41,14	567,28	97,0
	5539,94	38,53	603,53	96,1
	6154,07	35,98	627,73	95,8
	6768,20	33,18	641,12	95,1
	7382,32	30,55	648,17	94,5

Продовження табл. А.5.

Варіант геометрії РК	Q , м ³ /год	H , м	P , кВт	ККД, %
РК №30	3070,53	51,97	540,37	80,2
	3684,63	51,13	560,38	89,5
	4311,53	48,08	618,48	91,0
	4925,64	44,59	639,61	93,3
	5539,74	41,95	676,13	93,3
	6153,85	39,48	706,99	93,3
	6767,95	36,95	729,48	93,1
	7382,06	34,62	748,24	92,8

ДОДАТОК Б
Акт впровадження

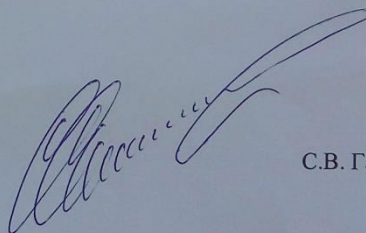
ЗАТВЕРДЖУЮ
генеральний директор
КП «Кременчукводоканал»
В.І. Солодяшкін
«_____» _____ 2016 р.

Акт

про впровадження результатів дисертаційної роботи
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
здобувача кафедри прикладної гідроаеромеханіки
Сумського державного університету
Мілтих Вікторії Станіславівни


Даним актом посвідчується, що розроблені в результаті виконання дисертаційної роботи Мілтих В.С. рекомендації щодо проектування робочих коліс двостороннього входу були використані при виконанні проекту з модернізації насосу ДЗ200-75-2 насосної станції КП «Кременчукводоканал».

Технічний директор
КП «Кременчукводоканал»



С.В. Галка

ДОДАТОК В
Акт впровадження


ЗАТВЕРДЖУЮ
Перший проректор
Сумського державного університету
к.т.н. Карпуша В.Д.
« _____ » _____ 2016 р.

Акт

про впровадження результатів дисертаційної роботи
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
здобувача кафедри прикладної гідроаеромеханіки
Сумського державного університету
Мілтих Вікторії Станіславівни

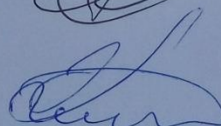
Даним актом посвідчується, що результати дисертаційної роботи Мілтих В.С. впроваджені в навчальний процес на факультеті технічних систем та енергоефективних технологій Сумського державного університету в курсах «Гідродинамічні машини і передачі», «Теорія турбомашин», «Насосні станції», «Розрахунок та проектування насосів», «Енергозбереження, діагностика, відновлення в гідро- і пневмосистемах» і викладаються студентам спеціальностей 6.050502 та 7.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика», 7.05060105 «Енергетичний менеджмент».

Завідувач кафедри
Прикладної гідроаеромеханіки,
к.т.н., проф.



І.О. Ковальов

Заступник декана
з навчально-методичної роботи,
к.т.н., доц.



Е.В. Колісніченко

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Europump / Variable speed pumping. a guide to successful applications // Hydraulic Institute and Europump. Published by Elsevier Ltd. – 2004. – 172 p.
2. Кошманов Н. А. Повышение долговечности материалов рабочих колес и корпусов судовых центробежных насосов / Н. А. Кошманов, В. П. Сторожев, В. Д. Евдокимов // Проблемы техники. – 2010. – № 2, – С. 63 – 74.
3. Богданович В. С. Результаты анализа застосування насосного обладнання в системах водозабезпечення / В. С. Богданович // Вісник Кременчуцького національного університету ім. М. Остроградського. – 2012. – № 4 (75). – С. 18 – 22.
4. Богданович В. С. Аналіз залежності крутизни напірної характеристики насоса від геометричних параметрів робочого колеса / В. С. Богданович, М. І. Сотник, С. О. Лугова // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2013. – № 4. – С. 52 – 56.
5. Miltykh V. Numerical study of impeller outlet width on characteristic curve slope of the centrifugal impeller influence / Miltykh V, Sotnyk M. // Scientific bulletin of national mining University. – 2016. – № 3 (153). – P. 60 – 65.
6. Мілтих В. С. Вплив ширини каналу робочого колеса на крутизну напірної характеристики при проектуванні змінних коліс насосів типу Д / Мілтих В. С., Сотник М. І., Лугова С. О. // Журнал інженерних наук. – 2016. – Т. 3, №1. – С. В1 – В8.
7. Miltykh V. Analysis of the impact of impeller outlet width on the steepness of pressure characteristic / V. Miltykh, M. Sotnyk // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – № 3/7(81). – С. 15 – 20.
8. Стоимость жизненного цикла насоса (LCC): Руководство по анализу LCC насосных систем. – М. : Изд-во ООО «СофтКом», 2010. – 220 с.

9. Твердохлеб И. Б. Повышение экономичности и надежности насосного оборудования / И. Б. Твердохлеб // Материалы V Международной конференции «СИНТ'09». – Воронеж : Научная книга, 2009. – С. 175 – 177.

10. Повышение эффективности работы центробежных насосов, находящихся в эксплуатации / А. В. Волков, А. Г. Парыгин, Г. П. Хованов, А. В. Наумов // Новости теплоснабжения. – 2010. – №10. – С. 31–33.

11. Національна доповідь про якість питної води та стан питного водопостачання в Україні у 2012 році / Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. — Київ, 2013. — 450 с.

12. Энергетична стратегія України на період до 2030 року : розпорядження Кабінету Міністрів України від 15.03.2006 р. № 145-р [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/145-2006-%D1%80>.

13. Костюк А. В. Пути повышения энергоэффективности насосных систем / Костюк А. В., Диброва О. В., Соколов С. А., Шилов Р. Н. // Теория и практика насосо- и компрессоростроения: монография. – Суми : СумДУ, 2011. – С. 23 – 26.

14. Бойко В. С. Энергоеффективная насосная станция третьего подъема / В. С. Бойко, Н. И. Сотник, И. Н. Сотник // Техническая термодинамика. – 2005. – № 3. – С. 62 – 65

15. Гусак О. Г. Техніко-економічні вимоги до насосних станцій водопровідних мереж житлово-комунального господарства / О. Г. Гусак, М. І. Сотник, С. О. Хованський, В. С. Бойко // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. – К. : НТУУ "КПИ", 2007. – С. 247 – 251.

16. Гейнц В. Г. Центробежные насосы. Как они должны работать в системах водоснабжения городов и поселков. / В. Г. Гейнц // Сантехника. – 2006. – № 2. – С. 28 – 39.

17. Николенко И. В. Пути повышения надежности насосных станций систем водоснабжения / И. В. Николенко, Э. И. Салиев, Е. М. Валкина //

Строительство и техногенная безопасность. Сборник научных трудов НАПКС. – Симферополь, 2008. – №26. – С. 98 – 104.

18. Карелин В. Я. Насосы и насосные станции : [учеб. для вузов] / В. Я. Карелин, А. В. Мінаев – [2-е изд., перераб. и доп.] – М. : Стройиздат, 1986. – 320 с.

19. Неня В. Г. Забезпечення закону регулювання параметрів насосної станції за допомогою дроселюючих елементів / В. Г. Неня [та ін.] // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2011. – № 53. – С. 128 – 133.

20. Дурнов П. И. Насосы, вентиляторы, компрессоры / П. И. Дурнов // Киев. – Вища школа, 1985. – 264 с.

21. Михайлов А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – М. : Машиностроение, 1977. – 288 с.

22. Насосы и компрессоры / Абдурашитов С. А., Тупиченков А. А., Вершинин И. М., Тененгольц С. М. – М. : Недра, 1974. – 296 с.

23. Башта Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : [учебник для машиностроительных вузов] / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов. – [2-е изд., перераб.]. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.

24. Лопастные насосы: справочник / Зимницкий В. А., Каплун А. В., Папир А. Н., Умов В. А. [Под общ. ред. В. А. Зимницкого и В. А. Умова] – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.

25. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин // Ленинград. – Машиностроение, 1966. – 364 с.

26. Кривченко Г. И. Гидравлические машины: Турбины и насосы : [учебник для вузов] / Кривченко Г. И. – М. : Энергия, 1978. – 320 с.

27. Малюшенко В. В. Энергетические насосы: справочное пособие / Малюшенко В. В., Михайлов А. К. – Москва : Энергоиздат, 1981. – 200 с.

28. Sulzer Pumps. Centrifugal pump handbook [3rd Edition]. – Winterthur : Butterworth-Heinemann. – 2010. – 304 p.

29. Лезнов Б. С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных и воздухоудувных установках / Лезнов Б. С. Производственно-практическое издание. – М. : Энергоатомиздат, 2006. – 360 с.

30. Малюшенко В. В. Насосное оборудование тепловых электростанций / В. В. Малюшенко, А. К. Михайлов. – [2-е изд., перераб. и доп.] – М. : Экономика, 1975. – 280 с.

31. Елин А. В. Задача обеспечения требуемой формы напорной характеристики лопастных насосов пути и методы решения / Елин А. В., Олыптынский П. Л., Твердохлеб И. Б. // Вестник СумГУ. Технические науки. – 2007. – №1. – С. 23 – 27.

32. Бойко В. С. Аналіз частотного регулювання відцентрових насосів водопостачання з метою енергозбереження / В. С. Бойко, В. Г. Неня, М. І. Сотник, С. О. Хованський // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – 2009. – № 4/(57). – Частина 1. – С. 168 – 171.

33. Євтушенко А. О. Визначення оптимального складу насосної станції системи комунального водопостачання / А. О. Євтушенко, В. Г. Неня, М. І. Сотник, С. О. Хованський // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – 2008. – № 4/(51). – Частина 1. – С. 158 – 162

34. Эмирджанов Р. Т. Основы технологических расчетов в нефтепереработке и нефтехимии / Эмирджанов Р. Т., Лемберанский Р. А. – М. : Химия, 1989. – 192 с.

35. Рахмилевич З. З. Насосы в химической промышленности : справочник / Рахмилевич З. З. – М. : Химия, 1990. – 241 с.

36. Касаткин А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / Касаткин А. Г. – М. : Химия, 1973. – 752 с.

37. Овсянников Б. В. Теория и расчет агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей / Б. В. Овсянников, Б. И. Боровский. – Москва. – Машиностроение, 1986. – 376 с.

38. Ling Zhou. Performance optimization in a centrifugal pump impeller by orthogonal experiment and numerical simulation / Ling Zhou, Weidong Shi, Suqing Wu // *Advances in Mechanical Engineering*. – 2013. – vol. 5. – P. 7 – 14.

39. Junichi Kurokawa. Performance of low specific speed pumps / Junichi Kurokawa, Takeshi Yamada, Hiroshi Hiraga. – 11-th Australasian Fluid Mechanics Conference, 14-18 December 1992, University of Tasmania. – Hobart, 1992. – P. 861 – 864.

40. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов : [учебное пособие] / Ржебаева Н. К., Ржебаев Э. Е. – Сумы : Изд-во СумГУ, 2009. – 220 с.

41. Rudnev S. S. Selection of width of a pump impeller at its outlet [J] / Rudnev S. S, Khabetskaya V. A. // *Chemical and Petroleum Engineering*. – 1980, – 16(9). – P. 545 – 549.

42. Stepanoff A. I. Centrifugal and axial flow pumps. theory, design and application / A. I. Stepanoff. – Florida : Krieger Publishing Company, 1957. – 476 p.

43. Айзенштейн М. Д. Центробежные насосы для нефтяной промышленности / Айзенштейн М. Д. – Ленинград : Гостоптехиздат, 1957. – 364 с.

44. Gülich J. F. Centrifugal pumps / J. F. Gülich. – Berlin : Springer. – 2010. – 964 p.

45. Луговая С. О. Прогнозирование характеристики ступеней со сменной проточной частью / С. О. Луговая // *Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки*. – 2009. – №1. – С. 49 – 60.

46. Єлін О. В. Чисельне моделювання течії в малогабаритній відкритій відцентровій ступені свердловинного насоса / О. В. Єлін, І. П. Каплун, О. М. Кочевський, В. М. Коньшин // *Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки*. – 2007. – №4. – С. 12 – 18.

47. Rajendran S. Analysis of a centrifugal pump impeller using ANSYS-CFX / S. Rajendran, K. Purushothaman // International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT). – 2012. – №3. – P. 53 – 61.

48. Wang Bin. Numerical study of a fuel centrifugal pump with variable impeller width for aero-engines / Wang Bin, Guan Huasheng, Ye Zhifeng // International Journal of Turbo & Jet-Engines. – 2015. – №32. – P. 10 – 20.

49. Shojaeefard M. H. Numerical study of the effects of some geometric characteristics of a centrifugal pump impeller that pumps a viscous fluid / M. H. Shojaeefard, M. Tahani, M. B. Ehghaghi et al// Computers and Fluids. – 2012. – vol. 60. – P. 61 – 70.

50. Houlin Liu. Numerical research on hydraulically generated vibration and noise of a centrifugal pump volute with impeller outlet width variation / Houlin Liu, Jian Ding, Hanwei Dai et al// Mathematical Problems in Engineering. – 2014. – P. 1 – 13.

51. Junichi Kurokawa. Performances of centrifugal pumps of very low specific speed / Junichi Kurokawa, Kazunari Matsumoto, Jun Matsui, Takaya Kitahora // Hydraulic machinery and cavitation: proceedings of the XIX IAHR Symposium: section on Hydraulic Machinery and Cavitation 9-11 September 1998. – Singapore, 1998. – P 6 – 13.

52. Ming-gao TAN. Effects of blade outlet width on flow field and characteristics of a centrifugal pump / Ming-gao TAN, Hou-lin LIU, Shou-qi YUAN et al// Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting (2-6 August, 2009). – Vail, Colorado USA, 2009. – P. 51 – 60.

53. Massinissa Djerroud. Numerical identification of key design parameters enhancing the centrifugal pump performance: impeller, impeller-volute, and impeller-diffuser / Massinissa Djerroud, Guyh Dituba Ngoma, Walid Ghie // Mechanical Engineering. – 2011. – vol. 2011. – P. 32 – 41.

54. Shmarlahu Yedidiah. Centrifugal pump users guidebook: problems and solutions / Shmarlahu Yedidiah. – New York : Chapman and Hall, 1996. – 387 p.

55. Кочевский А. Н. Современный поход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах / А. Н. Кочевский, В. Г. Неня // Вісник СумДУ – 2003. – №13 (59). – С. 178 – 187.

56. ANSYS CFX 12.0 Solver Theory. Release 12.0 [Электронный ресурс] / ANSYS, Inc. – 2009. – 261 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.

57. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа : [учебник для вузов] / Л. Г. Лойцянский. – [6-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Наука. гл. ред. физ.-мат. лит., 1987 – 840 с.

58. Елин А. В. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Часть 1. / Елин А. В., Кочевский А. Н., Коньшин В. Н. та ін. // Насосы&Оборудование. – 2006. – № 1 (36). – С. 20 – 24.

59. Евтушенко А. А. Результаты определения характеристики рабочего колеса как самостоятельного элемента центробежного насоса / Евтушенко А. А., Карапузова М. В., Неня А. В. // Всеукраинский научно-технический журнал Промышленная гидравлика и пневматика. – Вінниця : Вид-во ВДАУ, 2007. – №2 (16). – С. 40 – 43

60. Иванюшин А. Результаты численного исследования течения в проточной части насоса двустороннего входа с комбинированным отводом / А. Иванюшин, Е. Князева, С. Луговая, И. Твердохлеб // Насосы и оборудование. – 2009, – №6. – С. 44 – 46.

61. Луговая С. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН»: моделирование течения в проточной части промежуточной ступени многоступенчатого центробежного насоса / С. Луговая, А. Елин, Е. Колесник и др. // Насосы и оборудование. – 2007. – №6. – С. 42 – 46.

62. Елин А. В. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации

ОАО «ВНИИАЭН». Часть 2. / Елин А. В., Кочевский А. Н., Луговая С. О., Щеляев А. Е. // Насосы и оборудование. – 2006. – № 2 (37). – С. 18 – 21.

63. Liu H. L. Effects of computational grids and turbulence models on numerical simulation of centrifugal pump with CFD / H. L. Liu, M. M. Liu, L. Dong et al // 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2012. – Vol. 15, Part 6. – 7 p.

64. Твердохлеб И. Разработка сменных роторов насосов на основе результатов численного эксперимента, проведенного с помощью программного продукта ANSYS CFX 11.0 и ANSYS ICEM CFD 11.0 / И. Твердохлеб, Е. Князева // Насосы и оборудование. – 2008. – № 1 (48). – С. 42 – 46.

65. API 610 Centrifugal pumps for petroleum, heavy duty chemical and gas industry services – [8th edition]. – Oxford: Elsevier Advanced Technology, 1995. – 62 p.

66. Насосы динамические. Методы испытаний (ISO 9906:1999): ГОСТ 6134-2007. [Введен в действие 01.06.2008]. – М : Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии, 2008. – 100 с. – (Межгосударственный стандарт).

67. Bacharoudis E. C. Parametric study of a centrifugal pump impeller by varying the outlet blade angle / E. C. Bacharoudis, A. E. Filios, M. D. Mentzos, D. P. Margaris // The Open Mechanical Engineering Journal. – 2008. – №2. – P. 75 – 83.

68. Бородай М. В. Выбор оптимального угла установки лопасти на выходе из рабочего колеса центробежного насоса / М. В. Бородай, Н. К. Ржебаева, В. В. Шендрик // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2003. – №13(59). – С. 174 – 178.

69. Patel M. G. Effect of impeller blade exit angle on the performance of centrifugal pump / M. G. Patel, A. V. Doshi // International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering. – 2013.– Vol. 3, Issue 1– P. 702 – 706.

70. Антоненко С. С. Методика енергетичного обстеження систем водопостачання промислових та комунальних підприємств / С. С. Антоненко, С. В. Сапожніков, С. Ю. Смертяк // Вісник СумДУ. – 2006. – №5. – С. 5 – 9.

71. Евтушенко А. А. Методика энергетического обследования и адаптация насосного оборудования действующих гидравлических сетей / А. А. Евтушенко, В. В. Зинченко, Н. И. Сотник, В. С. Бойко // Вісник СумДУ. – 2006. – №5. – С. 46 – 58.

72. Коренькова Т. В. Обоснование необходимости повышения управляемости насосных комплексов / Коренькова Т. В., Алексеева Ю. А. // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Зб. наук. праць. КДПУ. – Кременчук: КДПУ, 2006. – Вип. 3(38). Ч.1 – С. 87 – 90.

73. Насосы динамические. Методы испытаний: ГОСТ 6134-2007. – [Действителен от 2007–07–01]. – М. : ФГУП Стандартиформ 2008. – 94 с. – (Межгосударственный стандарт).

74. Галеркин Ю. Б. Методы исследования центробежных компрессорных машин / Ю. Б. Галеркин, Ф. С. Рекстин. – Л. : Машиностроение, 1969. – 304 с.

75. Яременко О. В. Испытания насосов : справочное пособие / Яременко О.В. – М. : Машиностроение, 1976. – 225 с.

76. Расходомер-счетчик ультразвуковой портативный УРСВ «ВЗЛЕТ ПР». Паспорт В59.00 – 00.00 ПС. – СПб: ЗАО «Взлет», 2001. – 24 с.

77. Толщиномер ультразвуковой «ВЗЛЕТ УТ». Паспорт В40.00 – 00.00 ПС. – СПб:ЗАО «Взлет», 2000. – 11 с.

78. Сотник М.І. Енергетичні процеси в електромеханічних системах мереж водопостачання: дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: 05.09.03 / Сотник Микола Іванович. – К., 2015. – 353 с.

79. Тарасенко Ф. П. Прикладной системный анализ (Наука и искусство решения проблем) Учебник. – Томск : Изд-во Том. ун-та, 2004. – 186 с.

80. Russell L. Idealized design: how to dissolve tomorrow's crisis... today: creating an organization's future / Russell L. Ackoff, Jason Magidson, Herbert J. Addison. – New Jersey : Wharton School Publishing, 2006. – 336 p.

81. Внутрішній водопровід та каналізація. Частина 1. Проектування. Частина 2. Будівництво: ДБН В.2.5-64:2012. – [Чинний від 2013–03–01]. – К.: Мінрегіон України, 2013 – 113 с.