

Сумський державний університет

На правах рукопису

Неня Анна Вікторівна

УДК 621.67

**ОСОБЛИВОСТІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПРОМІЖНОГО
СТУПЕНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА**

05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник

**Євтушенко Анатолій Олександрович,
канд. техн. наук, професор**

Суми - 2008

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ	4
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ, ОБГРУНТУВАННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ТЕМИ ДОСЛІДЖЕННЯ	12
1.1. Вплив структури течії на показники якості насоса.....	12
1.2. Напрямний апарат відцентрових насосів в аспекті блочно-модульного підходу до проектування.....	21
1.3. Виділення підводу в окремий модуль ПЧ лопатевого насоса (науково – методичний підхід О.В.Вертячих)	31
1.4. Сучасні методи математичного моделювання в гідроаеромеханіці	35
1.5. Висновки.....	41
РОЗДІЛ 2 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ. ЗАСОБИ ТА МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ	43
2.1. Мета та задачі дослідження	43
2.2. Фізичне моделювання. Експериментальна установка та методика проведення експерименту	46
2.3. Чисельне моделювання. Засоби та методика проведення експерименту .	57
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРИ ТЕЧІЇ В ЗАЗОРАХ МІЖ РОБОЧИМ КОЛЕСОМ ТА НАПРЯМНИМ АПАРАТОМ	62
3.1. Визначення особливостей структури течії за робочим колесом багатоступеневого відцентрового насоса.....	62
3.2. Розрахункові дослідження з виявлення впливу нерівномірної структури течії на роботу проміжного ступеня багатоступневих відцентрових насосів	80
3.3. Критеріальний аналіз напрямних апаратів ВЦН.....	91
3.4. Висновки.....	109
РОЗДІЛ 4 ВИДІЛЕННЯ НАПРЯМНОГО АПАРАТУ ТИПОВИХ ПЧ БАГАТОСТУПЕНЕВИХ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ В ОКРЕМИЙ МОДУЛЬ	111

4.1. Методика проектування напрямного апарату проміжного ступеня ВЦН.....	111
4.2. Покращення геометрії НА з використанням даних розрахункового експерименту.....	114
4.3. Системний аналіз компоновки та застосування критеріального аналізу НА при проектуванні проміжного ступеня ВЦН в рамках БМП	124
4.4. Висновки.....	128
ВИСНОВКИ.....	130
ДОДАТОК А Критеріальний аналіз ділянок напрямного апарату	132
ДОДАТОК Б Акт впровадження	142
ДОДАТОК В Акт впровадження.....	143
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	144

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

- b - ширина характерних перерізів, м;
- D, d - діаметри характерних перерізів, м;
- G - масова витрата рідини, кг/м³;
- h - втрати напору потоку, м;
- k - коефіцієнт конфузорності;
- l - довжини характерних перерізів та елементів, м;
- m - коефіцієнт моменту швидкості;
- N - потужність, Вт;
- n - коефіцієнт дифузорності;
- n_s - коефіцієнт швидкохідності насоса;
- p - тиск, Па;
- Q - подача насоса, витрата рідини у каналі, м³/с;
- R, r - радіуси характерних перерізів, м;
- s - коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкості;
- U - колова швидкість потоку, м/с;
- V - абсолютна швидкість потоку, м/с;
- W - відносна швидкість потоку, м/с;
- α - кут течії в абсолютному русі, град;
- β - кут установки лопаті, град;
- ζ - коефіцієнт втрат напору;
- η - коефіцієнт корисної дії, %;
- λ - коефіцієнт статичного тиску;
- τ - коефіцієнт потужності;
- φ - коефіцієнт витрати;
- ψ - коефіцієнт напору;
- K - момент швидкості, м²/с;
- H - напір, м.

ІНДЕКСИ

- 0...6* - позначення контрольних перерізів (див. рис. 3.32);
- max* - максимальний;
- min* - мінімальний;
- r* - в радіальному напрямку;
- s* - осереднений по всьому контрольному перерізу;
- t* - осереднений по кроку лопаті;
- и* - в проекції на коловий напрямок;
- диф* - величина, що стосується дифузорної ділянки напрямного апарату;
- зв* - величина, що стосується ділянки зворотних та перевідних каналів напрямного апарату;
- на* - відносно напрямного апарату;
- опт* - відносно оптимального режиму роботи;
- пр* - приведений;
- рк* - відносно робочого колеса;
- сп* - величина, що стосується спіральної ділянки напрямного апарату;
- т* - в проекції на меридіанну вісь (площину).

СКОРОЧЕННЯ

- ВЦН - відцентровий насос;
- ККД - коефіцієнт корисної дії;
- НА - напрямний апарат;
- ПС - проміжний ступінь;
- ПЧ - проточна частина;
- РК - робоче колесо.

ВСТУП

Актуальність теми. Проблема росту дефіциту електроенергії, яка сьогодні спостерігається в країні, може бути вирішена шляхом розвитку енергозбереження, а саме підвищення показників ефективності використання енергії. Насосне обладнання різних технологічних галузей є найбільш значущим споживачем електроенергії в промисловості. За існуючими даними насосним обладнанням споживається до 20% електроенергії, що виробляється. Таким чином, наряду зі створенням нових, більш досконалих відцентрових насосів, як найбільш розповсюдженого типу насосного обладнання, актуальною є їх модернізація з метою підвищення енергоефективності в роботі.

На сучасному етапі розвитку насособудування все більшого поширення набуває застосування блочно-модульного підходу до проектування динамічних насосів, що потребує свого науково-методичного забезпечення. Даний підхід передбачає формування конструктивної схеми насоса із типових елементів, склад і кількість яких обирається з умови забезпечення вимог технічного завдання на проектування, і, як наслідок, скорочення кількості базових конструктивних виконань насосних агрегатів для підвищення серійності виробництва останніх. Блочно-модульний підхід є найбільш економічним та швидким способом виробництва, оскільки передбачає використання готових відпрацьованих елементів. Якщо використанням наявних елементів не вдається забезпечити вимоги технічного завдання, то з'ясовується «слабка ланка» і необхідно спроектувати і виготовити новий елемент із заданими параметрами. Для створення типорозмірного ряду окремих елементів проточної частини (ПЧ) необхідно вибрати критерії прийняття проектних рішень.

Як правило, під час проектування динамічних насосів розраховуються характеристики та параметри окремих елементів ПЧ. При побудові моделі робочого процесу динамічних насосів потрібно враховувати вплив структури течії, сформованої на виході з елементів ПЧ на роботу один одного.

У багатоступневих насосах відвідні пристрої (відводи робочого колеса, що входять до складу проміжних ступенів) забезпечують перетворення нерівномірної структури течії рідини за робочим колесом у вісесіметричну, тим самим створюючи умови для сталої течії в колесі наступного ступеня, змінюють момент швидкості потоку рідини та перетворюють кінетичну енергію потоку, що виходить з колеса, в енергію тиску та підводять рідину до вихідного патрубка. Багатоступеневі насоси, зазвичай, мають лопатеві відводи – напрямні апарати. В таких насосах відвід рідини від робочого колеса попереднього ступеня та її підвід до робочого колеса наступного ступеня об'єднані. Тому до апаратів такого типу ставлять додаткову умову забезпечення прийнятної структури течії на вході в робоче колесо (РК) наступного ступеня. Незалежно від типу напрямного апарату (НА), робота останнього має великий вплив на роботу насоса в цілому та його показники якості. Для насосних ступенів з коефіцієнтом швидкохідності $n_s < 210$, від пропускної здатності спіральної ділянки залежать втрати в РК при різних режимах роботи насоса. Можна стверджувати, що місцеположення оптимального (по коефіцієнту корисної дії) режиму роботи ступеня залежить від роботи НА.

Системний аналіз застосовується при блочно-модульному проектуванні конструктивної схеми насоса в цілому. В тому випадку, коли з деяких причин наявні відводи не задовольняють необхідним вимогам, виникає потреба проектування нового відвідного пристрою. При цьому відвід розглядається як підсистема, що складається з елементів із більш детальним описом і до кожного з них застосовується критеріальний аналіз.

Зв'язок програми з науковими темами. Дисертаційна робота виконувалась згідно з планом науково-дослідних робіт кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету відповідно до науково-технічної програми Міністерства освіти і науки України та реалізована при виконанні держбюджетних науково-дослідних робіт (замовник Міністерство освіти і науки України): «Наукові основи технічного забезпечення енергозберігаючих технологій в гідропневмосистемах» (№ держреєстрації

0103U000769, підрозділ 1.2), «Дослідження нетрадиційних шляхів перетворення енергії в рідинах і газах та створення на їх основі прогресивного обладнання для гідропневмосистем» (№ держреєстрації 0106U001935, підрозділ 3.2, пункт 4.5.2), а також в рамках госпдоговірної роботи СумДУ (замовник ВАТ «Лівгідромаш»): «Разработка теоретических чертежей рабочих органов к насосу ЦНС 180», контракт №80.13.71.06 від 01.08.2006 р.

Мета дослідження. Проведення аналізу робочого процесу напрямних апаратів багатоступневих відцентрових насосів з метою визначення кількісних безрозмірних критеріїв для забезпечення можливості оптимізації їх конструкцій за якістю сформованої структури течії на виході та вході РК в умовах блочно-модульного проектування.

Основні задачі дослідження:

- визначити особливості структури течії на виході з робочого колеса багатоступеневого відцентрового насоса;
- дослідити характер впливу структури течії за робочим колесом на роботу напрямного апарата та проміжного насосного ступеня в цілому;
- розробити шляхи вдосконалення геометрії НА з урахуванням особливостей структури течії за відцентровим РК насоса;
- здійснити наукове обґрунтування виділення напрямного (відвідного) апарату в окремий модуль ПЧ багатоступеневого відцентрового насоса для здійснення переходу до блочно-модульного проектування ПЧ насосів з метою покращення показників якості їх виробництва.

Об'єкт дослідження – робочий процес проміжного ступеня багатоступневих відцентрових насосів.

Предмет дослідження – структура течії між РК та НА, критерії оцінювання НА та функціональний зв'язок між ними.

Методи дослідження. Поставлені задачі дослідження вирішувались методами математичного та фізичного моделювання. Модель робочого процесу формується на основі законів збереження маси та руху, які є фундаментальними в технічній гідродинаміці. По-перше, в інтегральному

вигляді вони використані для аналізу параметрів у контрольних перерізах. По-друге, диференційна форма покладена в основу програмного засобу для ведення розрахункового експерименту, шляхом її відповідної дискретизації та алгебраїзації. Проточна частина лопатевого насоса та НА, як елемент ПЧ, відцентрового насоса розглядається як система, що складається з взаємозв'язаних між собою елементів. При цьому кожний рівень моделі характеризується єдиним підходом до вирішення завдання критеріального аналізу.

Наукова новизна одержаних результатів:

- проведено аналіз структури течії за РК, в результаті якого визначено наступні особливості: картина течії нерівномірна, ця нерівномірність зумовлена нерівномірністю колової складової швидкості; вказані особливості не залежать від розмірів відцентрових РК на виході, а визначаються формою меридіанного перерізу та кутом установки лопаті на виході;

- науково обґрунтована можливість поелементного розрахунку ПЧ відцентрових насосів;

- отримано критеріальні рівняння для робочого процесу відвідних пристроїв відцентрового насоса, що дозволяє врахувати нерівномірність розподілу гідродинамічних параметрів у вхідному перерізі відвідного пристрою;

- проведено системний аналіз ступеня відцентрового насоса на стадії компоновки останнього з окремих елементів з урахуванням нерівномірного розподілу гідродинамічних параметрів на виході з РК.

Практичне значення:

- проведено розрахункове дослідження впливу на характеристики насоса нерівномірної структури течії у зазорі між РК та НА, з урахуванням чого видані практичні рекомендації щодо модернізації геометрії вхідних ділянок НА, котрі теоретично встановлені та експериментально перевірені;

- визначено безрозмірні критерії оцінки роботи НА та взаємозв'язок між ними, що дозволяє розробити обґрунтовану методичку проектування НА з урахуванням взаємодії усіх його елементів та мінімізації сумарних втрат у НА;

- використання на стадії проектування рівнянь у критеріальному виді дозволяє виконувати кількісний аналіз і тим самим значно підвищити якість проектування НА в рамках переходу до блочно-модульного проектування ПЧ відцентрових насосів (ВЦН);

- доповнено методику проектування каналного НА ВЦН як найбільш гідравлічно досконалого та розповсюдженого відвідного пристрою.

Основні результати дослідження були впроваджені на підприємстві ВАТ «Лівгідромаш» та у навчальний процес СумДУ в дисципліні «Гідравлічні машини та передачі», «Моделювання та оптимізація гідропневмосистем» та «Системи автоматизованого проектування гідравлічних машин» для студентів спеціальності 05.05.17 «Гідравлічні та пневматичні машини», що підтверджується наведеними в дисертації актами впровадження.

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. В роботах, що опубліковані у співавторстві, здобувачем виконано: аналіз наявної класифікації вихрових течій та застосування останніх в насосах різного призначення [1], визначені загальні питання вивчення взаємного впливу роботи окремих елементів ПЧ на роботу один одного та насоса в цілому [2], наведені результати розрахункового експерименту по вивченню структури течії рідини за робочим колесом відцентрового ступеня [3], методика оптимізаційних заходів щодо модернізації робочих органів ПЧ ВЦН [4], наведені результати визначення картини течії та інтегральні показники ступеня з НА нової конструкції вхідних ділянок [5], отримання безрозмірних критеріїв та зв'язку між ними для НА багатоступеневих ВЦН [6].

Апробація результатів роботи. Основні положення дисертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на:

- X – XII Міжнародних науково-технічних конференціях «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Краматорськ, 2005 р., м. Київ, 2006 р., м. Луганськ, 2007 р.);
- VII - IX науково-технічних конференціях «Промислова гідравліка і

пневматика» (м. Вінниця, 2006 р., м. Мелітополь, 2007 р., м. Кременчук, 2008 р.);

- Міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання» (м. Харків, 2006 р.);
- на науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів та студентів СумДУ (щорічно з 2005 по 2008 рр. включно).

Публікації. Матеріали дисертаційної роботи відображено в 6 статтях у фахових виданнях, затверджених переліком ВАК України. Матеріали дисертаційної роботи використовувались у звітах по НДР.

Структура та обсяг дисертаційної роботи. Робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних літературних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 114 сторінок. Дисертаційна робота містить 51 рисунок, з яких 17 рисунків на окремих сторінках, 4 таблиці по тексту, 3 додатки на 12 сторінках, список використаних літературних джерел із 123 найменувань на 15 сторінках.

РОЗДІЛ 1
СТАН ПРОБЛЕМИ, ОБГРУНТУВАННЯ АКТУАЛЬНОСТІ ТЕМИ
ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Вплив структури течії на показники якості насоса

Актуальність задачі подальшого підвищення коефіцієнта корисної дії лопатевих насосів не потребує особливого обґрунтування – на привід зазначених насосів витрачається до 20% електроенергії, що виробляється у країні [7]. Втрати енергії у насосі прийнято поділяти на механічні, об'ємні та гідравлічні [8]. В даному випадку будемо вести мову тільки щодо рівня гідравлічних втрат у ПЧ насоса, величину яких прийнято характеризувати значенням гідравлічного коефіцієнта корисної дії (ККД) (η_z) проточної частини. Розглянемо відцентровий насос найпростішої конструктивної схеми – одноступеневий.

Абсолютна величина гідравлічних втрат енергії в ПЧ насоса визначається виразом

$$h_z = H_T - H,$$

де H_T – теоретичний напір РК насоса;

H – дійсний напір насоса.

Відповідно маємо

$$h_z = h_{z\Pi} + h_{zPK} + h_{zB}, \quad (1.1)$$

де $h_{z\Pi}$ – величина гідравлічних втрат у підводі, h_{zPK} – в РК, h_{zB} – у відводі.

Поряд з величиною гідравлічного ККД насоса η_r можемо говорити про величину гідравлічного ККД власне робочого колеса

$$\eta_{zPK} = \frac{H_{PK}}{H_T},$$

де

$$H_{PK} = H + h_{2\Pi} + h_{2B}.$$

Звідси маємо співвідношення

$$\eta_{2PK} = \eta_2 + \bar{h}_{2\Pi} + \bar{h}_{2B}, \quad (1.2)$$

де $\bar{h}_{2\Pi} = h_{2\Pi} / H_T$ - коефіцієнт відносного рівня гідравлічних втрат у підводі;

$\bar{h}_{2B} = h_{2B} / H_T$ - те ж саме у відводі.

Якщо виходити з уявлень, що підвід та відвід існують в ролі самостійних нерухомих елементів насоса і розповсюдити на них загальноприйнятий підхід [9] у визначенні рівня гідравлічної досконалості, будемо мати

$$h_{2\Pi} = \zeta_{\Pi} \frac{V^2}{2g}, \quad h_{2B} = \zeta_B \frac{V^2}{2g}, \quad (1.3)$$

де ζ_{Π} та ζ_B – коефіцієнти гідравлічного опору підводу ті відводу;

V – характерна швидкість.

В загальному випадку характерна швидкість приймається за власним розсудом. Вибравши в якості останньої витратну складову абсолютної швидкості потоку на вході в РК насоса (V_{m0}) маємо

$$V_{m0} = \frac{4Q}{\pi D_{np}^2},$$

де Q – подача насоса;

$D_{np} = \sqrt{D_1^2 - d_{em}^2}$ - приведений діаметр вхідної воронки РК, при цьому D_1 - її зовнішній діаметр, d_{em} - внутрішній діаметр вхідної воронки РК або діаметр втулки останнього.

Згідно з Руднєвим С.С. [8]

$$D_{np} = k_{ex} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (1.4)$$

де $[D_{np}] = \text{м}$, $[Q] = \text{м}^3/\text{год}$; $[n] = \text{об/хв}$ – частота обертання ротору насоса;

k_{ex} - безрозмірний коефіцієнт входу у РК насоса.

Останній має значення $k_{ex} = 3,25$ при допущенні наявності мінімального значення відносної швидкості потоку на вході в РК (W_1) без врахування впливу на неї стискання потоку лопатями РК внаслідок існування їх кінцевої товщини. Відповідно до постулату Г.Ф.Проскури [10], умова $W_1 = W_{1min}$ відповідає умові отримання максимального значення η_{2PK} . На практиці приймають $k_{ex} \geq 3,5$, чим враховується вплив товщини лопатей на значення W_{1min} і необхідність забезпечити прийнятний рівень антикавітаційних властивостей насоса (із зростанням k_{ex} кавітаційна характеристика насоса покращується). З врахуванням сказаного вираз (1.2) приймає вигляд:

$$\eta_2 = \eta_{2PK} + \frac{\zeta_{II} V_{m0}^2 / 2g}{H_T} + \frac{\zeta_B V_{m0}^2 / 2g}{H_T}. \quad (1.5)$$

Якщо врахувати вирази (1.3) і (1.4), а також зробити заміну $H_T = \eta_2 \cdot H$, то після перетворень залежності (1.5) отримуємо

$$\eta_2 = \frac{\eta_{2PK}}{1 + An_s^{3/4} (\zeta_{II} + \zeta_B)}, \quad (1.6)$$

де $A = 8 / ((3,65)^{4/3} g \cdot \pi^2 k_{ex}^4)$;

n_s – коефіцієнт швидкохідності насоса, що визначається загальноприйнятим шляхом [8]:

$$n_s = \frac{3,65 n \sqrt{Q}}{H^{3/4}},$$

при цьому $[Q] = \text{м}^3/\text{сек}$, $[n] = \text{об/хв}$, $[H] = \text{м}$.

Вираз (1.6) справедливий для всіх видів лопатевих насосів – відцентрових, діагональних, осьових. При цьому відомо [8], що зі збільшенням коефіцієнта швидкохідності насоса питома вага гідравлічних втрат зростає в загальному балансі енергії відповідно від найменшого в відцентрових до найбільшого в осьових насосах. Проте, навіть враховуючи це та орієнтуючись тільки на відцентрові насоси, матимемо наступні обставини. Величину $m = \zeta_{II} + \zeta_B$ можна обчислити двома незалежними один від одного шляхами. Перший – з використанням відомих даних по конкретним типам відцентрових насосів. Наприклад, використаємо дані по відцентровому консольному насосу загального призначення К160/20. Відповідно до ГОСТ 22247-76 для цього насоса маємо $Q=160 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=20 \text{ м}$, $n=1450 \text{ об/хв}$ і $\eta=81\%$. За формулою (1.6) маємо $\eta_{2PK} \cong \sqrt{\eta_2} \cong \sqrt[4]{\eta}$, або $\eta_2 \cong 0,9$ і $\eta_{2PK} \cong 0,95$.

Наведених даних достатньо для визначення величини коефіцієнта швидкохідності та, як наслідок, за виразом (1.6) можна визначити $m = \zeta_{II} + \zeta_B$. Також можна використати наявні узагальнені дані по відцентровим насосам. Мається на увазі відома [11] формула О.О. Ломакіна

$$\eta_2 = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{np} - 0,172)^2}. \quad (1.7)$$

Сумісне використання формул (1.6) та (1.7) дає можливість визначити значення m , задавшись значеннями n_s , n , k_{ex} та зовнішнього діаметру РК D_2 , через які вирахувати Q та H . Вибір зазначених величин відбувається у досліджених діапазонах значень: $n_s=70\dots120$; $n=1000\dots3000$ об/хв; $k_{ex}=3,5\dots4,5$; $D_2=250\dots450$ мм. При цьому розрахунок величини напору зводиться до послідовного використання залежностей

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}, \quad H_{T\infty} = \frac{U_2^2}{g} \quad i \quad H = H_{T\infty} \cdot \mu \cdot \eta_2,$$

де $\mu \approx 0,8$ [11] – поправка на скінчену кількість лопатей РК.

В обох випадках обчислені значення m виходять достатньо близькими один до одного. Принципово інша ситуація має місце при розрахунку значення m іншим самостійним шляхом – шляхом використання результатів статичної продувки підводу та відводу як окремих елементів. У цьому випадку конкретні дані по значенням ζ_{II} , ζ_B можна отримати використавши, наприклад, дані [9]. Безсумнівно, мається на увазі зведення їх до однакової характерної швидкості $V = V_{m0}$. Отримане в цих умовах значення $m = \zeta_{II} + \zeta_B$ буде відрізнятися від раніше оговореного значення m . Отримана різниця в їх абсолютних значеннях настільки вагома, що віднести її тільки на рахунок похибок використаних результатів розрахунків та дослідів не є можливим. Дані обставини мають інше реальне пояснення – відбувається взаємний вплив роботи елементів ПЧ насоса на характеристики одне одного через сформовану структуру течії між ними.

Ми детально зупинилися на питанні впливу структури течії на значення гідравлічного ККД ПЧ насоса. Однак тільки зниженням його значення проблема не є вичерпаною. Стосовно останнього доцільно привести цікавий приклад реального впливу структури течії, сформованої у даному випадку на виході з РК, на термін дії лопаток НА багатоступеневого ВЦН. Випадок трапився на дослідно-промисловій експлуатації живильного насоса СПЕ 1650 - 75 [12]. Менш ніж за 2000 годин роботи насос вийшов з ладу. Ревізія виявила –

вхідні елементи лопаток напрямного апарату виявились відламаними, потрапивши між статорними та роторними деталями насоса, - вивели його з ладу. Причиною зазначених поломок виявилось пульсуюче навантаження на лопатки апарату від потоку рідини, що перекачується, внаслідок наявних в ньому кромочних вихрових слідів за лопатями РК. Збільшення зазору між РК та НА за рахунок підрізки лопаток останніх виключило виникнення подібних явищ. Наведені вище, а також інші дані свідчать – структура течії в ПЧ насоса має вагомий вплив на всю сукупність показників його експлуатаційних якостей – енергетичні та кавітаційні, вібраційні та шумові характеристики, надійність в роботі та термін дії.

Перераховані причини змушували і змушують розробників нового насосного обладнання вирішувати задачу забезпечення прийнятної, за рівнем впливу на експлуатаційні показники якості роботи насосів, структури течії за окремими елементами їх ПЧ. Однак вирішуючи одну задачу, ми формуємо іншу – зміна параметрів течії потоку за тим чи іншим елементом вимагає внесення змін до його геометрії. Покращуючи цим шляхом експлуатаційні показники якості роботи насосів, ми погіршуємо іншу групу показників якості – виробничо-технологічну: зростання собівартості виготовлення, погіршення технологічності й ремонтпридатності створюваних виробів. Таким чином, структура течії між основними елементами ПЧ насоса має прямий або опосередкований помітний вплив практично на всю сукупність основних показників якості насоса.

Окрема проблема – вплив структури течії між елементами ПЧ на показники якості насоса – має також стримуючу дію на можливість реалізації нових перспективних напрямків розвитку насособудування. Зупинимося на питанні щодо реалізації блочно-модульного принципу конструювання динамічних насосів. Відомі приклади часткової реалізації зазначеного шляху розвитку насособудування. Мова йде про роботу, направлену на здійснення стандартизації та уніфікації використаних у складі насосів (насосних агрегатів) окремих деталей та складальних одиниць. Безумовно, результати такої роботи корисні та значимі – вони повинні розвиватися і подалі. Разом з тим вони не

містять необхідних нових підходів для забезпечення якісно нових темпів зростання економічної ефективності від діяльності галузі насособудування. За своєю основною суттю увесь комплекс виконуваних робіт даного напрямку зосереджено у рамках загального машинознавства. Відносна невелика складова робіт даного типу, пов'язана з необхідністю враховувати вплив факторів, які забезпечують власне робочий процес насосів, визначної ролі не грає. В цьому плані пропозиція [13] розширити блочно-модульних підхід безпосередньо на базовий функціональний центр насосів – ПЧ –принципово новий елемент. Для вирішення такої задачі досконале вивчення гідродинамічних аспектів, що визначають можливість отримання взагалі та рівень якості отриманих результатів, є базовим вихідним положенням [14]. Без вирішення даної задачі обговорення питання щодо розповсюдження блочно-модульного підходу під час конструювання ПЧ насосів втрачає будь-який сенс – різке погіршення експлуатаційних показників якості роботи насосного обладнання в економічному плані не буде виправдане отриманим покращенням виробничо-технологічних показників якості насосів.

Задача врахування дійсної структури течії в ПЧ насоса, в першу чергу на ділянках “вихід з підводу – вхід в РК”(ділянка I) та “вихід з РК – вхід у відвід” (ділянка II) досить складна й багатогранна. По суті ми маємо зосередження найбільш актуальних та мало досліджених питань на шляху подальшого вдосконалення ПЧ. Єдиного можливого вирішення задачі, очевидно, не існує. Ми маємо справу зі складною багатоплановою проблемою, пошук вирішення якої повинен вестися з різних сторін та різними методами, включно як накопичення окремих фактів, так і періодичне їх узагальнення на новій основі.

Відносно проблем, пов'язаних з ділянкою I, серед вихідних відомостей корисним на нашу думку є наступне коло окремих відомостей і міркувань. Стандартне формулювання функцій, виконання яких повинен забезпечити підвід насоса, включає в себе: забезпечення необхідної (доцільної, раціональної) структури течії на вході в РК. На жаль, в літературі відсутня скільки-небудь прийнятне тлумачення загальнозживаного визначення поняття “необхідна структура”. Якою ж насправді вона повинна бути на виході з

підводу? Загальні рекомендації [8] зводяться до наступного. При проектуванні вхідної ділянки лопатей РК приймається умова $V_{m1}(r_1) = const$ - так званий рівношвидкісний потік. За умови наявності моменту швидкості потоку перед колесом додатково вводиться умова $(r_1 V_{u1}) = const$, де $(d_{em}/2) \leq r_1 \leq (D_1/2)$, V_{u1} - колова складова абсолютної швидкості потоку у вхідній воронці РК. Вказані рекомендації є обґрунтованими у випадку використання моделі ідеальної рідини. Дійсна картина змінюється під впливом в'язкості перекачуваної насосом рідини. Стосовно впливу в'язкості на форму епюри $V_{m1} = f(r_1)$ існують емпірично перевірені рекомендації щодо вибору кутів атаки при проектуванні вхідної ділянки лопатей РК [15, 16]. Повертаючись до вимог – “формуванню необхідної структури течії підводом” – зазначимо, що за замовчуванням, маємо на увазі забезпечення відсутності колової нерівномірності абсолютної швидкості потоку та умови $V_r = 0$, де V_r – радіальна складова останньої. Більш детально, включаючи отримання кількісного критерію оптимізації структури течії за підводом, дане питання розглянуто в роботі [17]. Зупинимось ще на одному аспекті проблеми. Неупорядкована належним чином структура потоку за підводом у процесі руху поступово переходить у потрібну впорядковану під впливом в'язкості рідини. Однак необхідна у цьому випадку відстань від виходу з підводу до входу в РК призводить до неприйнятно великих габаритів розроблюваного насоса. Ефективним шляхом скорочення вказаної відстані при одночасному вирішенні задачі зменшення колової нерівномірності абсолютної швидкості потоку перед РК є закрутка потоку підводом. Разом з тим зовнішня простота даного підходу до вирішення задачі не повинна сприйматися проектантами насосів буквально – закрутка потоку в нерухомих елементах ПЧ є фактором, який має визначальний вплив на всю гідродинамічну складову робочого процесу насосу [18]. Реальним в даному випадку може бути й другий підхід – розрахунковим шляхом [19 - 22] визначити дійсну структуру потоку за підводом і, використовуючи критерії оптимізації [17], розв'язувати задачу оптимізації – пошук компромісу між масогабаритними показниками підводу та ступенем впливу на показники якості

роботи насоса сформованої даним підводом структури течії на вході у робоче колесо.

Відносно ділянки II загальні питання залишаються тими ж, як відносно ділянки I, тільки об'єм наших знань щодо неї значно менший. Цьому є об'єктивна причина – задача тут більш складна, оскільки мова йде про структуру течії за РК, що обертається, тоді як в першому випадку – стосовно нерухомого елемента (підводу). Разом з тим маємо дзеркально протилежну задачу – фактичну структуру течії потрібно враховувати при виборі геометрії вхідної ділянки нерухомого елемента (відводу), тоді як в першому випадку – елемента, що обертається (РК). Як і в першому випадку, проектування ведеться за умов: $V_{m2}(b_2) = const$ (вісесиметричний потік), $V_{u2}(b_2) = const$ (плоский потік), $V_{r2} = 0$, колова нерівномірність абсолютної швидкості потоку за РК відсутня. В останньому випадку b_2 – ширина РК на виході. На практиці відстань між РК і відводом менше, ніж між підводом і РК. Останньому маємо зрозуміле пояснення – потік за РК значно сильніше закручений, на відміну від потоку за підводами. Звернемо увагу тільки на одну складову частину проблеми. Фактично структуру потоку ділянки II можна покращити двома шляхами: один шлях – за рахунок змін геометрії РК, другий – вхідної ділянки відводу. Перший шлях складний. Достатньо згадати роботи О.А. Жарковського, проведені в Санкт – Петербургському технічному університеті [23] – помітних успіхів на цьому шляху так і не знайдено. Другий шлях постає більш перспективним, проте необхідно констатувати факт – такий погляд на задачу проектування не є загальноприйнятим й практично не розглядався. Можна стверджувати, що за сучасних умов це серйозний недолік, який стримує не тільки підвищення гідравлічного ККД ПЧ насосів, але й впровадження в практику їх проектування блочно-модульного принципу конструювання. Для ілюстрації сказаного звернемо увагу на дві роботи [24, 25]. Перша робота О.І. Тімшина стосувалася нерівномірності структури течії за відцентровим колесом і її впливу на характеристику ступені. Дослідник вивчав дійсну структуру течії за колесом на аеростенді на промисловому зразку колеса ВЦН. Результати зазначеної роботи

не знайшли практичної реалізації через необхідність ускладнення технології виготовлення відводів. Друга робота В.С. Смірнова стосувалася визначення особливостей конструкції основних вузлів головного циркуляційного насоса. Результати цієї роботи були реалізовані і виявилися досить ефективними, проте не отримали розвитку в якості загального підходу. Опираючись на розвиток технології машинобудування й усвідомлюючи важливість проблеми енергозбереження констатуємо – реалізація даного підходу є актуальною і перспективною задачею.

1.2. Напряний апарат відцентрових насосів в аспекті блочно-модульного підходу до проектування

Розвиток насособудування в напрямку поширення блочно-модульного підходу на проектування насосного обладнання передбачає скорочення типорозмірного ряду елементів насосів за умови одночасного підвищення серійності насосного обладнання [26]. При системному розгляді ВЦН як складної системи необхідно виділяти окремі конструктивні модулі. Особливої уваги потребує ПЧ. Кожен з робочих органів ПЧ має своє функціональне призначення. Крім того, розгляд підвідного пристрою, РК та відвідного пристрою як окремих елементів ПЧ не є правомірним без врахування взаємного впливу елементів на роботу один одного [3]. Стосовно підвідних пристроїв вперше аналіз їх роботи був проведений О.В. Вертячих в рамках роботи по створенню головного циркуляційного насоса (ГЦН).

Відвідні пристрої, далі відводи, лопатевих насосів мають наступні функції [27, 28]:

- забезпечують перетворення нерівномірної течії рідини за робочим колесом у вісесиметричну, тим самим створюючи умови для сталої течії в колесі наступного ступеня,

- змінюють момент швидкості потоку до наперед визначеної величини та перетворюють кінетичну енергію потоку, що виходить з колеса, в енергію тиску,
- підводять рідину до наступного ступеня насоса або до вихідного патрубку.

Відцентрові насоси зазвичай виконують з кільцевими, спіральними та лопатевими відводами (рис. 1.1). Тип конструкції зумовлений призначенням та параметрами насосів. Більшість машин одно- та двоступеневих мають відводи у вигляді спіральних камер та дифузорів, які безпосередньо виконуються в частинах корпусних деталей (рис. 1.1, а). Насоси, що перекачують рідину з твердими включеннями, виготовляються з відводами у вигляді кільцевих камер, які плавно переходять до дифузорного патрубку (рис. 1.1, б). Відводи великогабаритних насосів складаються з послідовно розташованих НА та кільцевого або спірального відводів (рис. 1.1, г).

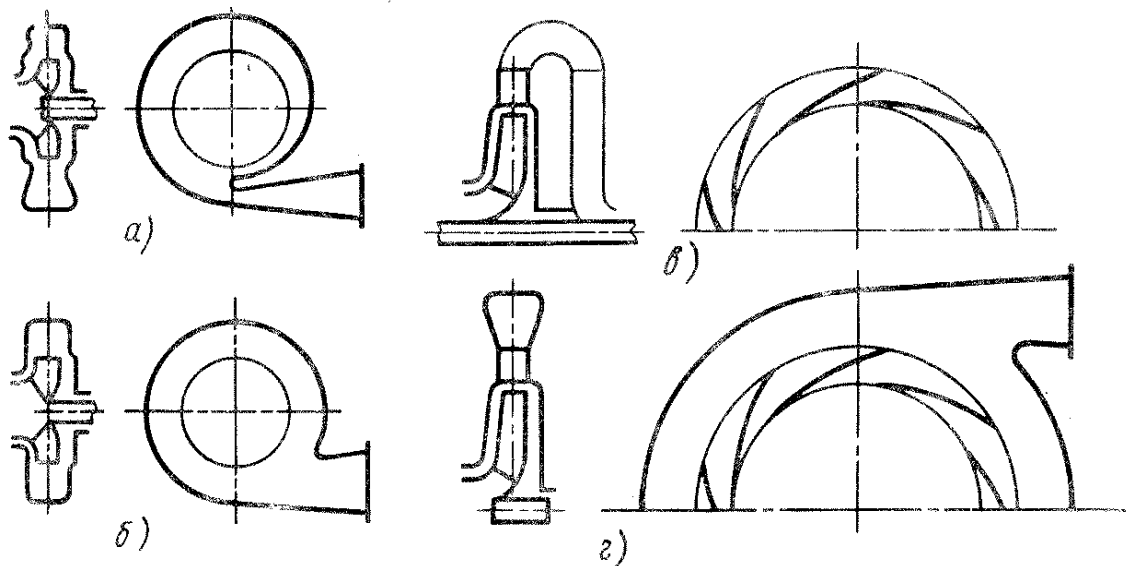


Рис. 1.1. Конструктивні схеми відводів відцентрових насосів.

Багатоступеневі насоси, зазвичай, мають лопатеві відводи – напрямні апарати (рис. 1.1, в). Тому до апаратів такого типу висувають додаткову умову

забезпечення прийнятної структури течії на вході в робоче колесо наступного ступеня.

У вітчизняній практиці насособудування використовують чотири типи НА (рис. 1.2):

1) НА, в яких дифузорні канали з'єднані зі зворотними перевідними каналами (рис. 1.2, а);

2) НА, в яких зворотні канали роз'єднані з підвідними каналами безлопатевим кільцевим каналом (рис. 1.2, б);

3) НА з виконаними лише каналами дифузорної ділянки. Зворотні канали виконуються в іншій деталі (рис. 1.2, в);

4) роз'ємні НА, що застосовуються при нерозбірному роторі (рис. 1.2, г).

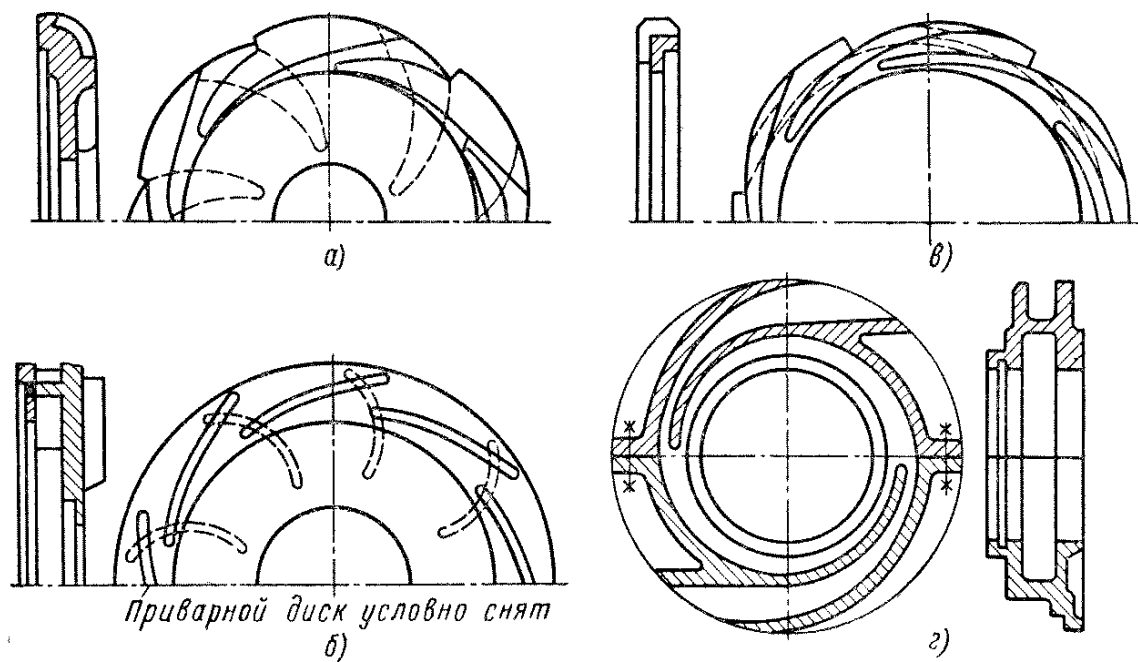


Рис. 1.2. Типи напрямних апаратів.

НА зазвичай застосовують в багатоступневих насосах з $n_s < 120$ та одноступневих з $n_s = 250 \div 500$. В типовому каналному НА багатоступневого ВЦН можна виділити наступні ділянки (рис. 1.3):

- спіральна ділянка, яка виконує функцію перетворення нерівномірної течії в сталу вісесиметричну течію;

- дифузор, який призначений для перетворення кінетичної енергії рідини в потенційну;
- зворотний підвідний канал, який забезпечує рівномірний підвід рідини до вхідної воронки колеса наступного ступеня з заданою циркуляцією швидкості.

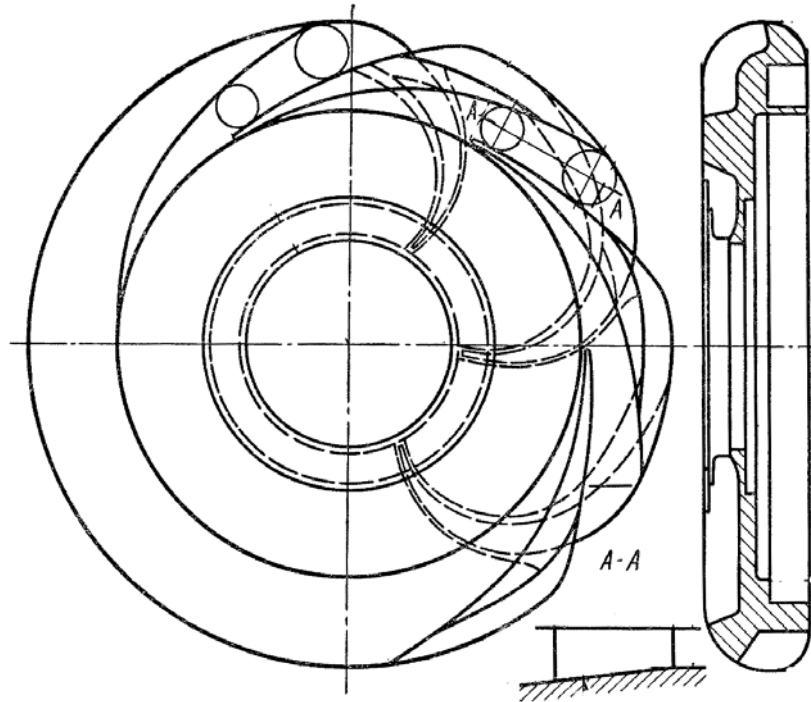


Рис. 1.3. Конструктивна схема каналного НА відцентрового насоса.

Проведені дослідження [8] виявили, що для ступенів з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 210 \div 340$ характеристика потужності майже не залежить від параметрів відводу (в основному споживана потужність залежить від розмірів та геометрії РК), тоді як для насосних ступенів з $n_s < 210$ від пропускної здатності спіральної ділянки залежать втрати в РК при різних режимах роботи насоса. Зона оптимального ККД визначається конструкцією нерухомих елементів ПЧ насоса, площею їх прохідних перерізів. В роботі [29] дослідниками ВНДІАЕН зроблені висновки щодо впливу на форму проточних характеристик таких розмірів НА, як зовнішній діаметр та ширина, площа вхідного та вихідного перерізів дифузornoї ділянки, радіуси скруглення лопатей на вході, форма всіх ділянок НА. Дослідним шляхом встановлено, що

на режимах менших від $0,7Q_{onm}$ на форму напірної характеристики суттєвий вплив має кут $\alpha_{3л}$ установки лопатей НА [30].

Робота НА, як нерухомого елемента, визначається умовами входу течії до горловини спіральної ділянки. Вхід рідини визначається кількістю рідини Q , що надходить з РК, та моментом швидкості K_3 , останній зумовлений абсолютною швидкістю V_3 та кутом направлення α_3 . Для кожного відводу існує характеристика оптимального режиму роботи, так званий промінь відводу:

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = f\left(\frac{Q}{K_3}\right),$$

$$K_3 = V_{u3} \cdot r_3,$$

де $D_3 = 2r_3$ - діаметр входу течії до горловини НА;

V_{u3} - проекція абсолютної швидкості на коловий напрям.

З рис. 1.4 можна побачити взаємозв'язок роботи лопатевого РК та НА, через відсутність збігу розрахункових режимів колеса та НА можуть виникнути додаткові втрати енергії в ПЧ. До того з рис. 1.5 видно, що гідравлічні втрати у відводі мають чітко виражений мінімум, на відміну від РК, та зумовлюють роботу оптимального режиму ступеня в цілому.

Проведені дослідження [31 - 35] вказують на нерівномірність розподілу гідродинамічних параметрів течії за робочим колесом. Доведена необхідність врахування просторового характеру течії при проектуванні нових конструктивних рішень елементів проточної частини, а саме НА.

Згідно з [32] розподіл повних тисків в каналах відцентрового РК з просторовою формою лопаті ($n_s=90$) вказує на наявність великої низькоенергетичної зони біля тильної сторони лопаті на виході з РК (найбільші розміри ця зона має біля покривного диску колеса) вже на оптимальному режимі роботи ступеня. На цій ділянці зосереджена найбільша частка втрат у

міжлопатовому каналі. Причиною цього явищу є відсутність класичного зриву в цій області.

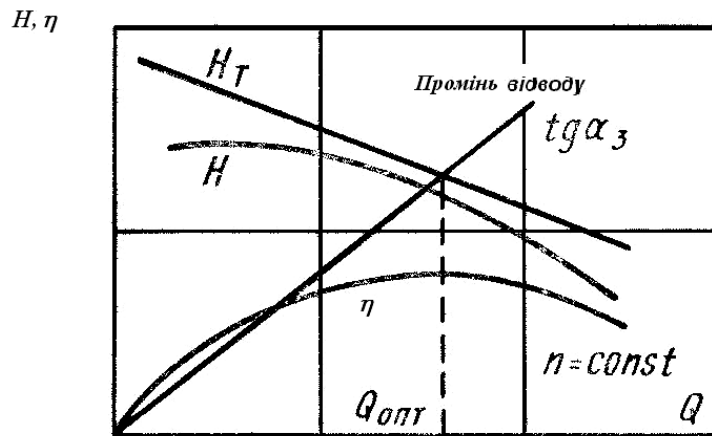


Рис. 1.4. Залежності теоретичного напору $H_T = f(Q)$ та $\text{tg} \alpha_3 = f\left(\frac{Q}{K_3}\right)$

для лопатевого насоса.

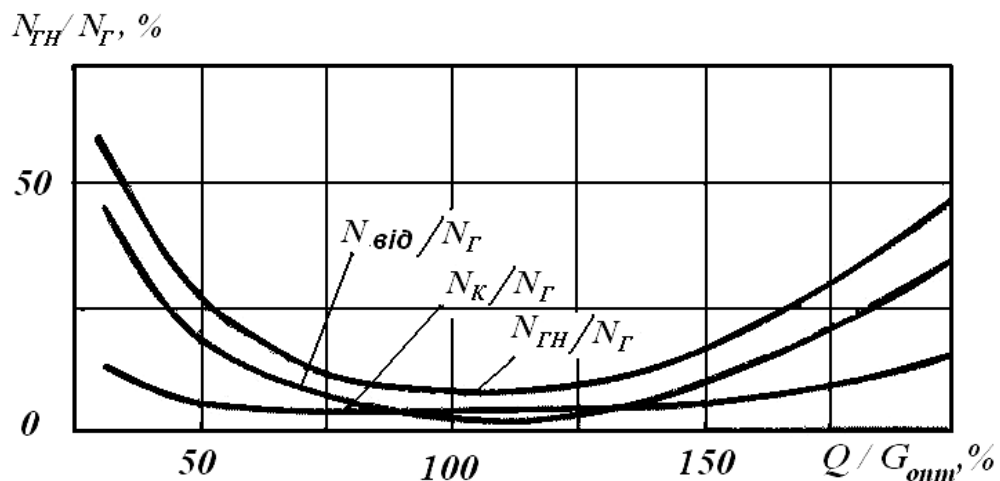


Рис. 1.5. Гідравлічні втрати: N_G – гідравлічна потужність насоса; N_K та N_B – потужність гідравлічних втрат в колесі та відводі відповідно; $N_{ГВ}$ – потужність гідравлічних втрат у насосі.

Досліди течії у міжлопатовому каналі 16-тилопатевого РК вказують на колову нерівномірність розподілу швидкостей основної течії. Зі збільшенням відносного радіусу r/r_2 течія з більшими швидкостями зміщується від тильної сторони лопаті ($r/r_2 = 0,565$) до передньої ($r/r_2 = 0,92$). Процес супроводжується

зародженням єдиного подвійного вихору (рис. 1.6). Поблизу входу швидкості вторинної течії більше біля основного диску, що породжує єдиний головний вихор (див. рис. 1.6, а), ближче до виходу через вторинні швидкості єдиний вихор стає подвійним (див. рис. 1.6, б).

Трохи інша картина виникає при роботі 8-лопатевого колеса. На початку існує два поряд розташованих вихори, що попереджує переміщення потоку з низькою енергією від покривного диску до тильної сторони лопаті (рис. 1.7, а). На виході з колеса ми маємо єдиний вихор (вихор біля основного диску має дуже малу інтенсивність, якою можна знехтувати) (рис. 1.7, б).

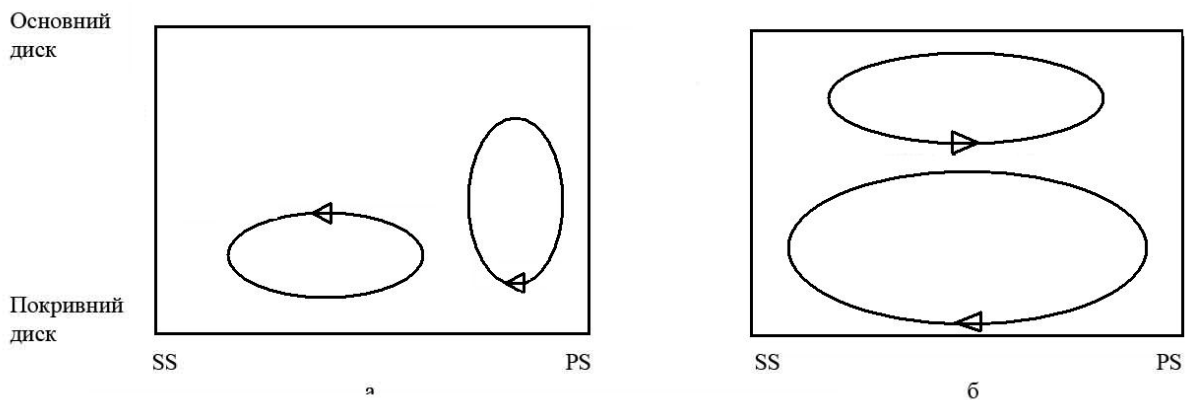


Рис. 1.6. Схема вторинних вихорів колеса з числом лопатей $z = 16$:

SS – тильна сторона лопаті; PS – передня сторона лопаті.

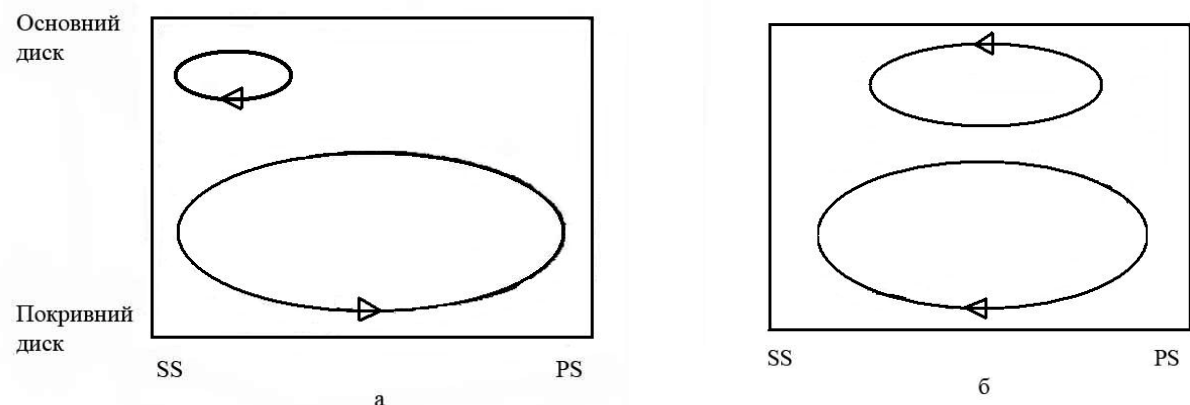


Рис. 1.7. Схема вторинних вихорів колеса з числом лопатей $z = 8$:

SS – тильна сторона лопаті; PS – передня сторона лопаті.

Результати досліджень течії рідини за РК ВЦН, проведених А.І. Тімшиним [31, 35], в абсолютному русі виявили нерівномірний розподіл за шириною колеса кутів потоку та меридіанних складових абсолютних швидкостей. Були відмічені три форми течії. На режимах перевантаження потік прискорювався біля дисків колеса, на оптимальному потік притискався до покривного диску, на режимах недовантаження – симетрична картина течії з максимальними швидкостями та кутами по центру каналу колеса. Абсолютна швидкість, як і її колова складова, майже не змінювалась за шириною колеса. Достатньо рівномірно змінювався напір. Практично на всіх режимах напір у покривного диску трохи вище, ніж біля основного.

Аналіз результатів досліджень відносного руху виявив значну нерівномірність кутів потоку як за шириною колеса, так і за кроком лопатей. Течія з максимальними кутами розташована біля передньої сторони лопаті, з мінімальними – біля задньої, до того ж на всіх режимах кути від’ємні. Відносні складові швидкості, як і повні тиски, за шириною колеса змінюються незначно.

Зі збільшенням r/r_2 нерівномірність параметрів зменшується, причому течія практично стабілізується на відстані $r/r_2 = 1,14$.

Звертаючись до накопиченого досвіду аналогічних досліджень відцентрових вентиляторів [36] маємо східну картину: розподіл швидкостей та тисків на виході з РК не є рівномірним (рис. 1.8): коефіцієнти радіальної \bar{c}_{2r} та дотичної \bar{c}_{2u} швидкостей значно збільшуються поблизу переднього диску.

Результати досліджень роботи відцентрових компресорів [37] також звертають увагу проектувальників на значну нерівномірність абсолютної швидкості на вході до відвідних пристроїв (безлопатевого дифузора, лопатевого апарату) та необхідність врахування впливу одних елементів ПЧ на роботу наступних на дозвукових швидкостях.

Для невеликих значень коефіцієнта швидкості n_s зазор між робочим колесом та напрямним апаратом становить від 1 до 3 % від зовнішнього діаметру. З огляду на вищевказане ми зобов’язані враховувати

нерівномірність структури течії на цій ділянці проточної частини за умови прямування до зменшення втрат у відповідному пристрої, ПЧ загалом.

НА, з точки зору гідродинамічної теорії ґраток [38], являє собою нерухому ґратку, котра має ряд однакових за формою лопатей, рівномірно розташованих по колу, обмежених концентричними поверхнями обертання або площинами. Для ВЦН малої та середньої швидкохідності у першому наближенні можна прийняти, що в області НА поверхні струму є площинами, ортогональними до вісі обертання.

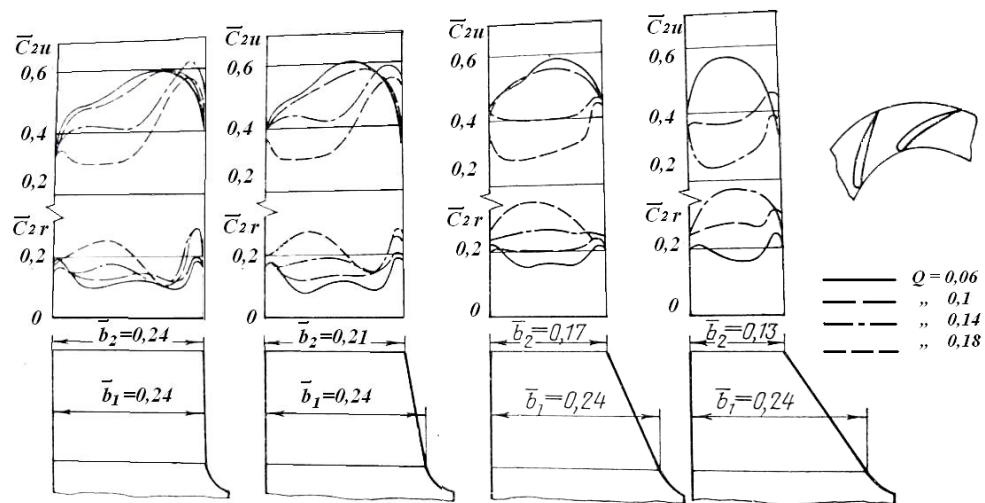


Рис. 1.8. Осереднені коефіцієнти складових абсолютної швидкості на виході з РК, що відрізняється кутом нахилу переднього диску.

Загальною характеристикою нерухомої ґратки за [39] є рівняння:

$$\Gamma'' = k \cdot \Gamma' + (1 - k) \tau_0 \cdot q,$$

де Γ'' та Γ' - циркуляція течії відповідно до та після ґратки;

q – питома витрата;

k – коефіцієнт прозорості ґратки;

τ_0 – коефіцієнт неробочого (нульового) режиму.

Нам важливий той факт, що параметри k та τ_0 не залежать від вибору вихідних течій та зумовлені лише геометрією робочого органу насоса, тобто течія в ґратці визначається однозначно для вільно заданих Γ' та q .

Параметр k показує в якій мірі зміна циркуляції Γ' до ґратки відображається на величині циркуляції Γ'' після ґратки. Границі зміни цього параметру $0 \leq k \leq 1$. За умови $k = 0$ ґратка є достатньо щільною і ми маємо змогу стверджувати про незалежність параметрів течії за робочим елементом від умов на вході до останнього.

Значення параметру k менше від 0,01 відповідає непрозорій ґратці, коли вихід повністю не залежить від умов входу [39]. При заданих кутах установки та формі лопатей сумісна дія останніх на течію залежить лише від відносної щільності розташування лопатей. Щільність визначається відношенням середнього характерного розміру лопатей, наприклад L – довжини лопаті до середнього кроку T ґратки. Відповідно [40] є два крайні значення цього відношення:

- $L/T = 0$ - гранично розріджена ґратка, лопаті якої або мають нескінченно малу довжину, або розташовані одна від одної нескінченно далеко;
- $L/T = (L/T)_{\max}$ - гранично щільна ґратка, лопаті якої мають або нескінченну довжину, або торкаються одна одної.

Очевидним є, що другий варіант ближчий до ґратки НА, тому значення k безумовно буде меншим ніж 0,01.

Величина моменту швидкості на виході з НА визначається геометрією вихідних елементів лопаток НА [41]:

$$r_1 V_{u1} = \frac{Q \cdot (A \cdot \operatorname{ctg} \alpha_{6k} + B)}{b_6},$$

де $A = 0,1299$, $B = 0,0231$;

Q – подача ступеня;

b_6 – глибина зворотних каналів на виході НА;

α_{6l} – кут між дотичною до лопатки та коловим напрямком на виході з НА;

r_1 – приведений радіус РК на вході;

V_{ul} – колова складова абсолютної швидкості у вхідному перерізі РК.

Звернімося до блочно-модульного підходу науково-методичних основ проектування ПЧ динамічних насосів, який передбачає формування конструктивної схеми насоса із типових відцентрових елементів, склад і кількість яких обирається із умови забезпечення вимог технічного завдання на проектування [42, 43]. Найбільш складним питанням у гідродинамічному відношенні є питання якості самостійних модулів ПЧ. Традиційно ПЧ розглядається як єдине ціле, її якість визначається загальними інтегральними показниками. За цих умов питання щодо критеріїв оптимізації структури течії у вхідних та вихідних перерізах елементів ПЧ залишається відкритим. Це все призводить до впливу, дуже часто й негативному, незначних конструктивних змін модулів на якість робочої характеристики. В рамках цього підходу підвід, РК та НА потрібно розглядати як окремі самостійні елементи, одночасно враховуючи взаємний вплив на роботу один одного через сформовану структуру течії на виході з них. Для створення типорозмірного ряду окремих елементів ПЧ необхідно вибрати критерії прийняття проектних рішень. Стосовно підвідних пристроїв вперше О.В. Вертячих вивів ряд критеріальних параметрів, вказав рівняння та зв'язок між ними. Щодо відвідних пристроїв за результатами літературного огляду такої інформації не було знайдено.

1.3. Виділення підводу в окремий модуль ПЧ лопатевого насоса (науково – методичний підхід О.В. Вертячих)

В роботі [44] наведені результати дослідження, які використовуються у багатоступеневих ВЦН. В рамках роботи з створення ГЦН був проведений аналіз конструкцій та умов роботи існуючих типів підвідних пристроїв, на основі якого була запропонована нова конструкція бокового підводу.

Попередній огляд літературних джерел показав необхідність врахування просторового характеру течії в бокових підводах для забезпечення малої нерівномірності течії на вході в РК.

Була прийнята до уваги колова та радіальна нерівномірність потоку на виході з підводу. Під коловою нерівномірністю прийнято відхилення параметрів течії від їх осереднених значень за кутом вздовж ліній постійного радіусу в вихідному перерізі підводу, а під радіальною – нерівномірний розподіл вздовж радіуса осереднених по колам параметрів потоку. Остання має властивість осьової симетрії. Колова нерівномірність була визнана причиною несталої течії рідини в каналах ПЧ.

З огляду на те, що будь яке рівняння в безрозмірному вигляді не змінює свого вигляду, був зроблений висновок про вхід конкретних гідромеханічних параметрів підводів до складу коефіцієнтів при безрозмірних членах рівнянь гідромеханіки - критеріальних, оскільки вони сприятимуть забезпеченню геометричних та кінематичних умов подібності.

Критеріальне рівняння підводів отримано з рівняння Бернуллі для двох перерізів вхідного та вихідного, індекси відповідних параметрів in та out. На вході прийнято рівномірну течію, на виході - нерівномірну. Остаточне критеріальне рівняння за [44] має вигляд:

$$\lambda + \frac{1}{n^2} = (1 - \varphi^2 m^2) \cdot (1 + s^2) + \zeta_0. \quad (1.9)$$

де $\lambda, n, m, \varphi, s, \zeta_0$ – безрозмірні критерії.

З метою застосування даної методики в подальшому розглянемо їх докладніше.

В рівнянні (1.9) λ – коефіцієнт перепаду статичного тиску - має вигляд:

$$\lambda = \frac{P_{in} - \langle P_{out} \rangle}{\rho V_0^2 / 2}, \quad (1.10)$$

де P_{in} – значення статичного тиску на вході за умови $P_{in}=Const$;
 $\langle P_{out} \rangle$ - осереднене значення статичного тиску на виході з підводу;
 ρ - густина робочої рідини;
 V_0 - середньовитратна швидкість на вході підводу за умови $V_{in}=Const$,
 $V_{in\ cp}(r, \varphi)=Const$

$$V_0 = \frac{4Q}{\pi \cdot D_{np}^2}.$$

Співвідношення витратних швидкостей на вході та виході з підводу характеризує геометричну конфузорність підводу і є виразом коефіцієнта конфузорності

$$n = \frac{F_{in}}{F_{out}} = \frac{V_0}{V_{in}}. \quad (1.11)$$

Коефіцієнт моменту швидкості визначається:

$$m = \frac{KD_{np}}{Q}, \quad (1.12)$$

де K – момент швидкості потоку, $K = V_u \cdot r$.

Коефіцієнт нерівномірності:

$$s = \frac{\sqrt{\langle \Delta V \rangle_{out}^2}}{\langle V \rangle_{out}}, \quad (1.13)$$

де $\langle \Delta V \rangle_{out}$ - осереднена пульсація швидкості;

$\langle V \rangle_{out}$ - осереднена швидкість.

Коефіцієнт опору підводу або коефіцієнт втрат енергії (повного тиску) потоку:

$$\zeta_0 = \frac{2g \cdot h_{втр}}{V_0^2}, \quad (1.14)$$

де $h_{втр}$ – питома втрата енергії на одиницю ваги рідини.

Коефіцієнт φ характеризує габаритні показники і визначається за формулою:

$$\varphi^2 = \frac{\pi^2 \left(1 - \bar{d}_{вм}^2\right)}{4\bar{r}_{cp}^2},$$

де

$$\bar{r}_{cp} = \frac{r_{cp}}{0,5 \cdot D_{np}} = \frac{0,5(r_0 + r_{вм})}{0,5D_{np}},$$

де r_0 – радіус входу в РК.

Виходячи з вищенаведеного бачимо, що до критеріального рівняння (1.9) ввійшли п'ять безрозмірних критеріїв підводу.

Вихідна функція залежить від багатьох факторів. Критеріальний аналіз дозволяє зменшити їх кількість за рахунок об'єднання у критеріях подібності. Це було зроблено для підводів і є базою для створення подібного аналізу для відводів.

1.4. Сучасні методи математичного моделювання в гідроаеромеханіці

Від початку проектування гідромашин перед конструкторами стоїть завдання спрогнозувати параметри роботи, характеристику, тощо. Труднощі виникають через те, що параметри роботи зумовлені картиною течії рідини всередині ПЧ, а сама течія настільки складна, що іноді може бути визначена лише фізичним експериментом. Реалізація нової концепції насособудування, мається на увазі впровадження блочно–модульного підходу конструювання, потребує вирішення широкого кола питань в бажано короткі строки і з мінімальними затратами. За цих умов принципово важливо мати достовірні методи прогнозування результатів як таких та їх якості. Лише останнього часу був досягнутий неабиякий прогрес в галузі створення засобів математичного моделювання, спроможних якісно і кількісно виконати розрахунок течії з належною точністю.

Перші кроки на шляху впровадження розрахункового експерименту зробили в 60-их роках 20-го століття. Широкого розповсюдження набули програма і метод Б.С. Раухмана, яка дозволяла розраховувати швидкості та тиски на контурах профілів в двовимірній постановці [45, 46]. Поступово з'являлися нові й нові програми, котрі дозволяли враховувати все більш і більш властивостей рідини та особливостей робочих процесів.

З 80-х – 90-х років ХХ століття найкращі з розроблених засобів моделювання були реалізовані в комерційних програмних продуктах, котрі набувають все більшого поширення серед фахівців галузі насособудування [47]. Тут слід згадати такі програми, як CFX (сумісне виробництво Канади, Англії, Німеччини), STAR-CD (Англія), Fluent (США), FlowVision (Росія).

Розрахунок течії виконується шляхом вирішення рівнянь руху рідини в загальному випадку [48]. Це рівняння нерозривності та Нав'є-Стокса [49]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k) = 0, \quad (1.15)$$

$$\begin{aligned} F_i - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k^2} \right) = \\ = \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i u_j) + \frac{\partial}{\partial x_k}(u_i u_k) \end{aligned}, \quad (1.16)$$

де x_i, x_j, x_k – напрямки декартової системи координат;

F_i – проекції масових сил на відповідні напрямки декартової системи координат;

$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i}$ - проекції сил тиску на відповідні напрямки декартової системи

координат;

$\nu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_k^2} \right)$ - проекції сил в'язкості;

$\frac{\partial u_i}{\partial t}$ та $\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i u_j) + \frac{\partial}{\partial x_k}(u_i u_k)$ - локальні та конвективні

прискорення у проекціях на відповідні напрямки системи координат.

Якщо нас цікавить осереднене за часом значення параметрів течії, замість рівняння (1.16), можна вирішувати рівняння Рейнольдса [50]:

$$\begin{aligned} F_i - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_i^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_k^2} \right) = \bar{u}_i \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \bar{u}_k \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_k} + \\ + \frac{\partial}{\partial x_i}(\overline{u_i' u_i'}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{u_i' u_j'}) + \frac{\partial}{\partial x_k}(\overline{u_i' u_k'}) \end{aligned}, \quad (1.17)$$

де $\bar{p}, \bar{u}_i, \bar{u}_j, \bar{u}_k$ - осереднені значення параметрів;

$\overline{u_i'}, \overline{u_j'}, \overline{u_k'}$ - пульсаційні складові швидкості.

В якості граничних умов задаються умови прилипання на твердих стінках, розподіл складових швидкості у вхідних перерізах [51]. Якщо маємо приблизно рівномірний розподіл швидкості у вхідному перерізі, то, як правило, задається середня швидкість.

В якості чисельного методу застосовується метод кінцевих об'ємів (МКО), який останнім часом набув широкого застосування в системах автоматизованого проектування [52]. До переваг даного методу відносять доступність та легкість його розуміння, можливість застосування в задачах з різноманітною формою області рішення. Основна ідея МКО полягає у наступному: розрахункову область розбивають на N контрольних об'ємів, що не перетинаються, таким чином, що кожна вузлова точка належить границі між контрольними об'ємами. Диференційне рівняння інтегрують по кожному контрольному об'єму. Для обчислення інтегралів застосовують кусочно - неперервні функції. Останні описують зміну залежної величини між сіточними вузлами. В результаті отримують систему лінійних диференційних рівнянь, рішенням яких є вектор значень величини у вузлах сітки [53]. Однією з важливих властивостей методу є закладене точне інтегральне збереження таких величин, як кількість руху, маса та енергія на будь-якій групі контрольних об'ємів, а останнє означає що й на всій розрахунковій області.

Термін «рідкий об'єм», під яким розуміють малий або кінцевий об'єм рідини, що складається з одних й тих самих неперервно розташованих по всьому об'єму часток, широко застосовується у гідромеханіці [54, 55].

Протягом всіх етапів застосування вказаного методу особливу увагу слід приділяти відповідності умов на границях елементів.

Система диференційних рівнянь у частинних похідних (1.15) – (1.17) при дозвукових режимах течії, а саме такі мають місце у ПЧ насосів, відносяться до еліптичного типу [56 - 59]. З практичної точки зору при виконанні розрахункового експерименту це означає, що необхідно задавати граничні умови на усіх поверхнях (стінках), котрі обмежують розрахункову область, що неможливо розглядати окремо будь-яку частину розрахункової області. Разом з тим вирішення граничних задач методом підобластей передбачає виділення

окремих елементів в розрахункових областях та узгодження граничних умов між ними. Причому граничні умови узгоджуються як кількісно, так і якісно. Наприклад, періодичні граничні умови, нормальний або дотичний до границі напрямок, баланс між статичною та динамічною складовою, тощо.

Наведені міркування підтверджують правомірність поєднання різних елементів при умові узгодження граничних умов між ними. Однак для цього необхідно дослідити характер граничних умов і у нашому випадку він визначається структурою течії у зазорі між РК та НА ступеню ВЦН.

Для замкнення цих рівнянь використовуються різні моделі турбулентності, описані в [48, 60]. Коротко розглянемо їх:

1. Алгебраїчні моделі турбулентної в'язкості, основані на гіпотезі Бусінеска. Є найбільш економічними моделями розрахунку течії рідини й газу. Недоліком є неможливість моделювання переносу енергії турбулентності від розташованих вище за течією прошарків рідини.

2. Моделі, що вирішують 2 диференціальних рівняння.

$k - \varepsilon$ модель турбулентності. Диференційні рівняння описують перенос турбулентної енергії k та швидкості дисипації ε . Для вирішення цієї моделі потрібно розбивати дуже густу сітку через різку зміну параметрів k та ε поблизу твердих стінок. Недоліком даної моделі є низька точність моделювання течій з відривом від гладких поверхонь [61].

Це враховано в моделі $k - \omega$ [62], де замість ω моделюється частота турбулентних пульсацій ω . Проте тут існує залежність результату від вихідного значення ω у вхідному перерізі.

Гібридна модель BSL [63] використовує функцію плавного переходу від $k - \varepsilon$ моделі, що добре працює в ядрі течії, до $k - \omega$ моделі, яка добре працює біля твердих стінок.

SST, так звана модель переносу зсувних напружень, найбільш вдала з моделей, основаних на 2 диференціальних рівняннях. Використовується в пакеті CFX [64].

3. Модель Рейнольдса зручно використовувати при моделюванні надто закручених течій.

RSM – повна модель напружень Рейнольдса, основана на $k - \varepsilon$, $k - \omega$ або SST моделі з додаванням рівнянь переносу кожного з шести напружень Рейнольдса. Недоліком є великі затрати часу та важкість досягнення сходимості результату.

ASM – алгебраїчна модель напружень Рейнольда, відрізняється від попередньої тим, що рівняння переносу моделюються алгебраїчними, а не диференційними рівняннями.

4. Моделі LES та DNS.

Моделі LES – моделювання крупних вихроутворень (основна ідея полягає у формальному математичному розділенні крупних та мілких структур [61]) - та DNS – безпосереднє чисельне моделювання – моделюють крупномаштабні пульсаційні течії, а інші мілкомаштабні – звичайними моделями турбулентності. Результати використання зазначених моделі можна знайти в роботах [65 - 67].

Останнім часом з'явилась певна кількість публікацій з результатами застосування різних моделей турбулентності в різних програмних продуктах. Основні рекомендації розробників програмного пакету розрахункового дослідження з-за допомогою CFX наведені в [68 - 69]. Результати роботи програмного комплексу FlowER відображені в роботах [70 - 73,], програмного комплексу CFX в роботах [72 - 80]. Наведемо лише деякі з них (рис. 1.9).

Тестування комерційних продуктів проводилось і науковими співробітниками кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету [81 - 84]. За результатами тестування та розрахункових експериментів авторами був зроблений висновок про якісне та, як мінімум, задовільне кількісне співпадіння результатів моделювання за допомогою програмних пакетів з результатами фізичного експерименту. Була відмічена перевага пакету CFX над FlowVision.

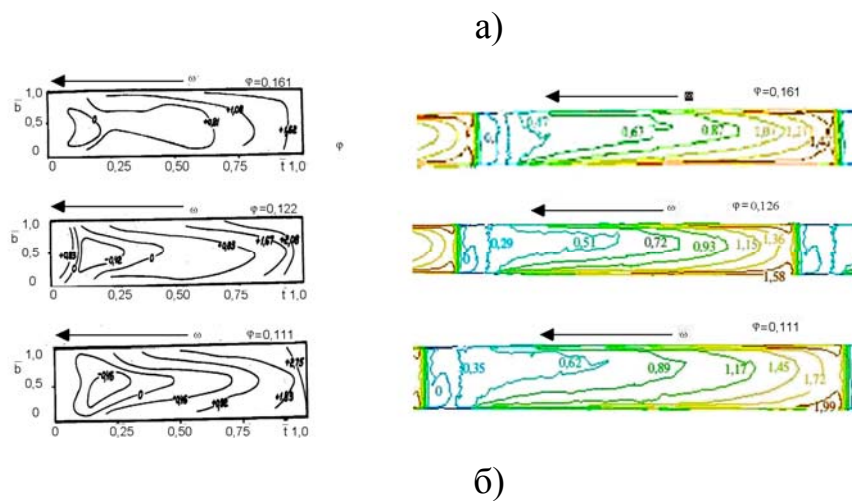
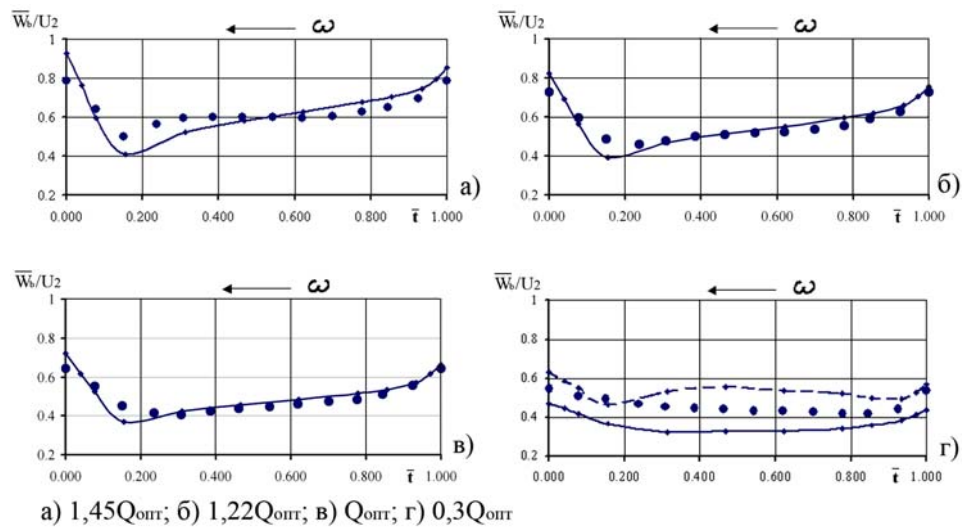


Рис. 1.9. Співставлення результатів фізичного (ФЕ) та розрахункового (РЕ) експериментів для відцентрового робочого колеса з параметрами $n_s = 100$,

$$D_2 = 500 \text{ мм}, z = 7, n = 2200 \text{ об/хв:}$$

а) розподіл по кроку лопаті РК відносної швидкості для різних режимів роботи РК (••• - РЕ, — - ФЕ);

б) ізолінії меридіанних складових абсолютної швидкості для різних режимів роботи РК (зліва – результати ФЕ, справа – результати РЕ).

Наряду з іноземними фахівцями, вітчизняні науковці теж роблять впевнені кроки на шляху створення програм розрахунку течій рідини та газу за різноманітних умов, наведемо лише деякі з них [23, 85 - 88].

Огляд сучасних програмних засобів вказує на те, що зазначені програми можна використовувати для моделювання течії рідини в ПЧ динамічних насосів,

прогнозувати характеристики ПЧ на стадії проектування з достатньою точністю, економити ресурси при проведенні фізичного експерименту.

Було прийнято рішення розрахункові експерименти проводити в програмному середовищі CFX. Спочатку використовувалась академічна версія, надана університету розробниками, на завершальній стадії – промислова в межах співпраці з ОАО «ВНДІАЕН» (з Луговою С.О.).

1.5. Висновки

На основі інформаційно-аналітичного огляду можна стверджувати про наявність значимості і актуальності поставленої задачі. По цьому розділу можна зробити такі висновки:

1. Існуюча практика насособудування передбачає в основному розгляд ПЧ ВЦН як одного цілого. Дослідження, проектування та виробництво насосів за цих умов не є рентабельним і тому була запропонована ідея їх блочно – модульного проектування. Реалізація такої концепції дозволить значно підвищити рентабельність вітчизняних насособудівників, підвищити ремонтпридатність насосів та якість їх сервісного обслуговування.

2. Гідродинамічна теорія ґраток, як одна із складових прикладної гідроаеромеханіки, що вивчає характеристики течії в елементах турбомашин, геометрична форма яких має періодичну структуру, надає нам таку характеристику елементів як густина ґраток. Відповідно до цього елементи можуть бути зовсім або частково та достатньо з практичної точки зору непрозорими. За цих обставин граничні умови за такими елементами можуть бути сталими і не залежати від умов на вході в них. Це частково обґрунтовує окремість («незалежність») елементів ПЧ ВЦН, їх виділення в окремі елементи та подальше використання в умовах БМП ПЧ ВЦН.

3. Дослідження робочого процесу гідромашин, і в ПЧ ВЦН зокрема, є дуже складним як з традиційним використанням засобів фізичного

експерименту, так і розрахункового експерименту останнім часом. Одним із шляхів подолання цього є дослідження робочого процесу в окремих елементах ПЧ, виявлення впливу їх параметрів як на характеристики елементів, так і на ПЧ в цілому. На цьому шляху отримано певний досвід і всі отримані результати можуть бути використані при практичній реалізації БМП.

4. Згідно положень теоретичної гідромеханіки та математичної фізики характер течії рідини у ПЧ ВЦН зумовлений формою та розмірами усіх її елементів, тобто еліптичним характером рішень рівнянь, що описують течію рідини. Разом з тим обґрунтовано строгим є вирішення граничних задач про течію рідини у складних багатозв'язних областях по підобластям з узгодженням граничних умов на границях, що їх розмежовують. З огляду на це дослідження характеру течії на границях розмежування елементів ПЧ ВЦН, як найбільш розповсюдженого типу насосного обладнання, є своєчасним та актуальним.

5. Для формування типорозмірного ряду НА ВЦН, як окремого випадку відвідного пристрою, необхідно визначити їх показники якості, тобто критерії прийняття проектних рішень. Критеріальний аналіз роботи напрямних апаратів доцільно виконати аналогічно до науково-методичного підходу критеріальної оцінки підвідних пристроїв.

6. Проаналізувавши відгуки про результати використання результатів розрахунків течії рідини та газу за допомогою апробованих пакетів і програм, засобом математичного моделювання течії рідини в ПЧ лопатевого насоса в дисертаційній роботі прийнято розрахунок в програмному середовищі CFX.

РОЗДІЛ 2

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ. ЗАСОБИ ТА МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1. Мета та задачі дослідження

Результати виконаного інформаційно-аналітичного огляду за темою дослідження дозволяють наступним чином сформулювати мету виконання дослідження: проведення аналізу робочого процесу напрямних апаратів багатоступневих відцентрових насосів з метою визначення кількісних безрозмірних критеріїв для забезпечення можливості оптимізації їх конструкцій за якістю сформованої структури течії на виході та вході РК в умовах блочно-модульного проектування. Виділення НА ВЦН в окремий модуль ПЧ передбачає першочергового розв'язання декількох задач.

1. По-перше, треба дослідити структуру течії, що надходить до вхідної ділянки НА після РК. Це питання важливе у контексті двох аспектів. З одного боку, для обґрунтованого проектування цього елемента, адже технічна система, побудована із узгоджених між собою елементів завжди функціонує ефективніше, ніж система не збалансована. По-друге, – для коректного дослідження структури течії аналітичними або розрахунковими методами необхідно задавати граничні умови, які разом із моделлю течії визначають рішення поставленої задачі. Як відомо із математичної фізики, для еліптичних граничних задач, до яких відносяться задачі течії рідини при дозвукових швидкостях, визначення параметрів у середині області можливе лише при задаванні граничних умов на усіх границях. Тому обійти врахування нерівномірного розподілу параметрів у вхідному перерізі розрахункової області напрямного апарату не є можливим. Оскільки робочі органи лопатевих гідромашин впливають на роботу один одного, то цей взаємний вплив може бути врахований через коректні граничні умови у перерізі між ними і при цьому досліджувати елементи можна окремо.

Тому необхідним і актуальним є проведення дослідження з метою вивчення характерних особливостей нерівномірності течії в зазорі між РК та НА проміжного ступеня швидкохідності $n_s=70\dots100$, як найбільш поширеного серед насосного виробництва та визначення напрямків вдосконалення геометричної конструкції НА через врахування особливостей реальної течії.

2. Оскільки напрямний апарат проміжного ступеня відцентрового насоса практично завжди працює у нерівномірному потоці на вході у нього, то важливим питанням, яке потребує свого, хоча б часткового вирішення, є задача визначення впливу цього нерівномірного розподілу гідродинамічних параметрів на характеристики проміжного ступеня. Вирішення цього питання дозволить прогнозувати характеристики проміжного ступеня, а також виконувати у визначених межах коригування параметрів ступеня при їх невідповідності умовам технічного завдання на проектування.

3. Вибір засобів проведення досліджень при вивченні робочого процесу відцентрових насосів завжди є задачею, рішення якої не є простим або однозначним. Турбулентний характер течії, геометрія каналів довільної форми не дозволяють розраховувати на успіх аналітичних методів досліджень. Методи фізичного експерименту дозволяють впевнено вимірювати інтегральні та осереднені параметри в контрольних перерізах, а вимірювання локальних та миттєвих значень параметрів дослідити дуже складно. Це пов'язано перш за все з невизначеністю впливу додаткових тіл, які вводяться у потік рідини для фіксування у певних точках датчиків вимірювання. На потік впливають як самі тіла безпосередньо, так і через вихрові сліди, які за ними утворюються при відривному обтіканні, опосереднено. Це стосується насамперед вимірювань за допомогою каналних зондів. Окремі датчики мають достатньо малі розміри, наприклад, термоанемометри. Однак їх міцність, достатня для дослідження газових потоків, недостатня для використання у потоках рідин. Недостатня

прозорість потоку рідини не дозволяє використовувати також оптичні методи вимірювання.

Разом з тим можливості сучасних методів обчислювальної гідромеханіки дозволяють перевести у практичну площину їх широке застосування для дослідження не тільки, так би мовити, академічних питань, а і практичних питань вивчення робочого процесу відцентрових насосів. При цьому питання вибору (формування) формального опису течії та граничних умов, детальності дискретизації досліджуваної області – це є питання, які потребують обґрунтування та дослідження.

Серед переваг математичного моделювання над фізичним слід виділити економічність першого, можливість вирішити більше коло задач, враховуючи більшу кількість впливових факторів, збільшуючи діапазон зміни параметрів та, нарешті, можливість зробити заміри параметрів в місцях, недоступних при фізичному моделюванні, та дослідити течію, не впливаючи на останню введенням в зону дослідження сторонніх елементів.

Правомірність обраної методики дослідження необхідно підтвердити перевіркою результатів розрахункового моделювання на прикладі визначення структури течії за РК ВЦН та отримання його енергетичної характеристики шляхом фізичного експерименту. Позитивне вирішення цього питання відкріє широкий шлях для застосування розрахункового дослідження робочого процесу окремих елементів проточного тракту лопатевих насосів.

4. У процесі вибору гідравлічної схеми ПЧ насоса зазвичай враховують відповідність режимних параметрів заданим технічним завданням та економічність перетворення механічної енергії у гідравлічну, економічність насоса агрегату, трудоемність та технологічність виготовлення, надійність та ремонтпридатність визначають при проектуванні насосного агрегату в цілому. При проектуванні напрямних апаратів крім пропускної здатності контрольного перерізу та геометричних розмірів для їх характеристики на цей час не використовують інших показників. Це не дозволяє раціонально приймати проектні рішення, тому актуальною є задача обґрунтованого

введення для характеристики напрямних апаратів додаткових безрозмірних параметрів, щоб їх застосування не залежало від умов використання, та встановлення між ними функціонального зв'язку.

Вирішення цього питання дозволить удосконалити методіку проектування напрямного апарату в цілому та окремих його каналів, зробити її більш формальною, автоматизувати її, застосовувати методи оптимізації, усунути вплив суб'єктивного фактору.

З урахуванням викладеного вище можна сформулювати задачі дослідження наступним чином:

1) визначити особливості структури течії на виході з робочого колеса багатоступеневого відцентрового насоса;

2) дослідити характер впливу структури течії за робочим колесом на роботу напрямного апарату та проміжного насосного ступеня в цілому;

3) розробити шляхи вдосконалення геометрії НА з урахуванням особливостей структури течії за відцентровим РК насоса;

4) здійснити наукове обґрунтування виділення напрямного (відвідного) апарату в окремий модуль ПЧ багатоступеневого відцентрового насоса для здійснення переходу до блочно-модульного проектування ПЧ насосів з метою покращення показників якості їх виробництва.

Виходячи з визначених мети та задач досліджень можливі визначити і способи проведення дослідження – комбінування використання фізичного та чисельного моделювання робочого процесу.

2.2. Фізичне моделювання. Експериментальна установка та методика проведення експерименту

2.2.1. Опис експериментального стенду та засобів вимірювання.

Фізичний експеримент проводився на експериментальному стенді виробничого підприємства ВАТ «Лівгідромаш» (м. Лівни, Орловська обл.

РФ). На цьому стенді проводяться дослідження як експериментальних, так і промислових зразків ПЧ ВЦН.

Принципова гідравлічна схема експериментального стенду наведена на рис. 2.1. Експериментальний стенд, схематичне зображення якого наведене на рис. 2.2, герметичний, виконаний за схемою з замкнутою циркуляцією води. Дозволяє проводити дослідження насосів у діапазоні зміни витрат від 50 до 400 м³/год.

Робоче середовище, що було використане протягом дослідження, - вода.

До основного устаткування входить: дослідний насос (рис. 2.3); балансирна машина постійного струму потужністю 43 кВт з регульованою частотою обертання ротора від 0 до 3000 об/хв; герметичний бак, витратомір - звужувальний пристрій з диференційним манометром. Усі характеристики дослідного насоса отримані при частоті обертання 1450 об/хв. Витратомірний пристрій – ЕРСВ-310 Ву32 складався з діафрагми та відрізків трубопроводів встановленої довжини. Також до складу експериментального стенду входять: пульт керування, основні та допоміжні трубопроводи, система контрольно - вимірювальної та керуючої апаратури.

Подача дослідного насоса регулювалася за допомогою засувки, розташованої на напірному трубопроводі. Для підведення чистої води до всмоктувального патрубку виконана схема відділення повітря, яка реалізується через системи вертикально встановлених труб, що забезпечує повну дегазацію води. Відділене повітря з баку виводиться до атмосфери через вентиль, що підтримує необхідний тиск.

Вимірювальна апаратура забезпечувала можливість зняття енергетичних характеристик досліджуваного ступеня у відповідності до [89]. До складу вимірювальної апаратури експериментального стенду входять:

- балансирна машина постійного струму для заміру моменту на валу насоса, що обертає ротор;

Поз. познач	Найменування	К-ть	Прим.
1,3	Лінія	2	Ду150
2,5	Лінія	2	Ду40
4	Лінія	1	Ду32

Поз. познач	Найменування	К-ть	Прим.
В	Бак	1	
В	Вакуумметр	4	
ВН1-3	Вентиль	3	
З1-2	Засівка	2	
Д	Двигун	1	
КПВ	Клапан повітряний вентиляційний	1	
МН	Манометр	1	
МД1-2	Манометр диференціальний	2	
НЕ	Насос екопе-риментальний	1	
ВП	Витратомірний пристрій	1	
ТХ	Тахометр	1	
Т	Термометр	1	

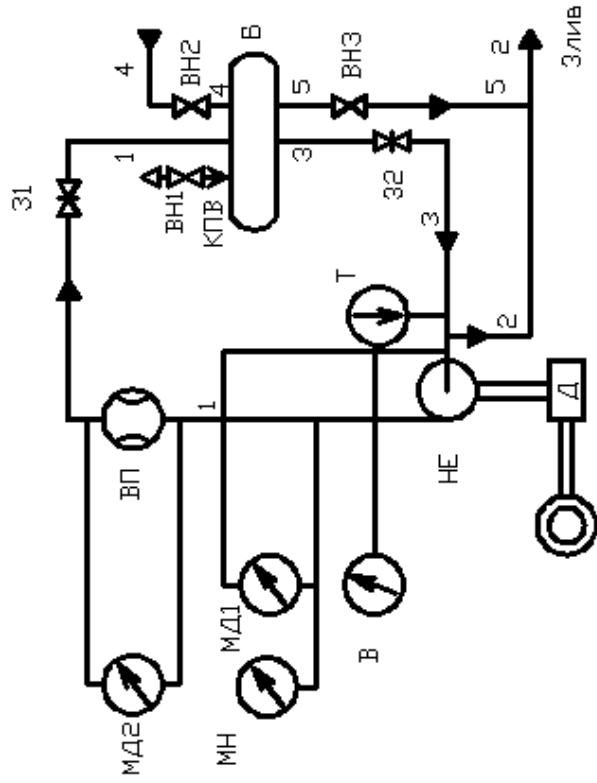


Рис. 2.1. Гідролічна схема експериментального стенду.

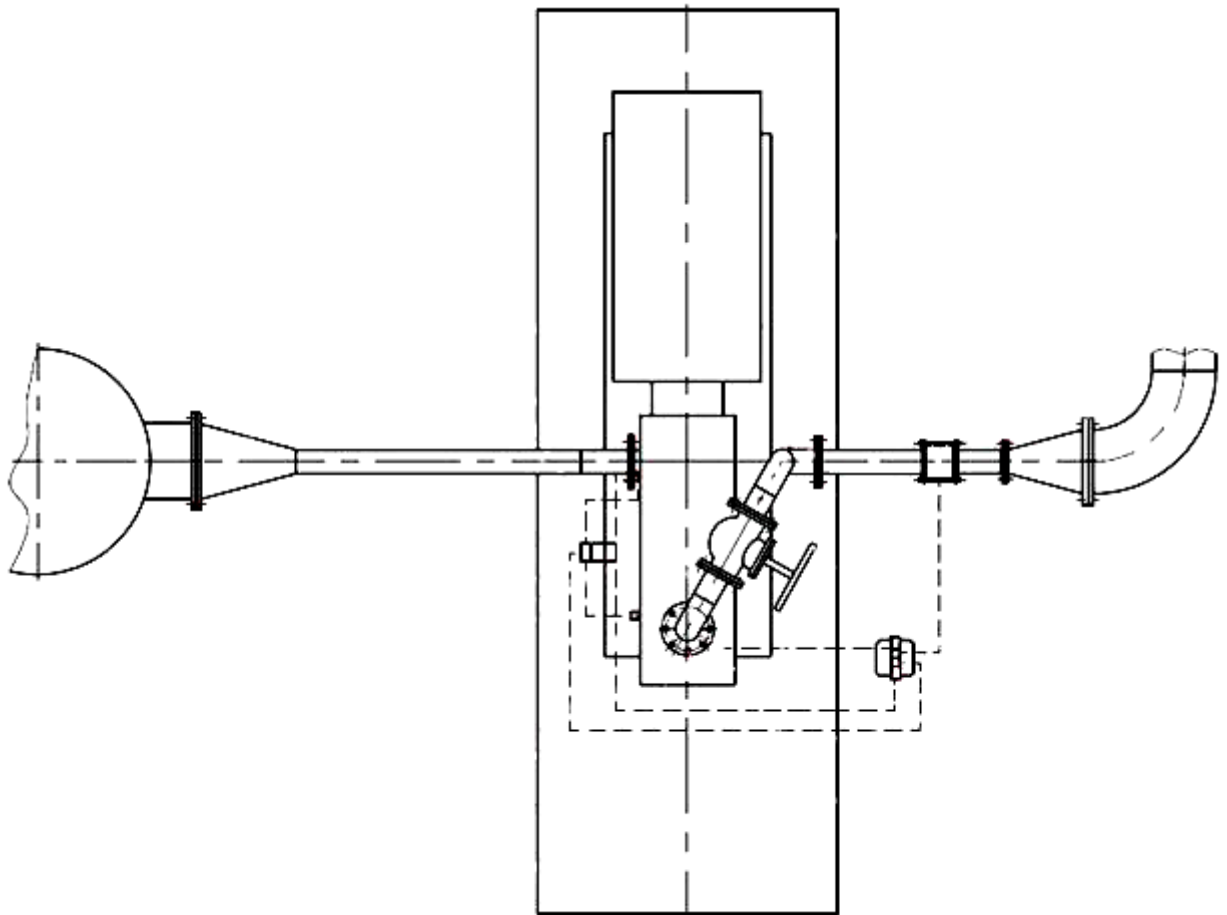


Рис. 2.2. Схематичне зображення експериментального стенду (вигляд згори).

- диференційний манометр типу ДМ-1001-6,3МПа-1,5ТУ класу точності 1,5 з границею вимірювання 0...6,3 МПа ГОСТ 2405-88 для визначення перепаду тиску між входом та виходом з насоса;
- диференційний манометр типу ДМП класу точності 0,4 з границею вимірювання 0...0,1 МПа ГОСТ 6521-72 для визначення перепаду тиску на витратомірному пристрої;
- мановакуумметр ДА1001-300кПа-1,5ТУ класу точності 1,5 з границями вимірювання від -0,1 до +0,3 МПа – для контролю тиску на вході до насоса;
- тахометр електронний моделі ТЕСА ТУ 25-04.3663-78, клас точності 0,02 з діапазоном виміру від 50 до 9999 об/хв;

- гирі загального призначення класу Г – 4-1111,10 (ГОСТ 7328-73) – для вимірювання зусилля на плечі балансирної машини;
- термометр ртутний з ціною ділення $0,1^{\circ}\text{C}$ – для вимірювання температури води, клас точності 0,4, з границею вимірювання від 0 до 50°C .

Як відомо, характеристики першого та проміжного ступеня можуть істотно відрізнятися внаслідок впливу закрутки потоку на вході у робоче колесо проміжного ступеня. Тому загальноприйнятою практикою [90] є використання кількох ступенів при проведенні експериментальних досліджень для отримання результатів з необхідною точністю. При проведенні дослідів послідовно проводились випробування складань, що мали відповідно з три та два ступені.

Енергетичні характеристики проміжного ступеня отримували як різницю геометрично осереднених характеристик вищевказаних насосів. Приймалося, що у даному випадку впливом входу і виходу з експериментального пристрою можна знехтувати і характеристики ступеня отримуються з мінімальною похибкою.

Порядок проведення дослідів, а також виконання необхідних замірів виконувались відповідно до ГОСТ 6134-87 [91].

Дослідний насос наведений на рис. 2.3.

Дослідження проведено на реальних об'єктах. Фізичні моделі робочих органів – РК та каналний НА (рис. 2.4) ВЦН – мають фактичні розміри, що виключило перерахунок експериментально встановлених гідродинамічних параметрів з моделі на натуру та пов'язаних з цим додаткових похибок.

2.2.2. Методика проведення фізичного експерименту.

Методика проведення випробувань і визначення залежностей $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ не відрізнялась від загальноприйнятої [92, 93]. Наведемо загальні положення з визначення зазначених залежностей.

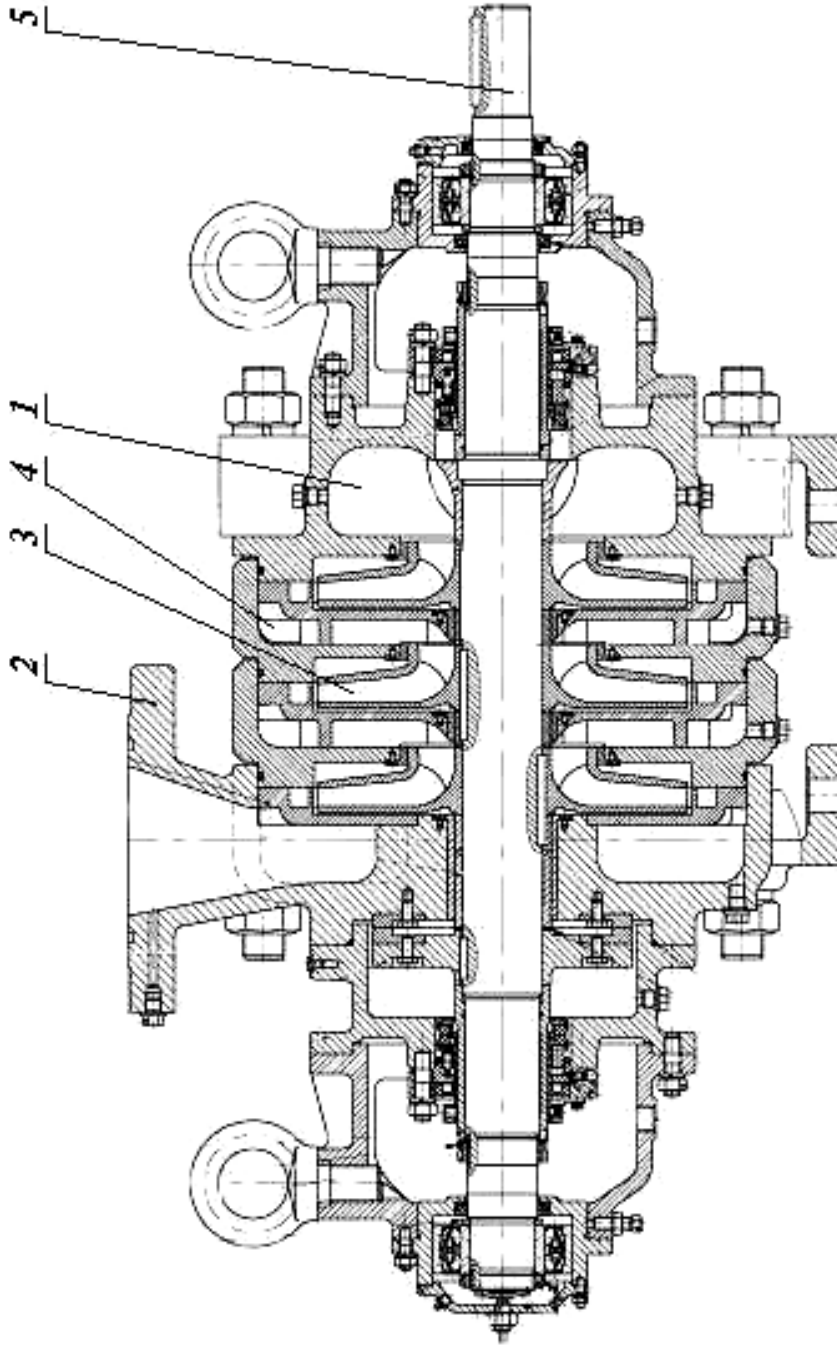


Рис. 2.3. Схема дослідного насоса (переріз):

1 – підвідний патрубок, 2 –відвідний патрубок, 3 – робоче колесо досліджуваного відцентрового ступеня, 4 – напрямний апарат досліджуваного відцентрового ступеня, 5 – вал.

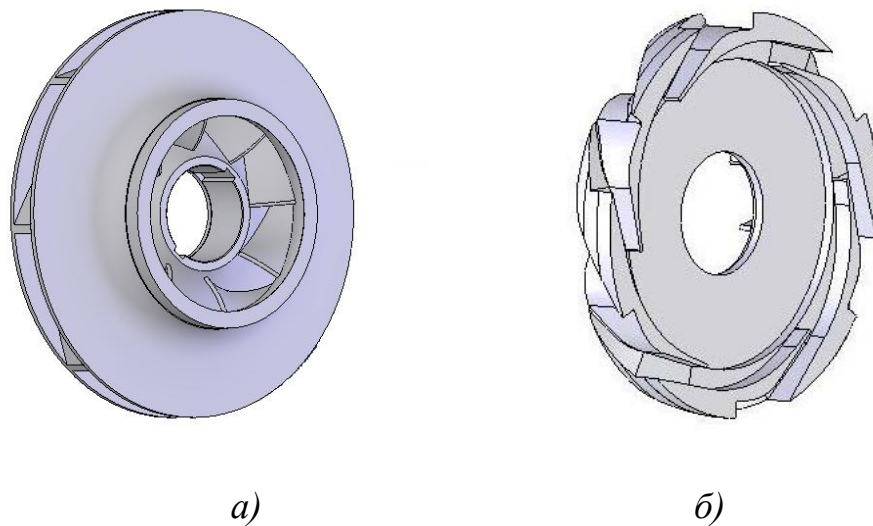


Рис. 2.4. Проточна частина досліджуваного насоса:
а) РК; б) каналъний НА.

Подача Q , м³/с, визначалась за формулою:

$$Q = K_{в.д} \times \sqrt{\Delta p_Q} \quad , \quad (2.1)$$

де $K_{в.д} = 0,99$ – загальний коефіцієнт витрати діафрагми;

Δp_Q - перепад тиску на діафрагмі, який вимірювався диференційним манометром, Па.

Напір дослідного ступеня $H_{см}$, м, підраховувався за показаннями диференційного манометра, котрий вимірював перепад тиску між вхідним і вихідним вимірювальними перерізами:

$$H_{см} = 0,102 \times \frac{\Delta p_H}{\rho} + 0,0827 \times Q^2 \times \left(\frac{1}{d_{mp.2}^4} - \frac{1}{d_{mp.1}^4} \right), \quad (2.2)$$

де Δp_H - перепад тиску на дослідному насосі, який вимірювався диференційним манометром, Па.

$d_{mp.1}$ - внутрішній діаметр трубопроводу на вході в насос, м;

$d_{mp.2}$ - внутрішній діаметр трубопроводу на виході з насоса, м.

Потужність N , кВт, на валу експериментального пристрою визначалась за допомогою балансірної машини і підраховувалась за формулою:

$$N = \frac{\pi}{30} \times n \times l_{важ} \times F_{важ}, \quad (2.3)$$

де n - частота обертання валу експериментального пристрою, об/хв;

$l_{важ}$ - довжина важеля балансірної машини, м;

$F_{важ}$ - зусилля на важелі, Н.

Довжина важеля $l_{важ} = 0,775$ м була визначена за методикою Науково-дослідного інституту атомного і енергетичного насособудування (ВНДІАЕН) (м. Суми).

Напір ступеня H_{cm} розраховувався за формулою:

$$H_{cm} = H_3 - H_2, \quad (2.4)$$

а споживана потужність N_{cm} за формулою:

$$N_{cm} = N_3 - N_2, \quad (2.5)$$

де індекс „3” відноситься до триступеневого варіанту насоса, а індекс „2” – до двоступеневого.

ККД ступеня η_{cm} обчислювався за формулою:

$$\eta_{cm} = \frac{9,81 \times \rho \times Q \times H_{cm}}{N_{cm}}, \% \quad (2.6)$$

2.2.3. Оцінка похибок результатів вимірювання.

Розрахунок похибок визначення основних енергетичних характеристик ступеня (подачі, напору, потужності та ККД) виконувався відповідно до [92 - 94].

Похибка вимірювання частоти обертання.

Протягом дослідження частота обертів вала насоса підтримувалась сталою з точністю 2 об/хв за допомогою системи автоматики.

Абсолютна гранична похибка вимірювання частоти обертання визначалась як сума допустимої основної похибки тахометра і граничної похибки неточності вимірювання.

Відносна гранична похибка вимірювання частоти обертання визначалась за формулою:

$$\delta n = \frac{\Delta n}{n} \times 100, \%$$

де Δn - абсолютна гранична похибка вимірювання частоти обертання, об/хв.

Похибка вимірювання подачі насоса.

Відносна гранична похибка визначення подачі розраховувалась за формулою [93]:

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

де δQ - відносна гранична похибка вимірювання подачі.

Відносна гранична похибка вимірювання подачі при використанні діафрагми підраховувалась по залежності [89]:

$$\delta Q = 2 \times \sigma_Q, \%$$

де σ_Q - середня квадратична відносна похибка вимірювання подачі.

Значення σ_Q обчислювалося згідно з [92]:

$$\sigma_Q = \sqrt{\sigma_\alpha^2 + \sigma_{k.Re}^2 + 0,25 \times (\sigma_{\Delta p}^2 + \sigma_\rho^2)}, \%$$

де σ_α - середня квадратична відносна похибка визначення коефіцієнта звужуючого пристрою;

$\sigma_{k.Re}$ - середня квадратична відносна похибка визначення коефіцієнта корекції подачі на число Рейнольдса;

$\sigma_{\Delta p}$ - середня квадратична відносна похибка вимірювання перепаду тиску на звужуючому пристрої;

σ_ρ - середня квадратична відносна похибка визначення густини рідини.

Похибка вимірювання напору ступеня.

Відносна гранична похибка визначення напору розраховувалась за формулою [90]:

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

де δH - відносна гранична похибка вимірювання напору.

Відносна гранична похибка вимірювання напору обчислювалась по залежності:

$$\delta H = \frac{1}{H} \left[\frac{0,102^2}{\rho^2} \Delta H^2 (\delta \Delta H)^2 + \frac{0,102^2 \Delta H^2}{\rho^2} (\delta \rho)^2 + \right. \\ \left. + 0,1654^2 \left(\frac{1}{d_4^2} - \frac{1}{d_4'^2} \right)^2 Q^4 (\delta Q)^2 \right]^{1/2} \%$$

де H - дослідні значення напору;

Q - дослідні значення подачі;

$\delta(\Delta H)$, $\delta\rho$, δQ - граничні похибки вимірювання перепаду тиску, густини рідини та подачі відповідно.

Похибка вимірювання потужності.

Відносна гранична похибка визначення потужності на валу експериментального пристрою при використанні балансирного двигуна підраховувалась за формулою [90]:

$$\Delta N = \sqrt{\left(\frac{100 \times \psi F}{F}\right)^2 + 4 \cdot \delta n^2 + \delta F_{важ}^2 + \delta l_{важ}^2}, \%$$

де ψF - поріг чутливості балансирної машини;

$\delta F_{важ}$ - відносна гранична похибка вимірювання зусилля за допомогою зважувального пристрою;

$\delta l_{важ}$ - відносна гранична похибка вимірювання довжини плеча важеля балансирної машини.

Похибка визначення ККД ступеня.

Відносна гранична похибка визначення ККД ступеня розраховувалась за формулою [90]:

$$\Delta \eta = \sqrt{\Delta N^2 + \Delta Q^2 + \Delta H^2} \cdot \%$$

Середньоквадратичні відносні похибки прямих и непрямих вимірювань визначались за формулою:

$$\sigma \varepsilon = \frac{\varepsilon}{2}, \%$$

де ε - відносна гранична похибка вимірюваного параметру.

Похибки непрямих вимірювань, що проводилися при дослідах, наведені у таблиці 2.1.

Аналіз даних таблиць дозволяє зробити висновок про те, що похибки визначення величин подачі, напору, потужності та ККД не перевищують допустимих меж згідно [93].

Таблиця 2.1

Похибки непрямих вимірювань

№ п/п	Визначувана величина, розмірність	Середній рівень значень параметру	Відносна гранична похибка, %	Допустима гранична похибка наведених результатів дослідів, %
1	Подача Q , м ³ /с	0,05	1,05	2,0
2	Напір H , м	44,2	0,47	1,5
3	Потужність N , кВт	25,6	1,16	1,5
4	ККД η , %	81	1,64	2,5

2.3. Чисельне моделювання. Засоби та методика проведення експерименту

Засобом проведення чисельного моделювання течії рідини в ПЧ досліджуваного ступеня використовувався програмний продукт ANSYS CFX (<http://www.ansys.com/products/cfx>): академічна версія з обмеженим терміном дії, надана в пробну експлуатацію фірмою ООО “TECIC” (м. Москва) та комерційна версія без обмеженого терміну дії (сумісно з ЗАТ «Гідромашсервіс», м. Москва). Докладніше про можливості даного програмного продукту можна знайти у документації до нього [95, 96], а також в публікаціях [47, 97] та інших.

Чисельне моделювання у рамках даного дослідження проводилось у кілька етапів:

- 1) створення твердотільної геометричної моделі;
- 2) побудова розрахункової сітки;
- 3) визначення та задання граничних умов;
- 4) розрахунок (виконується ЕОМ без участі дослідника);
- 5) аналіз отриманих результатів.

На першому етапі створювалась твердотільна геометрична модель, що імітувала об'єм рідини у каналах ПЧ досліджуваного ступеня. Програмний продукт ANSYS CFX має власний препроцесор для створення геометричної моделі - ANSYS CFX BladeModeler. Одночасно він дозволяє імпортувати геометричну конфігурацію, створену з-за допомогою сучасних CAD - систем, в даному дослідженні - SolidWorks 2005.

З метою економії ресурсів ЕОМ та часу можливо використовувати геометричну модель, що є лише частиною повного об'єму рідини, що дозволяється даним програмним продуктом ANSYS CFX.

На другому етапі отримана твердотільна модель передавалася у програмний продукт ANSYS Workbench, де задавалися параметри розрахункової сітки та виконувалася її побудова [98]. Інколи цей етап займає більше часу, ніж сам розрахунок. За суттю – це процес розбивки розрахункової області на множину окремих осередків, які являють собою багатогранники, зазвичай, це тетраедри, гексаедри, призми або піраміди. Кромки цих осередків створюють лінії розрахункової сітки, вершини – вузли. Саме в цих вузлах в результаті розрахунку ми отримуємо значення параметрів течії.

Головна вимога до розрахункової сітки – густина, достатня для того, щоб вірно відобразити робочий процес в об'єкті дослідження. Для спрощення рівнянь аналогової моделі використовують структуровану сітку, коли область розбивається на підобласті, в яких створюються окремі сітки [48]. До того ж потрібно уникати, так званої, сітчастої залежності – коли результати розрахунку залежать від густини побудованої сітки. У нашому випадку застосовувалася структурована сітка. За результатами розрахунку параметр y^+ (характеризує відстань від твердої стінки до найближчого вузла розрахункової сітки) не виходив за межі, рекомендовані керівництвом користувача [99].

На третьому етапі розрахункова модель розбивалась на підобласті. Розрахунок виконується сумісно: у НА ПЧ у нерухомій системі координат, у РК - у системі координат, що обертається разом з колесом. Розрахунок виконується у стаціонарній постановці з умовами на поверхнях стику «Frozen Rotor» («заморожений ротор») до отримання середньоквадратичної нев'язки RMS на рівні $1E-4$. За цих умов роторні елементи ПЧ вважаються зафіксованими у певному кутовому положенні відносно статорних. Осереднення по приєднальним поверхням не виконується, що дозволяє моделювати взаємодію сліду від лопаті на течію у наступному елементі, рекомендується використовувати при незначній відстані між сусідніми елементами ПЧ [100].

В обраному програмному продукті розрахунок течії рідини виконується шляхом чисельного розв'язання системи рівнянь Рейнольдса (1.17) та нерозривності (1.15). Останні описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища. Густина рідини при розрахунку приймається сталою. Течія у роторних елементах ПЧ гідромашин розглядається у відносній системі координат, при цьому масові сили у рівнянні (1.17) визначають дію відцентрових сил та сил Кориоліса:

$$F_i = -\rho \cdot \left(2\vec{\omega} \times \vec{u} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \right), \quad (2.7)$$

де $\vec{\omega}$ - кутова швидкість обертання; \vec{r} - радіус-вектор, модуль якого дорівнює відстані від даної точки до вісі обертання.

Для замикання рівнянь (1.15), (1.17), (2.7) використовується ряд моделей турбулентності. У даному моделюванні застосовані типова дворівнева модель турбулентності $k-\varepsilon$, при використанні якої система рівнянь доповнюється диференціальними рівняннями переносу кінетичної енергії турбулентності k та швидкості дисипації ε :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_{jk}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k + \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (2.9)$$

де $P_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ – член, котрий виражає генерацію енергії k ;

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon};$$

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

константи згідно [100]: $C_\mu = 0,09$; $C_{\varepsilon 1} = 1,44$; $C_{\varepsilon 2} = 1,92$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\varepsilon = 1,3$.

У моделі турбулентності $k-\omega$ замість ε моделюється частота турбулентних пульсацій ω , а рівняння переносу параметрів k та ω мають вигляд

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \beta^* k \omega, \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \rho \beta \omega^2, \quad (2.11)$$

де $\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}$; $\omega = \frac{\varepsilon}{k \beta^*}$; $\mu_t = \rho \frac{k}{\omega}$; константи $\beta^* = 0,09$; $\alpha = 5/9$; $\beta = 3/404$;

$\sigma_k = 24$; $\sigma_\omega = 2$.

При дослідженні робочого процесу проміжного ступеня ВЦН використовувалась модель турбулентності SST (поєднання двох вищезазначених моделей, більш вдала для моделювання відриву від гладких поверхней).

В якості граничних умов задавалась умова прилипання на всіх твердих

стінках, розподіл у вхідному перерізі всіх складових швидкості та рівність нулю перших похідних за напрямком руху у вихідному перерізі. На вході в розрахункову область задавалася масова подача через один канал РК при умові рівномірного розподілу швидкості по всьому перерізу, на виході – повний тиск (через оперування у рівнянні (1.17) лише похідних тиску першого порядку тиск задаємо в одному перерізі) [98]. У вихідному перерізі задавався такий тип граничних умов, що може моделювати течію рідини в обох напрямках, тобто враховувати можливість моделювання зворотних струмів.

Усі тверді стінки при задаванні граничних умов прийняті такими, що мають певну постійну шорсткість, зважаючи на те, що всі поверхні проточної частини досліджуваного ступеня механічно оброблені з достатньо високою якістю, та приймаючи до уваги припущення про ймовірність відповідності чисел Рейнольдса режиму автотурбулентності.

2.4. Висновки

Наведені вище матеріали дозволяють зробити наступні висновки.

Визначено основні завдання та методи дослідження для досягнення поставленої мети.

Обрано експериментальну установку, яка дозволяє проводити дослідження відцентрових насосів як промислових, так і дослідних зразків. Визначені значення систематичних похибок вимірювань знаходяться у межах, встановлених стандартом ГОСТ 6134-87 [91], що дозволяє стверджувати про достовірність результатів, отриманих у ході експериментального дослідження.

Дослідження течії рідини у ПЧ ВЦН вирішено проводити методом чисельного дослідження за допомогою програмного продукту CFX. В ньому розрахунки базуються на тривимірних моделях турбулентного руху із застосуванням сучасних моделей турбулентності, а модель течії формується на основі фундаментальних законів гідромеханіки. Останнє дозволяє стверджувати про достовірність отриманих результатів.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПРОМІЖНОГО СТУПЕНЯ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

3.1. Визначення особливостей структури течії за робочим колесом багатоступеневого відцентрового насоса

Дослідження з вивчення реальної структури течії за РК проводилися в 70-их роках 20-ого сторіччя у ВНДІАЕН (м. Суми) к. т. н. А.І. Тімшиним. З метою використання результатів даного дослідження розглянемо останні докладніше.

Експерименти проводилися на аеростенді при частоті обертання $n=2200$ об/хв методом зондування течії. Провівши детальний аналіз, автор дійшов висновку про можливість «повітряного» моделювання течії води за умови збереження геометричної та кінематичної подібності та незалежності втрат напору від числа Рейнольдса (при $Re > 10^6$ на автотельних режимах роботи або за умови збереження рівних відносних шорсткостей, зазорів та динамічно подібних умов роботи моделі та натурального об'єкту) [35].

Експериментальний прилад мав осьовий підвід рідини, робоче колесо, що кріпилося консольно на валу приладу та безлопатевий дифузор. Такий тип дифузора дещо спрощував умови роботи робочого колеса, але давав можливість отримати вісесиметричну картину течії. Дифузор мав співвідношення ширини дифузора на вході (b_3) із шириною колеса на виході b_3/b_2 близьке до одиниці, що давало впорядковану картину течії за РК. На всмоктувальному патрубці була встановлена мірна торцева діафрагма для заміру подачі РК. Замір швидкостей і тисків проводився внесенням у визначені місця потоку зондів.

В роботі використовувався пневматичний метод вимірів: повні тиски вимірювалися трубками повного тиску з протокою, а напрямки швидкості – аерокутоміром. Статичні тиски вимірювались на стінці безлопатевого дифузора.

Для дослідження течії у відносному русі, стенд залишався тим же, але вимірювальні зонди монтувалися на окремому диску, який був встановлений на ступицю колеса.

Предметом дослідження були обрані типові відцентрові колеса багатоступеневих насосів з параметрами: $b_2/D_2 = 0,062$, $d_{em}/D_2 = 0,372$, число лопатей $z = 7$, зовнішній діаметр $D_2 = 500$ мм, коефіцієнт швидкохідності 100 [101]. Колеса відрізнялися кутом виходу лопатей: у першому колесі кут становив 20 градусів, у другому – 25 градусів, у третьому – 20 градусів, в четвертому – 25 градусів. Форма лопаті просторова на вході та циліндрична на виході у перших трьох колесах, у четвертому - суто циліндрична.

Заміри при дослідженні течії в абсолютному русі проводилися на восьми режимах у мірному перерізі $r/r_2 = 1,08$; при дослідженні у відносному русі - $r/r_2 = 1,01; 1,02; 1,04; 1,08; 1,14$. До того ж по колу виміри виконувались на відстані приблизно у два кутових кроки лопатей.

В результаті дослідження були отримані зовнішні характеристики, які наводились у формі залежностей коефіцієнтів напору ψ , потужності τ , ККД η від коефіцієнту подачі φ .

Коефіцієнт витрати РК φ :

$$\varphi = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot U_2}, \quad (3.1)$$

де Q - подача через один канал РК, м³/сек;

D_2 - зовнішній діаметр РК, мм;

b_2 – ширина РК на виході, мм;

U_2 – колова складова швидкості, м/с:

$$U_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}. \quad (3.2)$$

Коефіцієнт напору ψ :

$$\psi = \frac{g\bar{H}}{U_2^2}, \quad (3.3)$$

де \bar{H} - осереднений напір РК, м.

Коефіцієнт потужності τ :

$$\tau = \frac{N}{\rho \cdot \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot U_2^3}, \quad (3.4)$$

де N - споживана потужність, Вт;

ρ – густина повітря, $\rho=1,185$ кг/м³.

Розглянемо основні результати дослідження течії у відносному русі.

Розподіл безрозмірних повних тисків наведено на рис. 3.1 за кроком встановлення лопатей робочого колеса (рис. 3.1, а) та за його шириною (рис. 3.1, б) [101].

На цих графіках початок відліку приймається від точки перетину передньої частини лопаті з діаметром виходу РК у сторону обертання та від

основного диску до покривного: $\bar{t} = \frac{t}{\pi \cdot D_2 / z}$; $\bar{b} = \frac{b}{b_2}$.

На рис. 3.1 видно відносно рівномірну зміну повних тисків за шириною колеса на режимах близьких до оптимального. Реальний розподіл тисків за кроком колеса не є рівномірним, супроводжується різким падінням біля задньої сторони лопаті. В іншій частині каналу тиск збільшується до передньої сторони лопаті.

Відносні швидкості достатньо рівномірно змінюються за шириною колеса, особливо на режимах, близьких до оптимального (рис. 3.2, б). Найбільший нерівномірний розподіл відносних швидкостей за кроком колеса (рис. 3.2, а).

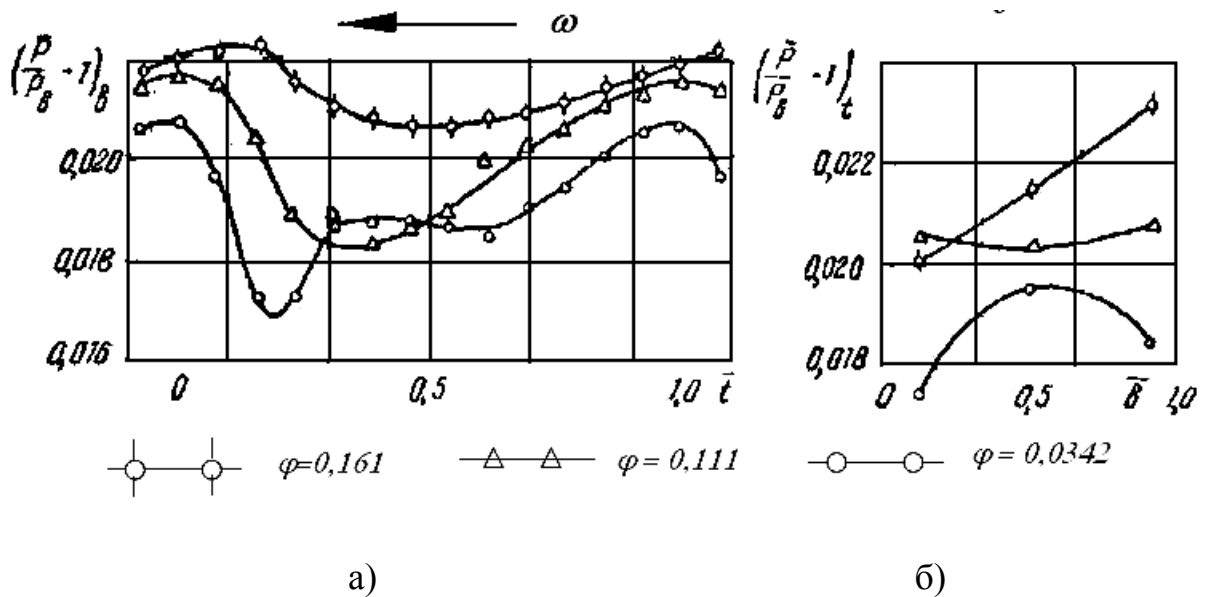


Рис. 3.1. Розподіл осереднених за шириною $\left(\frac{\bar{p}}{p_b} - 1\right)_b$ та кроком

лопатей $\left(\frac{\bar{p}}{p_b} - 1\right)_t$ безрозмірних повних тисків для різних режимів

роботи колеса:

\bar{p} - повний тиск у відносному русі у точці заміру за РК; p_b - повний тиск в абсолютному русі на вході в РК.

Максимального значення швидкості набувають біля вихідної кромки передньої сторони лопаті. Падіння швидкостей виникає біля задньої сторони лопаті, а мінімальні швидкості спостерігаються всередині каналу. Зі зменшенням коефіцієнту подачі течія з меншими відносними швидкостями зміщується від передньої до задньої сторони лопаті.

Розглянемо розподіл кутів потоку. Кути потоку на виході відзначаються значною нерівномірністю за шириною колеса (рис. 3.3, б), на відміну від інших розглянутих параметрів. На оптимальному режимі та режимі перевантаження кути біля покривного диску більші, ніж посередині колеса. На режимах недовантаження кути потоку біля основного диску значно більші, ніж біля покривного диску.

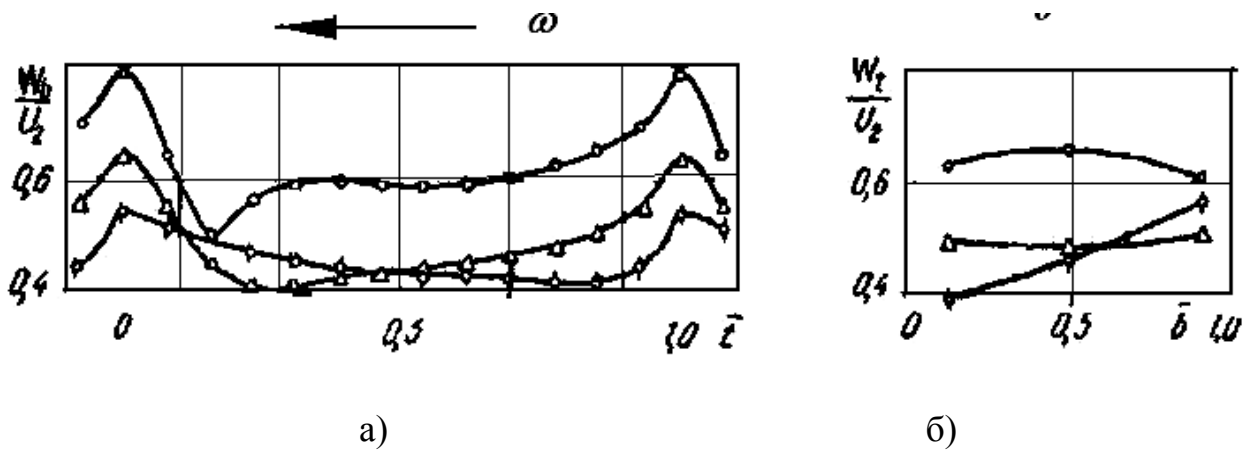


Рис. 3.2. Розподіл осереднених за шириною W_b (б) та кроком W_t (а) безрозмірних відносних швидкостей (позначення див. рис. 3.1).

Основною особливістю зміни осереднених кутів за кроком (рис. 3.3, б) є розташування потоку з максимальними кутами біля передньої сторони лопаті, біля задньої кутів зменшуються.

Наявність від'ємних кутів говорить про існування зворотних струмів біля задньої сторони лопаті. Зі зменшенням коефіцієнту подачі φ ця зона збільшується.

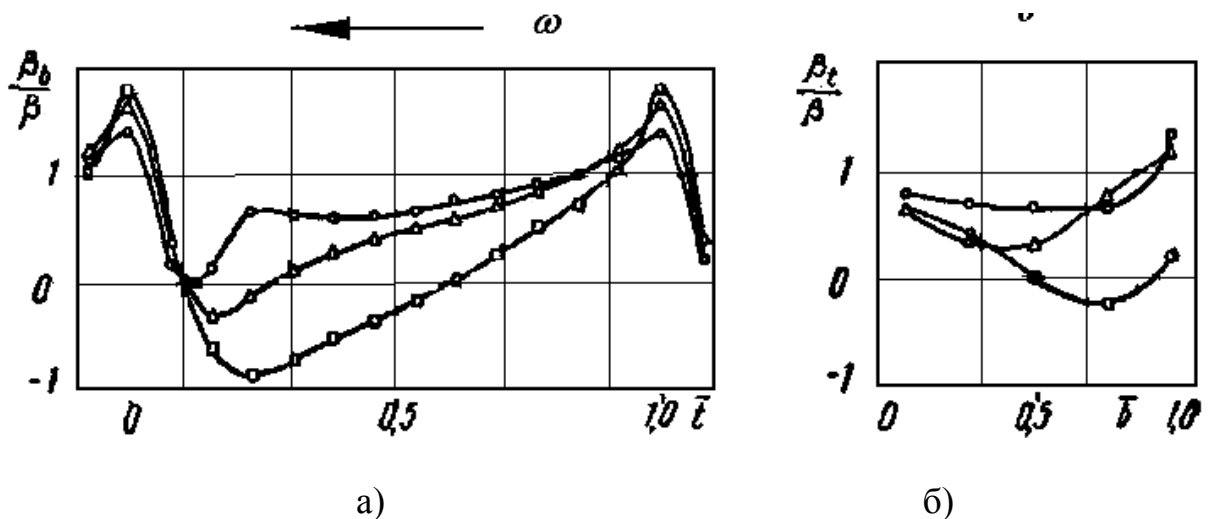


Рис. 3.3. Розподіл осереднених за шириною β_b (б) та кроком β_t (а) безрозмірних кутів потоку (позначення див. рис. 3.1).

3.1.2. Чисельний експеримент з визначення характеристики робочого колеса як самостійного елемента проточної частини відцентрового насоса.

Проведений розрахунковий експеримент є неповнофакторним. Досліджувались відцентрові колеса у діапазоні швидкості $n_s = 69 - 100$ з різними кутами виходу потоку і геометричними параметрами, вказаними у таблиці 3.1. Метою експерименту було визначення характерних особливостей структури течії за відцентровим РК (розподілу швидкостей та кутів виходу течії з РК) та перевірка достовірності результатів чисельного моделювання через співставлення з даними фізичного експерименту.

Таблиця 3.1

Параметри досліджуваних робочих коліс

Позначення РК	РК №1	РК №2	РК №3
n_s	100	90	69
D_2	500	300	360
b_2/D_2	0,062	0,06	0,05
d_{gm}/D_2	0,572	0,353	0,272
$\beta_{2л}$	20	27	28
z	7	7	8

Для розрахункового експерименту з визначення енергетичної характеристики було обрано колесо РК №1 з кутом виходу лопаті 20° .

Для виключення взаємного впливу елементів ПЧ на роботу один одного при визначенні структури досліджувались робочі колеса зі встановленими за ними безлопатевими дифузорами, на зразок [2].

Побудова меридіанної проекції відцентрового РК виконувалася у прикладній програмі BladeGen пакета програм CFX. Після чого розробка геометричної моделі розрахункової області завершилась побудовою каналу РК у програмному пакеті SolidWorks. Розрахунок проводився для одного каналу з метою економії часу та машинних ресурсів.

Розрахункова сітка та модель наведені на рис. 3.4. Розрахункова сітка була побудована у програмному пакеті AnsysWorkbench. Кількість розрахункових елементів була достатня для одержання задовільних результатів розрахунку (рис. 3.4, а). Для більш детального вивчення течії біля стінок, поблизу твердих стінок був виділений шар в 3 мм товщиною, де були розміщені призматичні розрахункові елементи. В іншій розрахунковій області були розміщені елементи у формі тетраедра.

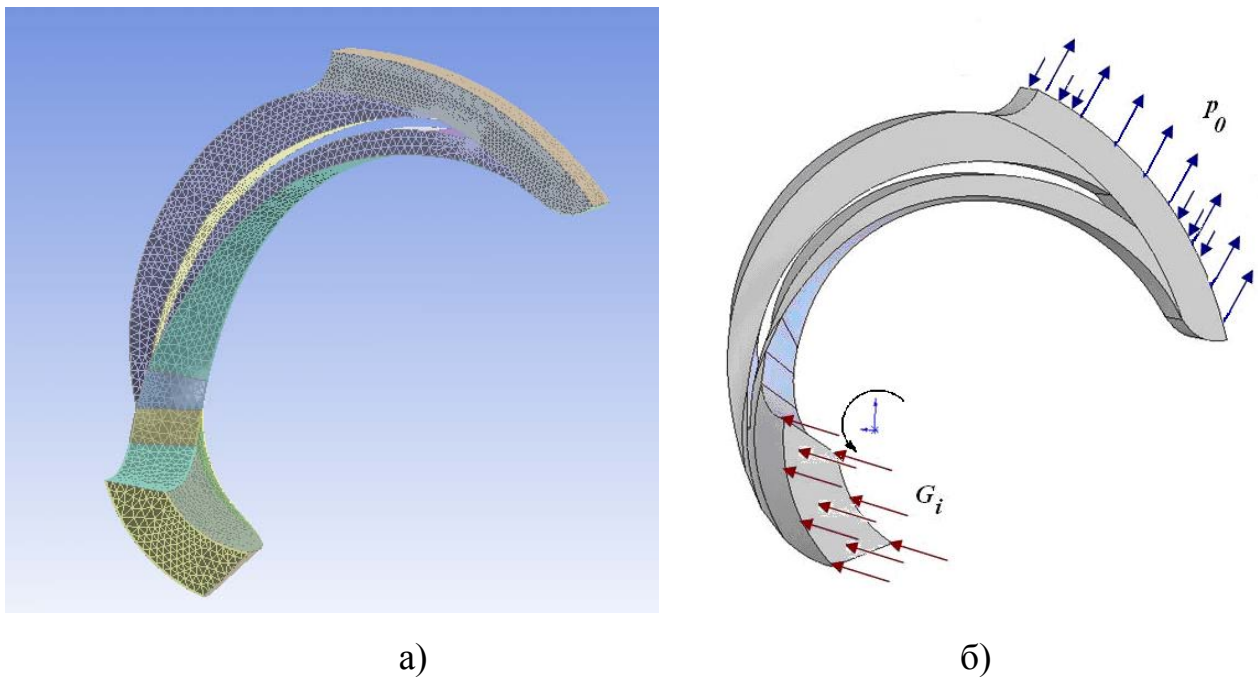


Рис. 3.4. Розрахункова сітка і модель каналу досліджуваних РК.

Моделювання течії відбувалось в програмному пакеті CFX-5. Граничні умови на вході в РК задавалися масовою витратою через один канал $G_i = G / z$ (G – загальна витрата рідини через РК, а z - кількість каналів РК) (рис.3.4, б). Границя на вході розташовувалася на достатній відстані від вхідної кромки лопаті, аналогічно й на виході. Причиною тому була необхідність надання проміжку задля перетворення структури течії від рівномірної до тієї, що відповідає фактичним геометричним параметрам розрахункової схеми (на вході задається рівномірна течія для зручності). Гранична умова на виході з РК задавалася фіксованим статичним тиском p_0 , чисельне значення тиску не було

принциповим, бо характеристика колеса виводилась аналогічно до експериментальної – у відносних величинах.

Шорсткість стінок прийнята $Ra_{3,2}$.

У даному розрахунку використовувалася $k-\varepsilon$ модель турбулентності з типовими значеннями констант.

Розрахунок дає нам значення корисної потужності без врахування дискового тертя, тому ми додатково робимо розрахунок потужності, що витрачається на дискове тертя, і алгебраїчно підсумовуємо значення потужностей при відповідних подачах, а потім вже визначаємо значення коефіцієнта потужності, отриманого чисельним експериментом.

Потужність дискового тертя $N_{d.m.}$ визначаємо по формулі К. Пфлейдерера [28]:

$$N_{d.m.} = 0,735 C_f \cdot \gamma \cdot D_2^2 \left(\frac{U_2}{1000} \right)^3 \cdot \left(1 + \frac{5l}{D_2} \right), \quad (3.5)$$

де $C_f = f\left(\text{Re}, \frac{a}{2r_2}\right)$ - коефіцієнт, що враховує тертя на двох сторонах диска,

визначається по [28];

γ - питома вага середовища, що перекачується;

l – товщина стінки колеса на виході, $l=6$ мм.

Отримане чисельне значення потужності, що витрачається на дискове тертя, набагато менше за споживану потужність, що дає змогу нехтувати цією складовою потужності при подальших чисельних моделюваннях течії рідини у РК ступеня.

Порівняння інтегральних характеристик наведено на рис. 3.5.

За результатами порівняння отриманих результатів можна зробити наступні висновки:

- застосування розрахункового експерименту за допомогою програмного пакета CFX - 5 дає нам якісні дані про інтегральні характеристики РК відцентрового насоса;
- у розрахунковій точці по витраті збіг досить гарний і за кількісними показниками (відносне відхилення між результатами, отриманими в ході фізичного й розрахункового експерименту, за коефіцієнтом напору для РК №1 становить 4%);
- використання результатів розрахункового експерименту доцільно на стадії попереднього аналізу різних варіантів проєктованого РК.

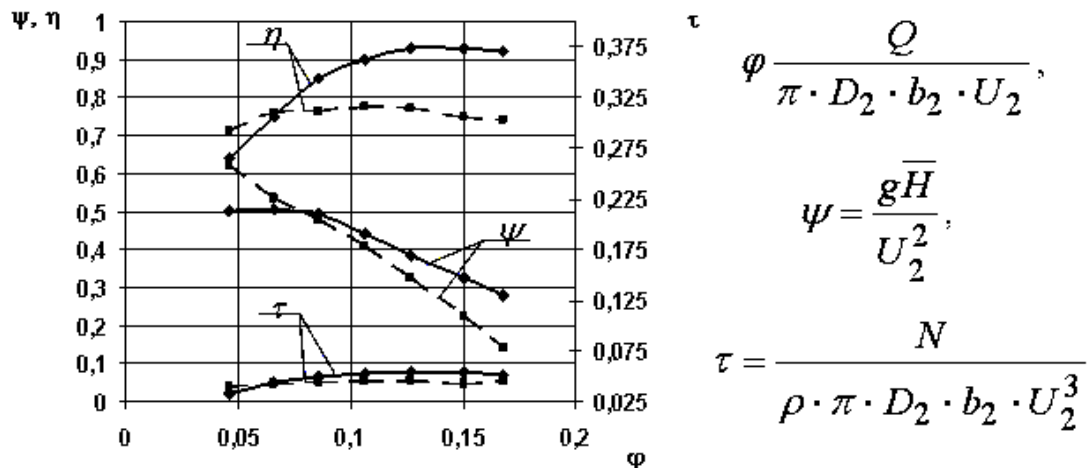


Рис. 3.5. Порівняльна характеристика РК №1, отримана розрахунковим (—) та фізичним (- - - -) експериментом.

Окремо варто вказати на збіг розрахункових та експериментальних результатів при визначенні теоретичного напору розглянутого РК, наведеного на рис. 3.6. Останній результат має самостійну цінність і може бути рекомендований для практичного використання у процесі створення нових і модернізації існуючих лопатевих насосів.

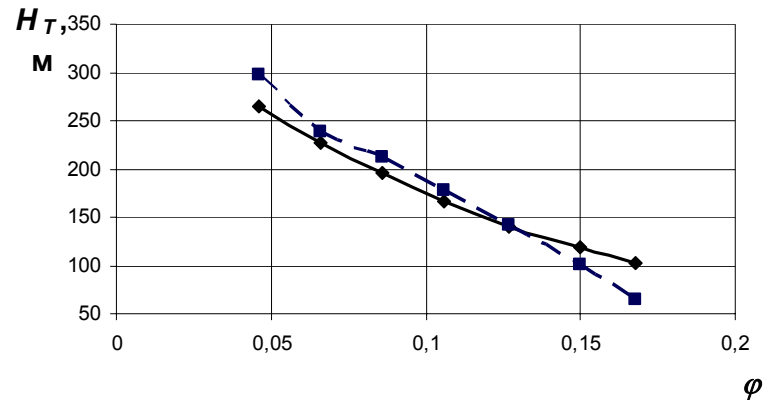


Рис. 3.6. Порівняння результатів визначення теоретичного напору H_T за результатами фізичного (—) та розрахункового (- - -) експерименту для РК №1.

Параметри структури течії в абсолютному русі на виході з відцентрових РК наведені у безрозмірному вигляді як віднесені до відповідних значень параметрів, що осереднені за всією площею контрольного перерізу, на рис. 3.7 – 3.10 для РК №1, на рис. 3.11 – 3.14 для РК №2, на рис. 3.15 – 3.18 для РК №3. Наведені результати стосуються оптимального режиму за подачею РК. Параметри визначалися у контрольному перерізі на відстані $\bar{r} = r/r_2 = 1,01$.

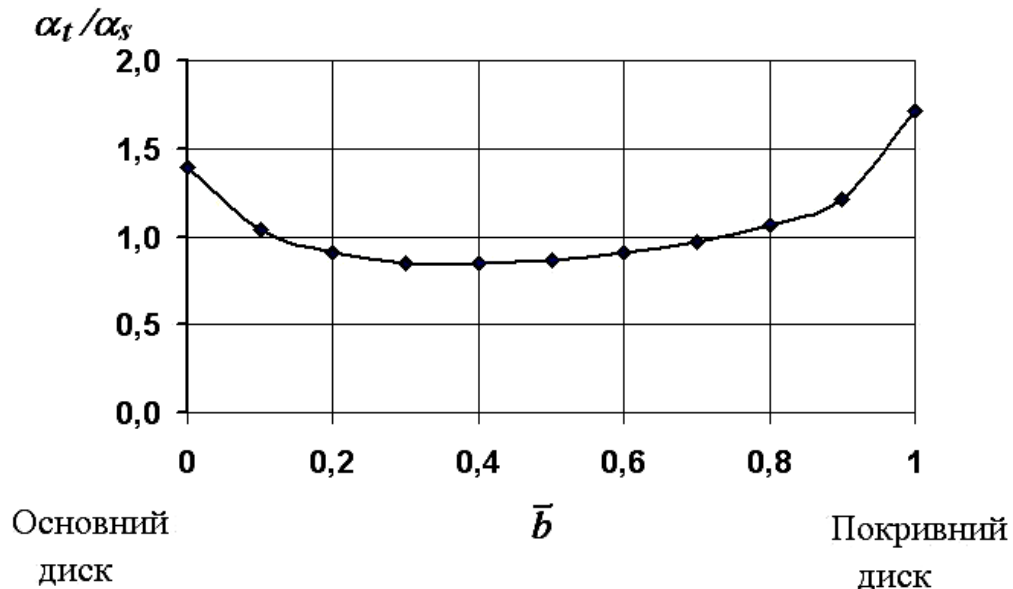


Рис. 3.7. Характер зміни безрозмірного кута виходу потоку α_t , осередненого за кроком колеса, за шириною колеса \bar{b} для РК №1 (α_s – кут, осереднений за всім контрольним перерізом; $\bar{b} = b/b_2$).

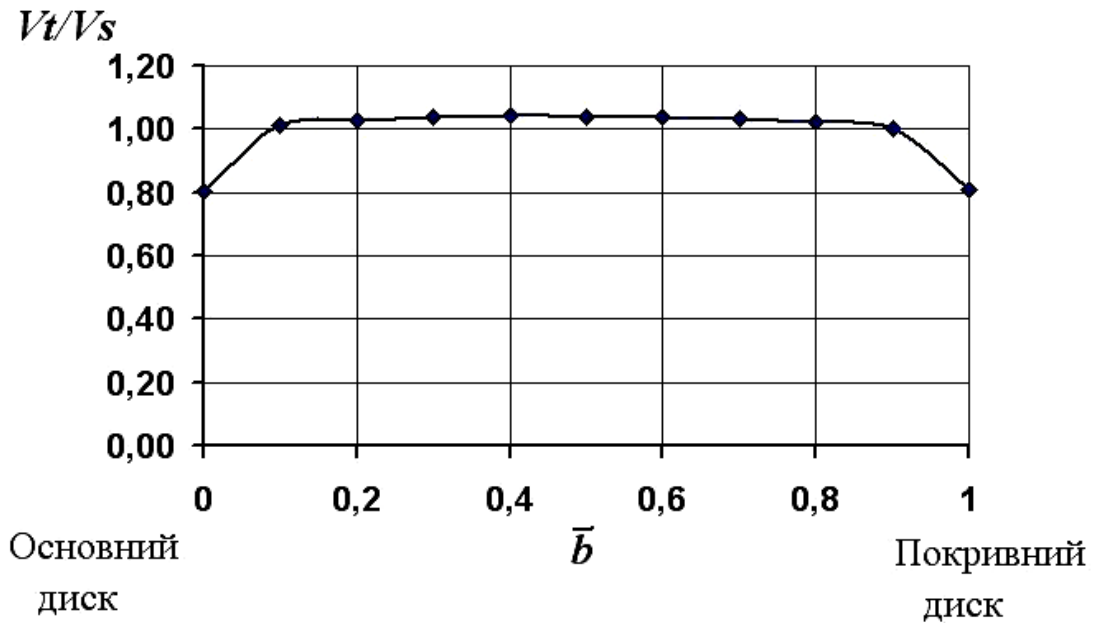


Рис. 3.8. Характер зміни безрозмірної абсолютної швидкості потоку V_t , осередненої за кроком колеса, за шириною колеса \bar{b} для РК №1 (V_s – абсолютна швидкість, осереднена за всім контрольним перерізом; $\bar{b} = b/b_2$).

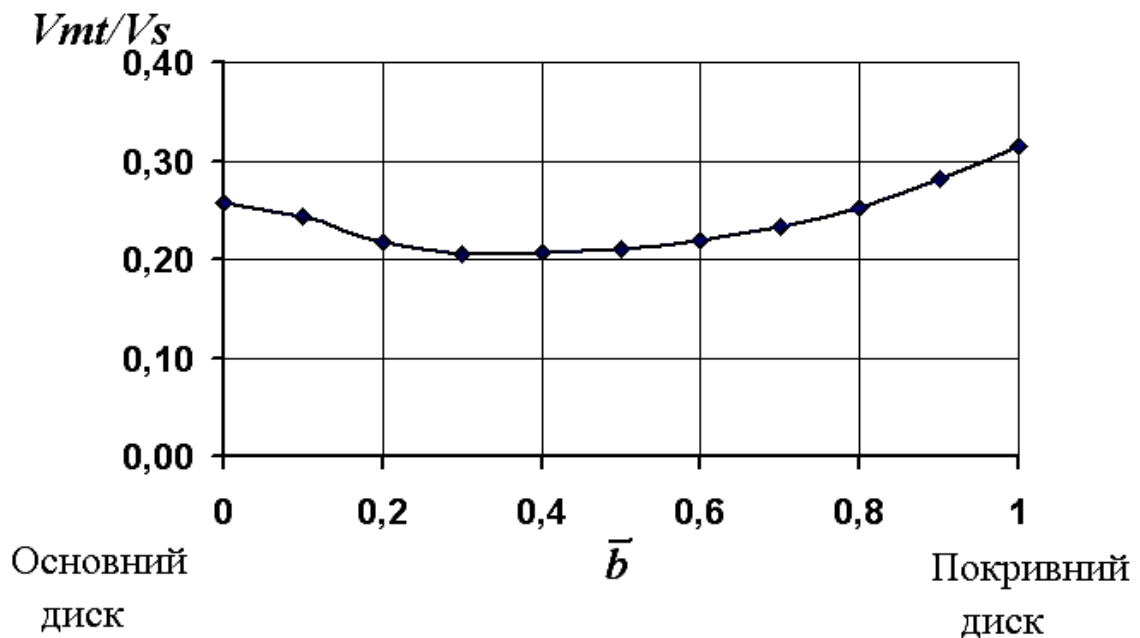


Рис. 3.9. Характер зміни безрозмірної меридіанної складової абсолютної швидкості потоку V_{m_t} , осередненої за кроком колеса, за шириною колеса \bar{b} для РК №1 (позначення див. рис. 3.8).

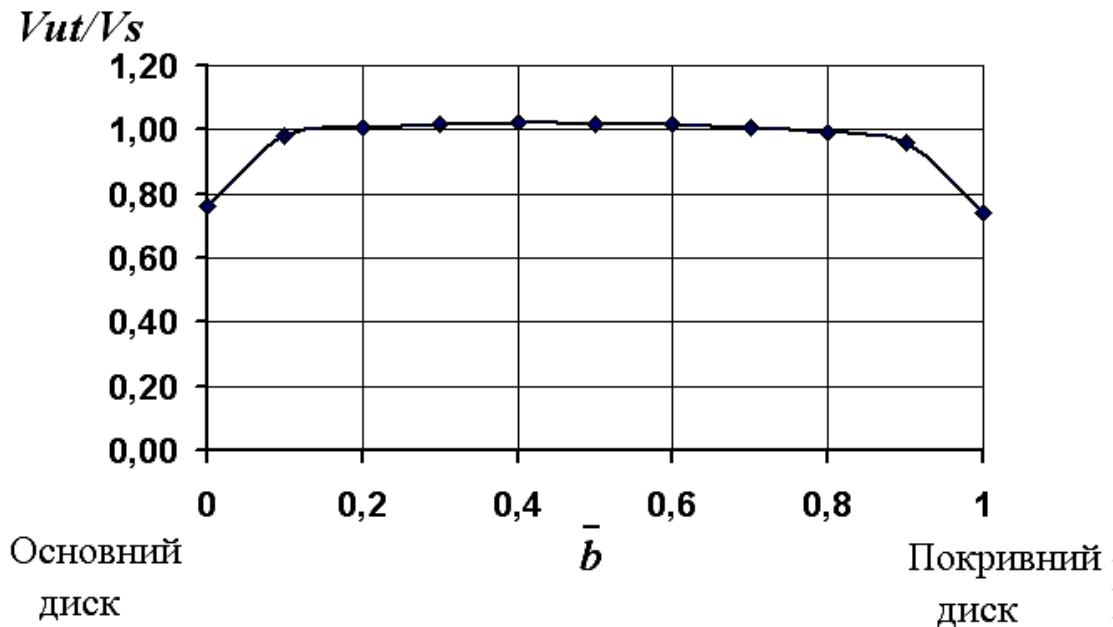


Рис. 3.10. Характер зміни безрозмірної колової складової абсолютної швидкості потоку V_{ut} , осередненої за кроком колеса, за шириною колеса \bar{b} для РК №1 (позначення див. рис. 3.8).

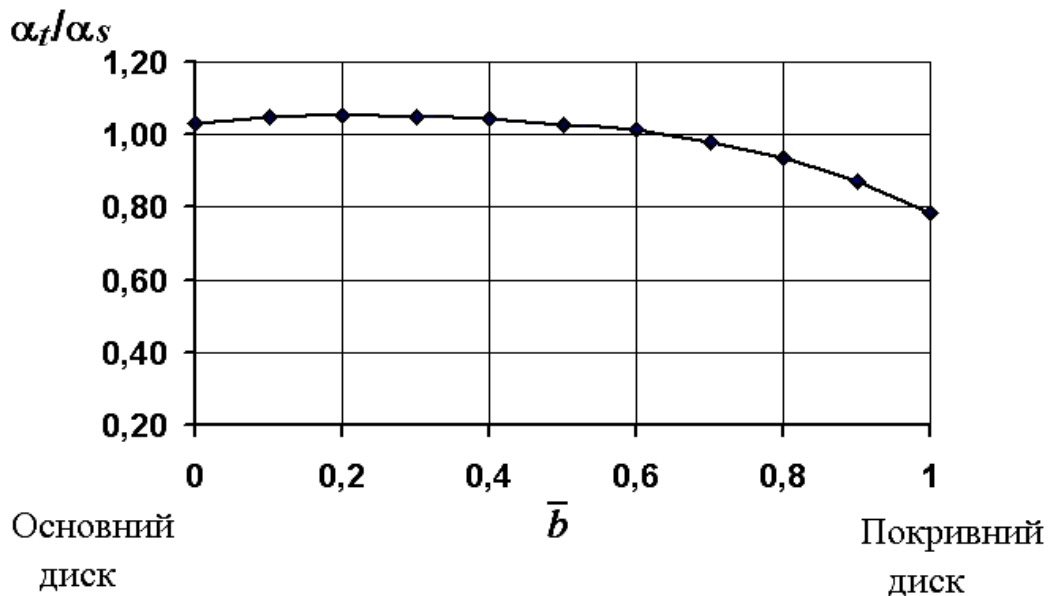


Рис. 3.11. Характер зміни безрозмірного кута виходу потоку α_t за шириною колеса \bar{b} для РК №2 (позначення див. рис. 3.7).

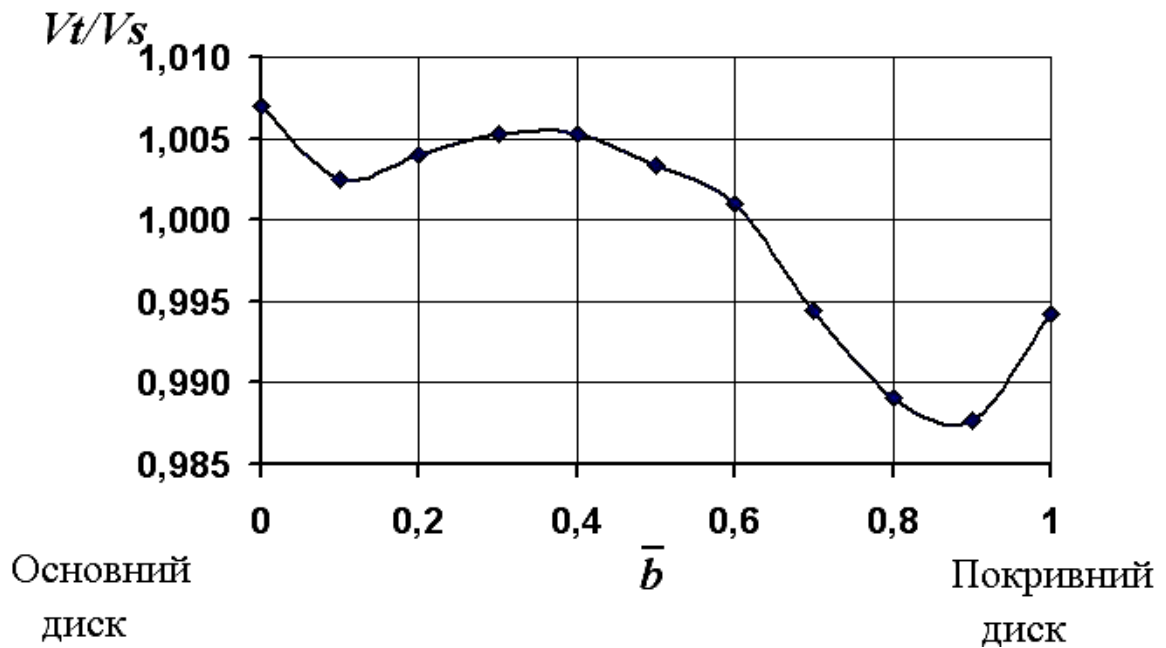


Рис. 3.12. Характер зміни безрозмірної абсолютної швидкості потоку V_t за шириною колеса \bar{b} для РК №2 (позначення див. рис. 3.8).

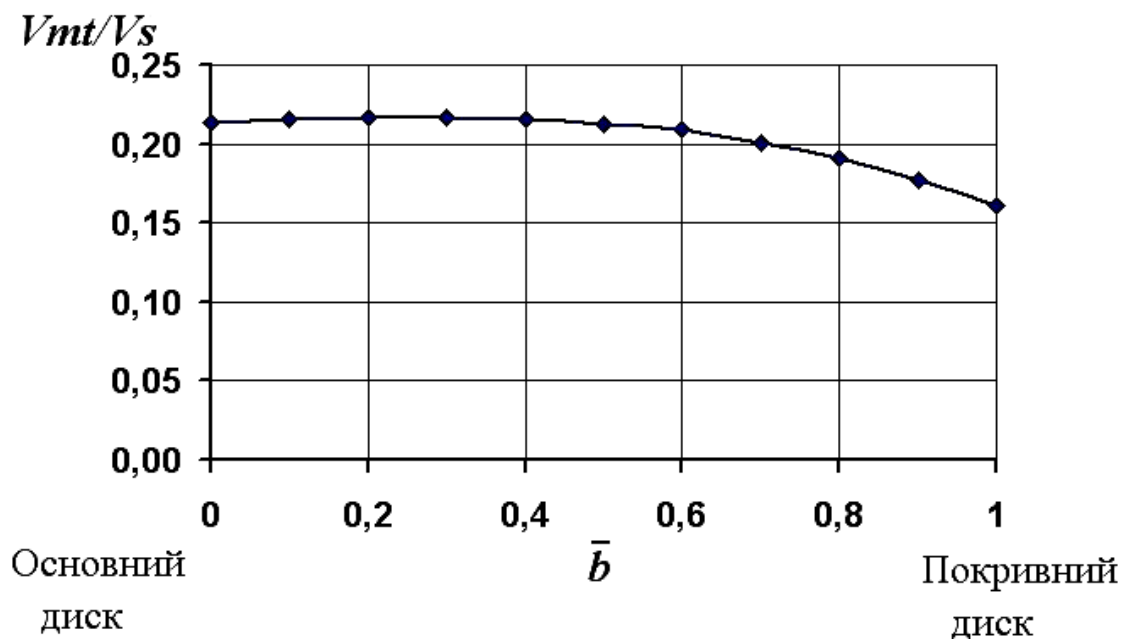


Рис. 3.13. Характер зміни безрозмірної меридіанної складової абсолютної швидкості потоку V_{m_t} за шириною колеса \bar{b} для РК №2 (позначення див. рис. 3.8).

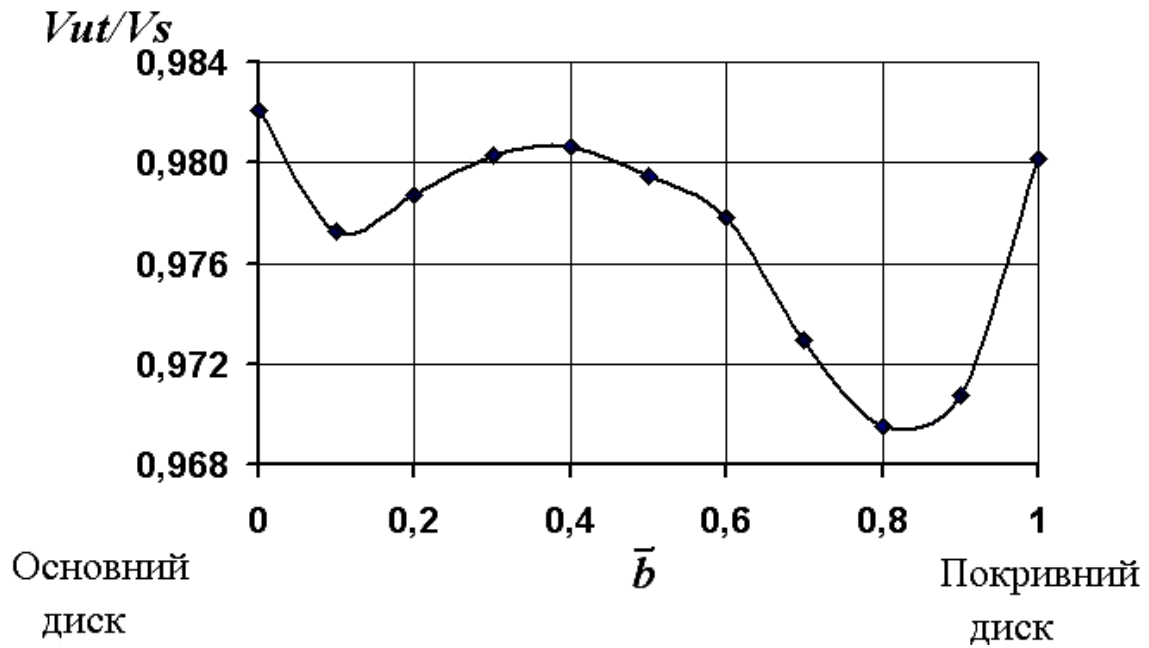


Рис. 3.14. Характер зміни безрозмірної колової складової абсолютної швидкості потоку V_{ut} за шириною колеса \bar{b} для РК №2 (позначення див. рис. 3.8).

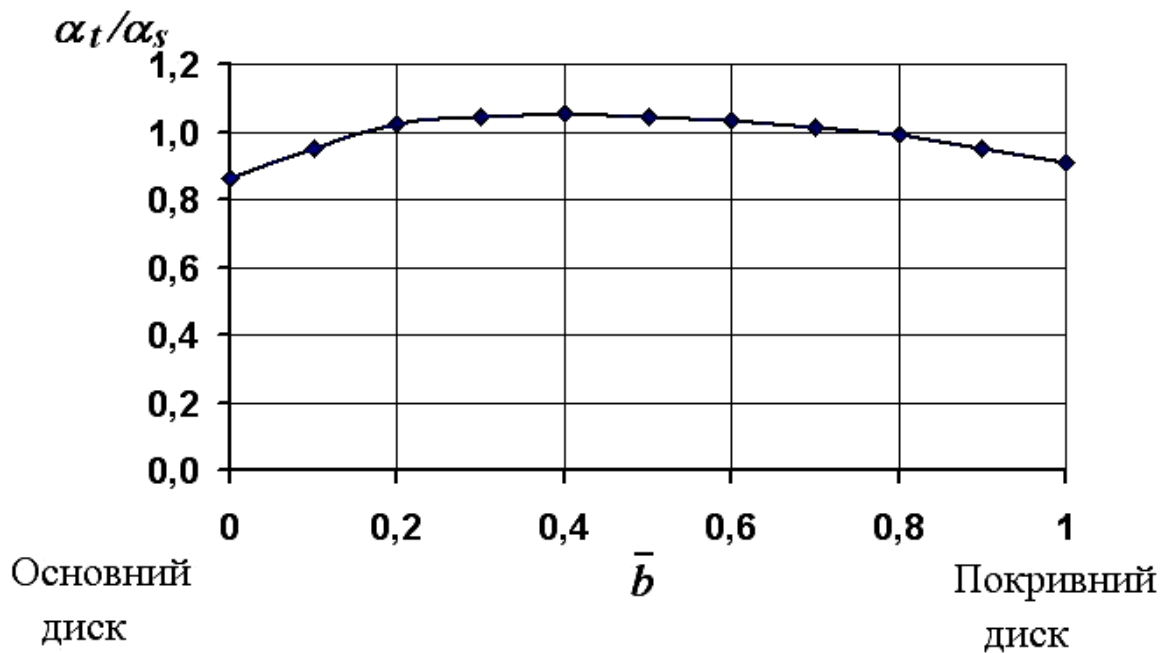


Рис. 3.15. Характер зміни безрозмірного кута виходу потоку α_t за шириною колеса \bar{b} для РК №3 (позначення див. рис. 3.7).

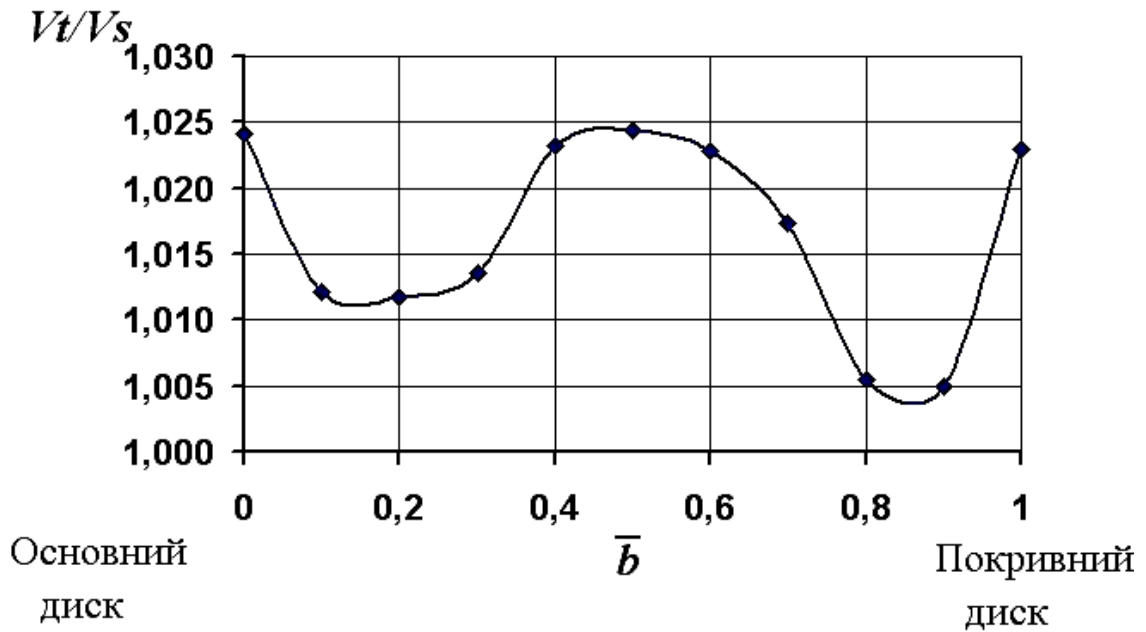


Рис. 3.16. Характер зміни безрозмірної абсолютної швидкості потоку V_t за шириною колеса \bar{b} для РК №3 (позначення див. рис. 3.8)

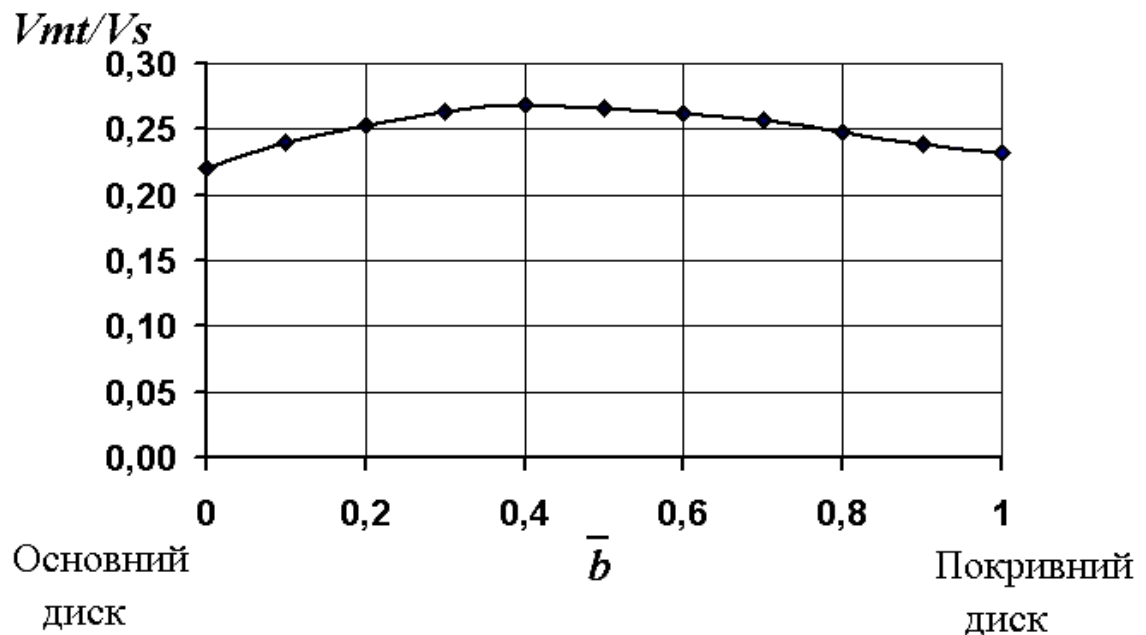


Рис. 3.17. Характер зміни безрозмірної меридіанної складової абсолютної швидкості потоку V_{m_t} за шириною колеса \bar{b} для РК №3 (позначення див. рис. 3.8).

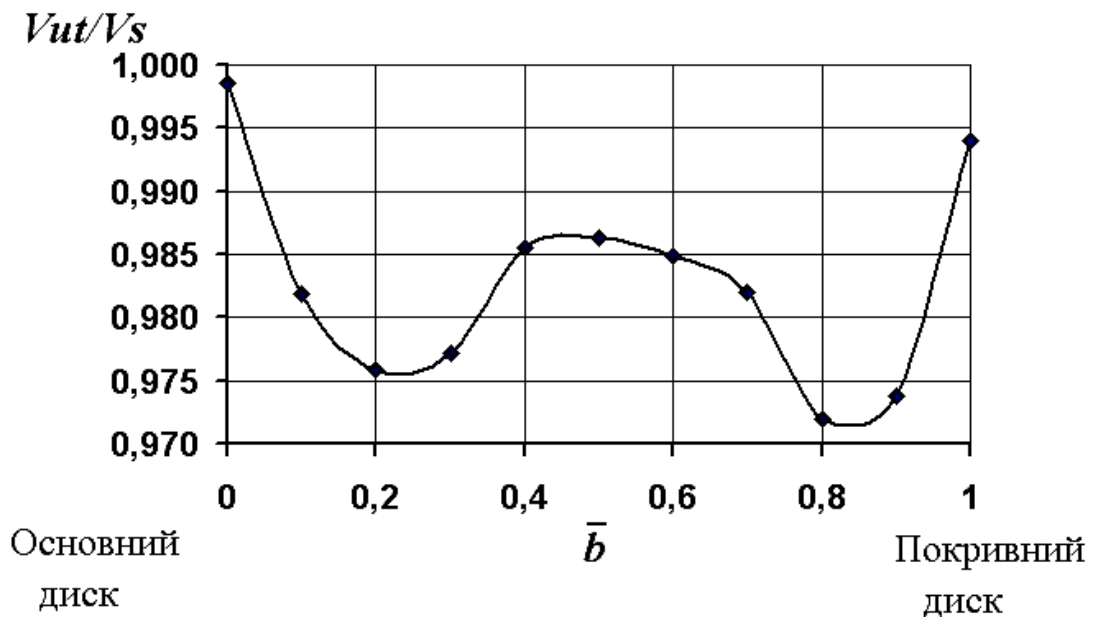


Рис. 3.18. Характер зміни безрозмірної колової складової абсолютної швидкості потоку V_{ut} за шириною колеса \bar{b} для РК №3 (позначення див. рис. 3.8).

З графіків видно, що меридіанна складова змінюється достатньо рівномірно за шириною РК. Істотною нерівномірністю відзначається розподіл за шириною колеса колової складової абсолютної швидкості. Характер зміни абсолютної швидкості течії рідини за шириною РК повторює розподіл колової складової. Причому треба відмітити характерне зменшення величини швидкостей як абсолютної, так і колової приблизно на 1 – 2 %, а меридіанної – на 15 – 20 % біля покривного диска у порівнянні з відповідними величинами біля основного диска РК. Течія з більшими кутами потоку притискається до основного диска.

Причину цього знаходимо у характері гідравлічних втрат у РК. Втрати на тертя по покривному диску менші від втрат по основному через менше значення довжини лінії струму вздовж диску. Значить, величина теоретичного напору біля покривного диска більша ніж біля основного. А, як відомо, система прагне до стану, який відповідає принципу найменшої дії [102, 103]. Останній можна сформулювати наступним чином: рух будь-якої механічної системи задовольняє умові мінімуму дії, дія для істинного руху матеріальної частинки

приймає мінімальне значення у порівнянні з будь-якими віртуальними рухами. Стосовно нашого випадку, рідина прагне до стану, який відповідає мінімальним втратам енергії, тому течія і притискається до основного диску РК.

Відмінність у формі кривих розподілу швидкостей та кутів потоку між РК №1 з одного боку і РК №2 та РК №3 з другого залежить від довжини лопаті. Через збільшення значення величини d_{em}/D_2 для РК №1 (для коліс РК №2 величина d_{em}/D_2 дорівнює 0,353, для РК №3 – 0,272 на відміну від значення для РК №1, яке дорівнює 0,572) та зменшення кута установки лопаті збільшується довжина лопаті. Довжина робочої сторони лопаті для РК №1 становить 412 мм, для РК №2 – 228 мм, для РК №3 – 257 мм. Як наслідок, робоча рідина проходить більший шлях, прикордонний шар встигає вплинути на формування структури потоку. Для РК №1 характерна структура течії на виході з колеса, коли абсолютні швидкості біля дисків менші від швидкостей у ядрі потоку (див. рис. 3.8).

Як висновок аналізу визначених особливостей структури течії за відцентровими РК, констатуємо наявність визначного впливу на розподіл абсолютної швидкості течії за РК її колової складової. Тобто причиною нерівномірної структури течії за РК є колова нерівномірність. В свою чергу остання виникає як наслідок форми меридіонального перерізу робочого колеса та кута установки лопаті на виході з колеса.

Характер зміни нерівномірного розподілу кутів потоку та повного тиску від режиму роботи колеса для РК №3 наведений на рис. 3.19. З графіку робимо висновок про відносно рівномірний розподіл кутів потоку за шириною колеса на оптимальному режимі та режимі перевантаження ($1,25Q_{om}$). Зі зменшенням витрати насоса, нерівномірність розподілу кутів збільшується, причому течія з більшими кутами притискається до покривного диску. Різниця між кутами потоку біля дисків досягає максимуму на режимі недовантаження $0,25Q_{om}$. На цьому ж режимі наявність від'ємних кутів потоку вказує на наявність зворотних токів на виході колеса, які притискаються до основного диску колеса.

Розподіл повного тиску достатньо рівномірний за шириною колеса на оптимальному режимі та режимі перевантаження ($1,25Q_{opt}$). На режимах менших від оптимального зміна розподілу тисків проходить достатньо рівномірно з максимальними значеннями біля покривного диску та мінімальними біля основного (режим $0,75Q_{opt}$). З огляду на відносно рівномірний розподіл повних тисків за шириною колеса у порівнянні до розподілу абсолютної швидкості та кутів потоку в подальшому під нерівномірною структурою будемо розуміти нерівномірність розподілу кінематичних параметрів потоку.

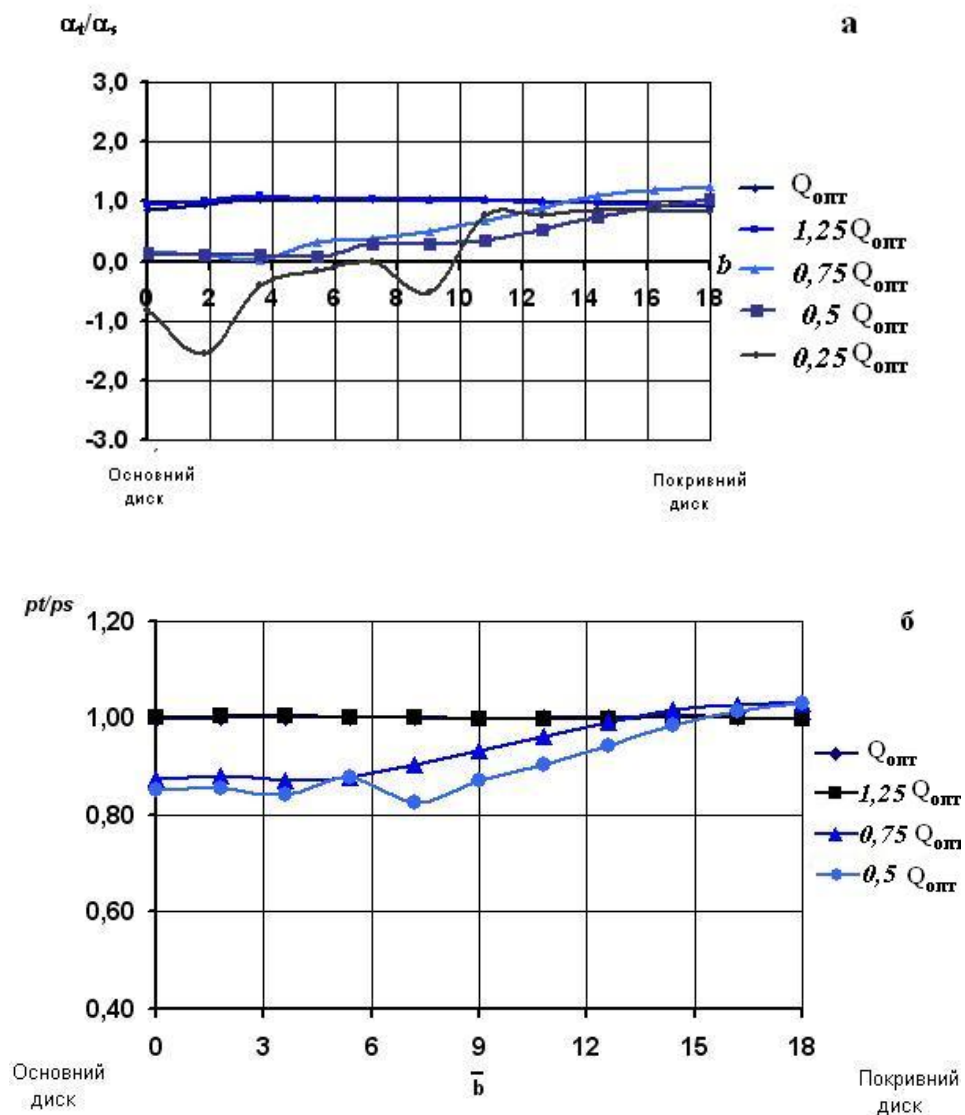


Рис. 3.19. Розподіл безрозмірного кута виходу потоку α_t (а) та безрозмірного повного тиску p_t (б) за шириною колеса \bar{b} для РК №3 (позначення див. рис. 3.7).

3.2. Розрахункові дослідження з виявлення впливу нерівномірної структури течії на роботу проміжного ступеня багатоступеневих відцентрових насосів

3.2.1. Дослідження роботи проміжного ступеня з традиційним виконанням напрямного апарату.

Для дослідження впливу нерівномірної структури течії на роботу проміжного ступеня було обрано два ступеня, нумерація яких виконана у відповідності до робочих коліс з таблиці 3.1. Параметри проміжних ступенів наведені у таблиці 3.2.

Розрахункова модель на базі робочих креслень колеса та апарата та розрахункової сітки наведена на рис. 3.20. Розрахунок течії робочого середовища виконувався для одного каналу в двоступеневій постановці, що відповідає загальноприйнятій методиці визначення характеристики ступеня як різниці характеристик двохступеневої та одноступеневої конструкцій з метою виключення впливу елементів підводу та відводу рідини. Робоче середовище – вода при температурі 25°C, що є характерним для насосів типу ЦНС.

В даному моделюванні використовувалась модель турбулентності *SST*, найбільш вдала для моделювання течій з вихроутвореннями і зворотними струмами.

Таблиця 3.2

Параметри досліджуваних проміжних ступенів

Параметри ступенів	ПС №2	ПС №3
n_s	90	69
D_3/D_2	1,003	1,01
b_3/b_2	1,33	1,22
z_{pk}	7	8
$z_{на}$	6	6

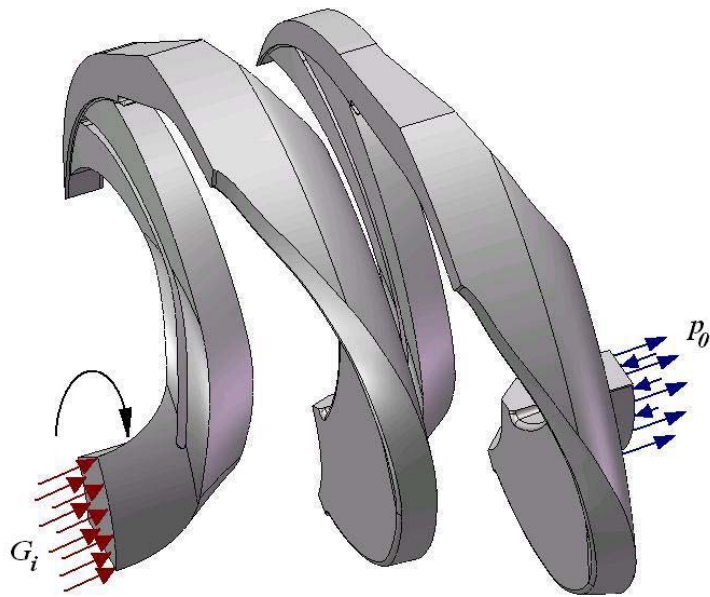


Рис. 3.20. Розрахункова модель проміжного ступеня.

В результаті розрахункового моделювання були отримані характеристики ступенів ПС №2 [4] та ПС №3, наведені на рис. 3.21 та 3.22 відповідно. Параметри ПС №2 у розрахунковій точці: $Q = 120 \text{ м}^3/\text{год}$, $H=31,29 \text{ м}$, ККД $\eta=81\%$, $N=14,06 \text{ кВт}$; ПС №3 – $Q = 180 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H=44 \text{ м}$, ККД $\eta = 84\%$, споживана потужність $N = 25,66 \text{ кВт}$.

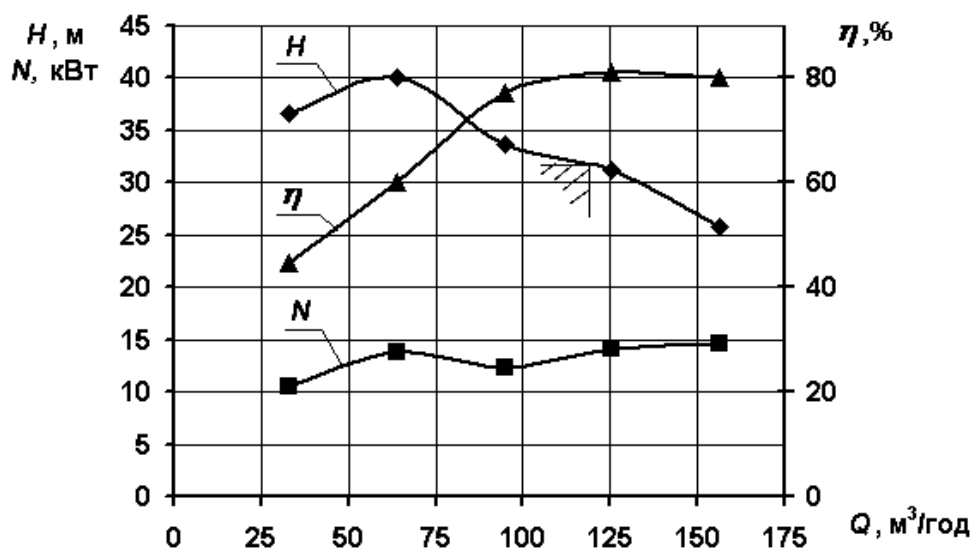


Рис. 3.21. Розрахункова характеристика ПС №2.

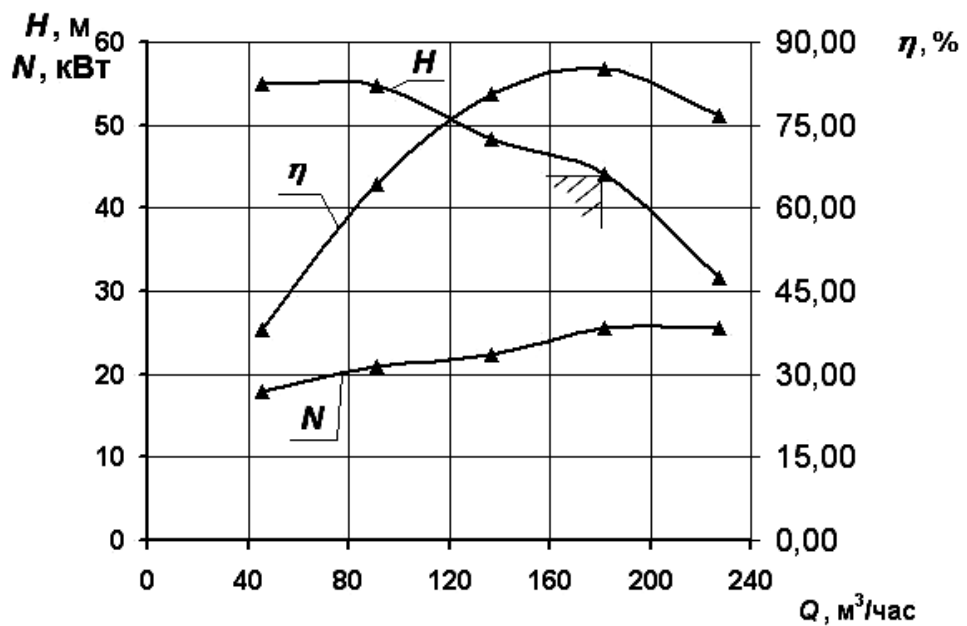


Рис. 3.22. Розрахункова характеристика ПС №3.

Оптимальний режим за ККД для проміжного ступеня ПС №3 збігається з точкою розрахункового режиму, а для ПС №2 зміщений у зону збільшених значень подачі. Крива напору має пологопадаючу форму, за виключенням точки $0,25Q_{onm}$ для ПС №2 (рис. 3.21). Останнє є результатом, характерним для чисельного моделювання через складність структури течії на режимі недовантаження $0,25Q_{onm}$.

3.2.2. Дослідження роботи проміжного ступеня з напрямним апаратом удосконаленої форми вхідних ділянок.

Одні з перших результатів по виміру полів швидкостей та тиску в каналах НА були отримані в роботах [104, 105]. Було встановлено, що на режимах перевантаження основна доля втрат приходилась на НА, а саме на ділянках входу є дифузорний канал. Вказано на наявність нерівномірного розподілу абсолютної швидкості та кута нахилу течії за шириною каналу. На режимах $Q \leq Q_{onm}$ біля внутрішньої стінки відводу спостерігається вихроутворення, проте на оптимальному Q_{onm} режимі та режимах $Q > Q_{onm}$ має місце достатньо рівномірний розподіл швидкості по висоті каналу. На оптимальному режимі

основна доля гідравлічних втрат припадає на спіральну частину та дифузор, до того ж максимум втрат припадає на випуклий бік лопатки. В зворотних каналах на всіх режимах $Q > Q_{onm}$ має місце достатньо рівномірний розподіл тиску по висоті каналу.

Досліди живильних насосів виявили, що на режимах більших оптимального течія натікає на лопатку НА з робочої сторони. Несприятливі умови натікання на лопаті НА призводять до значних ударних втрат. На режимах $Q \leq 0,7 Q_{onm}$ течія натікає на випуклу сторону лопатки НА. Відрив прикордонного шару можливий біля увігнутої сторони лопатки. Наявність значної відривної зони може призвести до зворотних струмів на виході з РК та вплинути на структуру течії в колесі з причини невеликого зазору між РК та НА.

При зондуванні течії під час експериментальних дослідів лопатевого відводу з неперервною зоною перевідних каналів було виявлено, що швидкості поступово вирівнюються на ділянці дифузорного каналу. Проте у вихідному перерізі з останнього все ж таки значення швидкостей зі сторони диску (покривного диску РК) дещо більші ніж зі сторони кришки (основного диску робочого колеса).

В багатоступневих відцентрових насосах найбільшого розповсюдження набули відводи у вигляді НА з прямокутною формою дифузорних каналів, зі стінками паралельними вісі ротора [28]. Така форма каналів вважається найбільш вдалою з точки зору гідравлічної досконалості через припущення, що течія вирівнюється на незначній відстані від РК. Однак проведені досліді виявили значну нерівномірність течії як за кроком, так і за шириною колеса. Відносно вирівнюється течія лише на відстані $r/r_2 = 1,08$. Для малих значень коефіцієнту швидкохідності n_s зазор між РК та НА складає $D_3/D_2 = 1 \div 3\%$. З огляду на останнє, ми повинні враховувати нерівномірність структури течії на цій ділянці, якщо хочемо максимально знизити втрати в ПЧ. Досліди по вивченню впливу деяких елементів лопатевих відводів на характеристики відцентрових насосів, наведені в роботі [106] встановили, що на форму напірної

характеристики має вплив кут установки лопатки НА, особливо на режимах $Q < 0,7Q_{opt}$.

В роботі [107] була запропонована нова форма НА. Особливість конструкції полягає в зміні поверхні спіральної ділянки та дифузорних каналів при збереженні пропускної здатності та середнього кута спіральної ділянки. Зі сторони основного диску кут установки лопаті був виконаний в два рази меншим за середній кут, а зі сторони покривного диску – в два рази більшим. Поверхня спіральної ділянки та ділянки дифузорних каналів виконана з нахилом під деяким кутом до вісі ротора у бік покривного диску. Через наведені зміни форма вхідного перерізу перетворилася з прямокутника на паралелограм.

Результати порівняльних дослідів для ступеня з параметрами $D_2 = 300$ мм, $n = 1500$ об/хв, $n_s = 80$ наведені на рис. 3.23 у вигляді залежностей безрозмірних коефіцієнтів напору ψ , потужності τ та ККД η від коефіцієнта витрати ϕ .

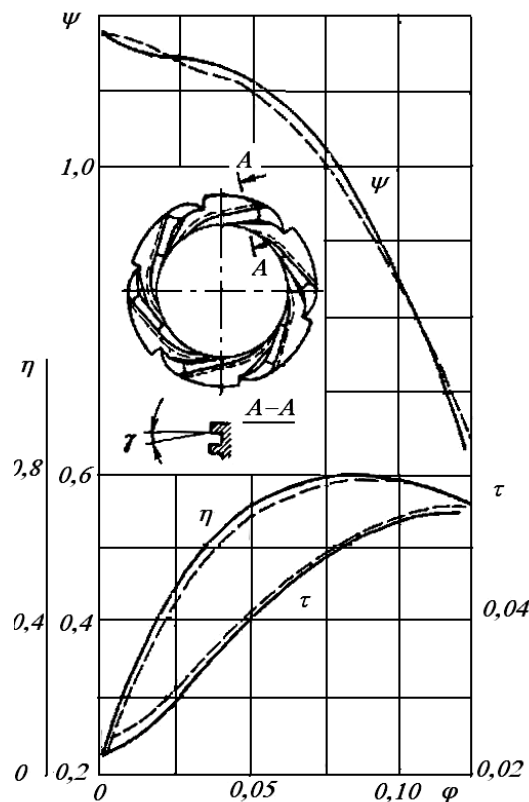


Рис. 3.23. Порівняльні характеристики насосів з різною формою НА для ступеня з $n_s = 80$: - - - $\gamma = 0$; — $\gamma \neq 0$.

Проте врахування змін в характеристиці при сталості пропускної здатності НА говорить про зниження втрат на деяких режимах лише через краще співпадіння нахиленої форми лопатей течії, котра виходить з РК.

З метою перевірки впливу аналогічної зміни геометрії вхідної ділянки НА на роботу ступеня було поставлено завдання виконати розрахункові експерименти для двох ступенів з $n_s = 69$ та $n_s = 90$ з різними кутами нахилу вхідного перерізу.

Після проведення аналогічних змін е геометрії НА дослідних ступенів, поверхні вхідної ділянки НА (рис. 3.24) виявились нахиленими під кутом $\alpha \approx 2^\circ$ до вісі ротора, за рекомендаціями [5], у першому випадку та $\alpha \approx 0,5^\circ$ у другому, за результатами проведеного розрахункового дослідження структури течії за робочим колесом з безлопатевим дифузором.

Розрахунок виконувався для одного каналу РК та НА у двоступеневій постановці. Розрахункова модель ідентична до наведеної на рис. 3.20.

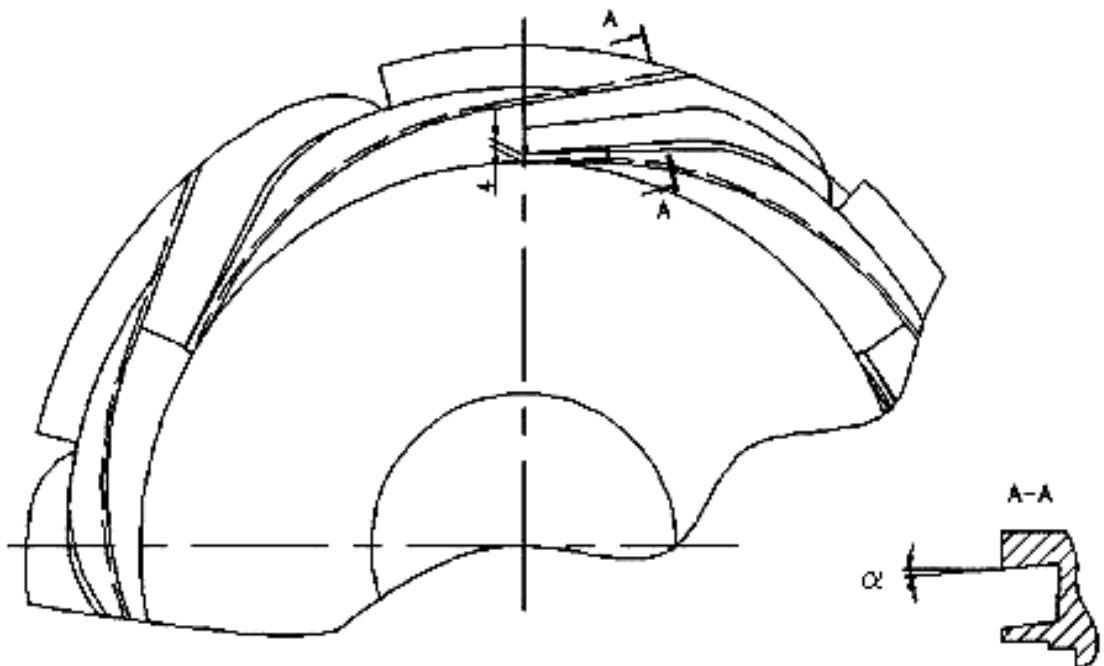


Рис.3.24. Ескіз НА нової конструкції.

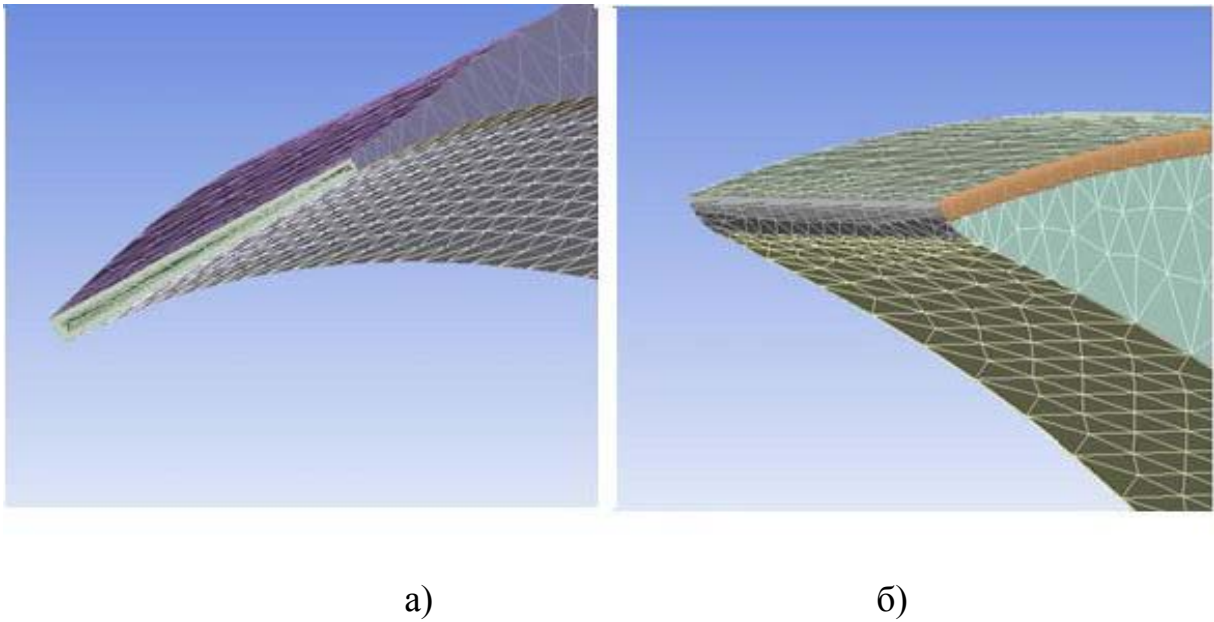


Рис. 3.25. Особливість розрахункової сітки.

Особливість побудови розрахункової сітки - для більш точного розрахунку у зазорі між колесом та НА, на виході з РК (рис. 3.25, б) та на вході в НА (рис. 3.25, а) було введено тонкий шар густіше розташованих у порівнянні з загальною сіткою призматичних елементів.

В результаті розрахункового дослідження були отримані значення швидкості та тиску у кожній розрахунковій точці. Значення ККД обчислювалось за відомою формулою $\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{N}$. Зовнішня характеристика ступеня з апаратом модернізованої конструкції вхідних ділянок (НА_м) наведена на рис. 3.26. Характеристика наведена для проміжного ступеня ПС №3, для ПС №2 були отримані аналогічні результати. Напір ступеня визначався за різницею повних тисків, осереднених за масовою витратою, для однакових перерізів НА першого та другого ступеня. Для порівняння наведена характеристика того ж ступеня з апаратом традиційної конструкції (НА_{тр}).

З порівняння характеристик можна зробити наступні висновки (чисельні дані наведені для розрахункового режиму роботи ПС №3). Більшим значенням кута нахилу поверхонь вхідної ділянки НА відповідають більші значення ККД: при $\alpha = 2^\circ$ - $\eta = 86,3 \%$, при $\alpha = 0,5^\circ$ - $\eta = 82,2 \%$.

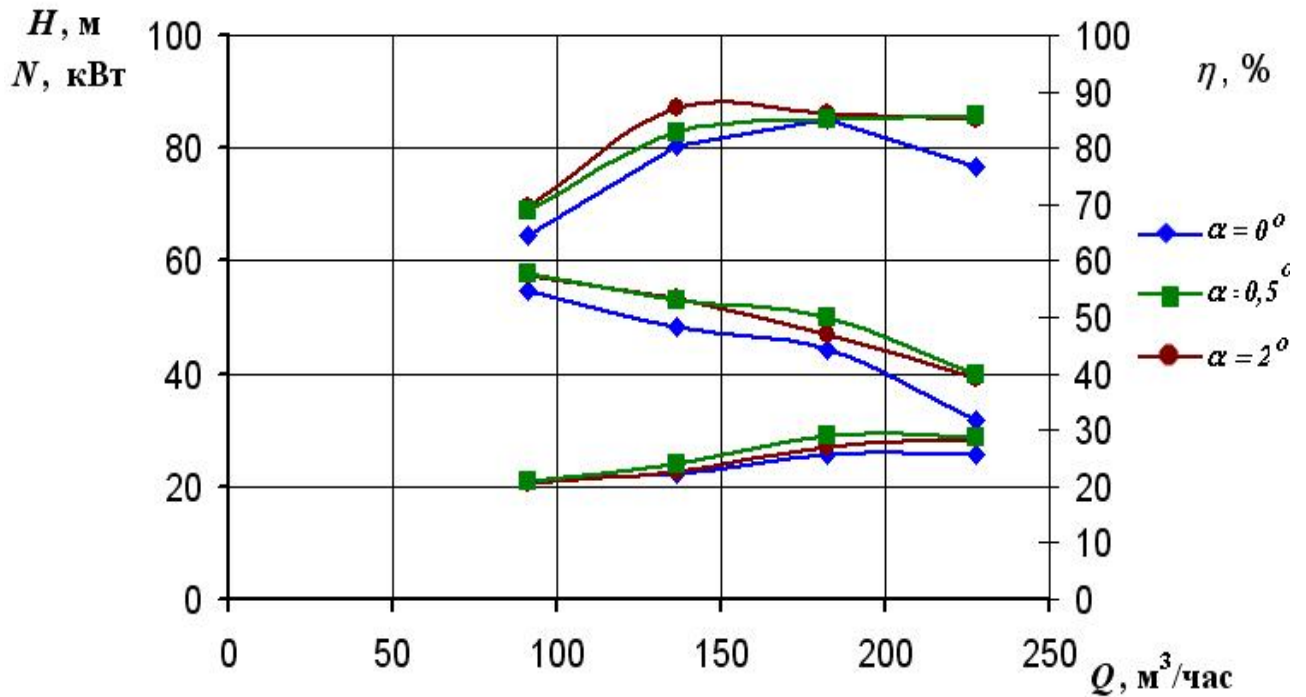
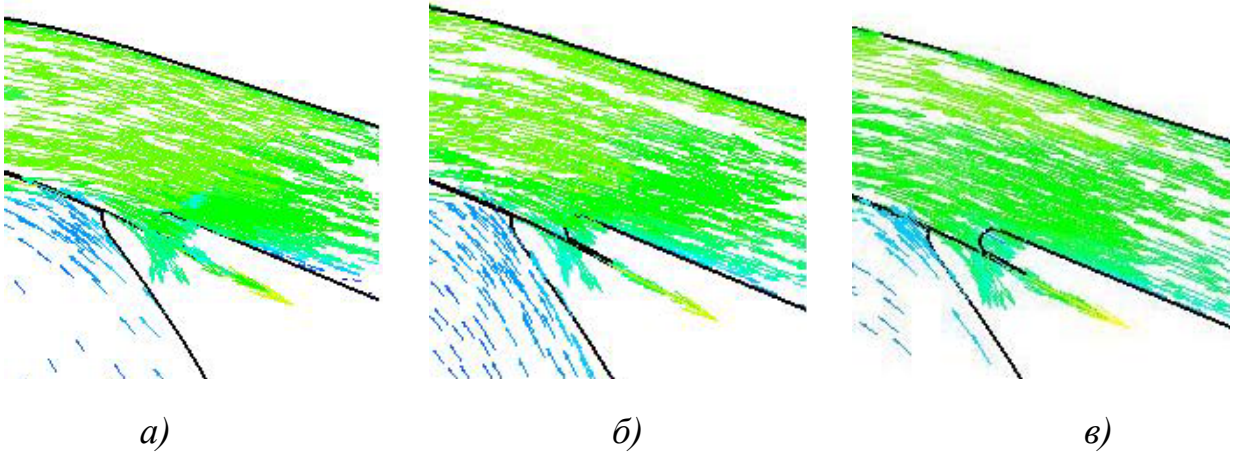


Рис. 3.26. Порівняльна характеристика ПС №3 з НА різного конструктивного виконаннями вхідної ділянки.

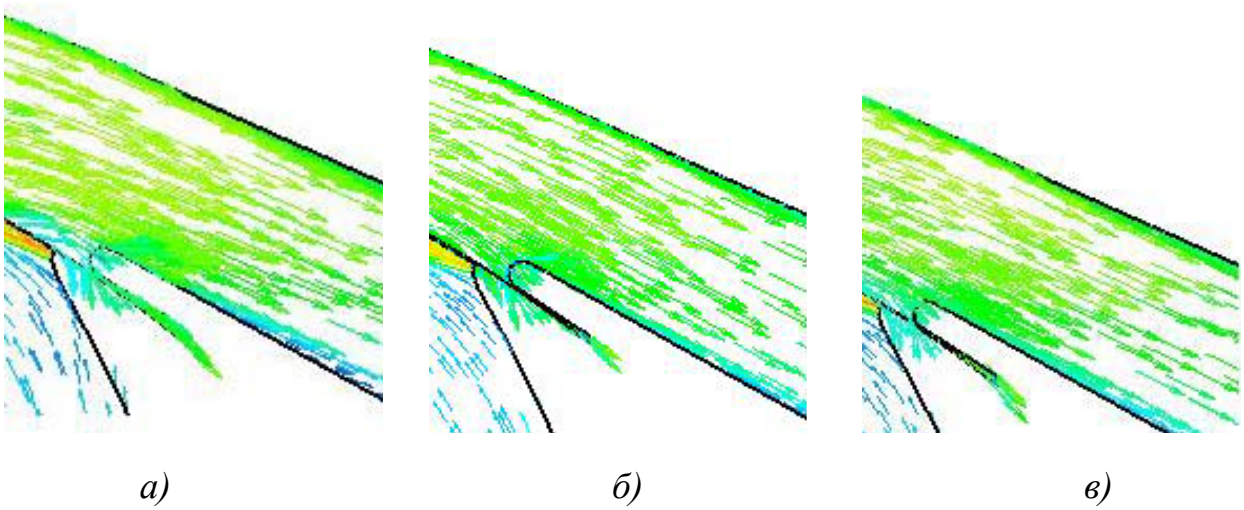
Однак при обох кутах нахилу відмічається покращення енергетичної характеристики, найбільш на режимах перевантаження.

Зміна напіру відбувається обернено пропорційно зміні кута нахилу: при $\alpha = 2^\circ$ - $H = 46,86$ м, при $\alpha = 0,5^\circ$ - $H = 49,96$ м. Крива напіру має пологопадаючу форму при обох значеннях кута нахилу. Криві напіру та потужності у точці $0,5Q_{онт}$ мають провал (дана особливість розрахунку режиму при цьому значенні витрат у даному програмному продукті була відмічена також іншими авторами), тому значення ККД у відповідній точці дещо завищене.

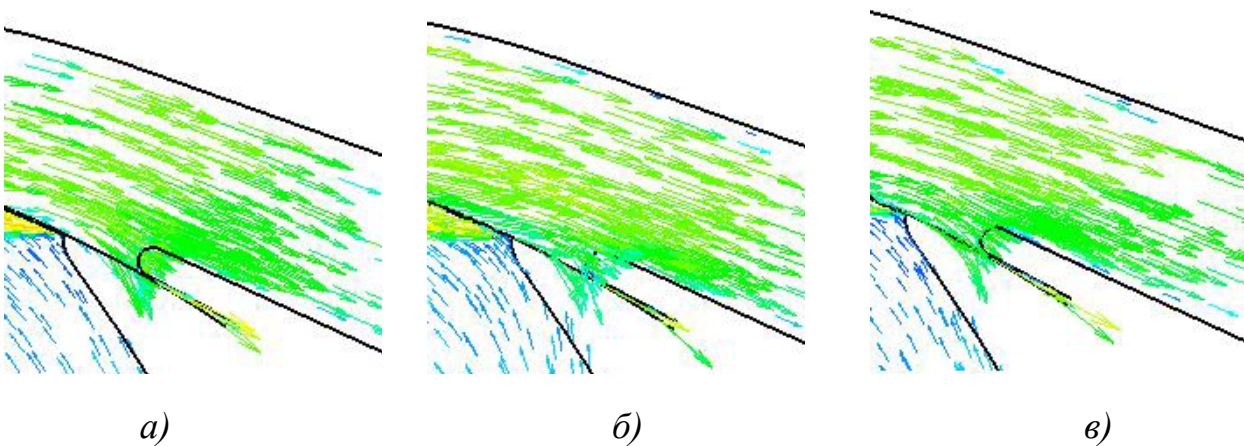
Отримане у роботі [107] зниження потужності на всьому робочому діапазоні для проміжного ступеня з коефіцієнтом швидкохідності 80, не було відмічено. Однак збільшення напіру «перекрило» збільшення споживаної потужності, що спричинило підвищення ККД.



НА з традиційним виконанням



НА з нахиленою формою входної ділянки під кутом $\alpha \approx 2^\circ$



НА з нахиленою формою входної ділянки під кутом $\alpha \approx 0,5^\circ$

Рис.3.27. Порівняльний аналіз структури течії для ПС №3 для оптимального режиму у вигляді векторів відносної швидкості: а) біля основного диску; б) по середній лінії; в) біля покривного диску.

Результати дослідження структури течії наведено також у вигляді векторів відносної швидкості на ділянці набігу течії на язик спіралі у перерізах біля покривного диску, по середній лінії, біля основного диску в порівнянні з аналогічними параметрами базового ступеня (рис. 3.27) для оптимального режиму роботи ступеня. Бачимо покращення зміни натікання потоку на лопатки НА.

Біля основного диску (рис. 3.27, а) спостерігається відхилення течії через стиснення течії лопатками НА, проте зміна кутів установки зменшує збудження течії. Аналогічна картина спостерігається і в інших досліджуваних перерізах, але в меншій мірі виражена.

З результатів очевидним є висновок про позитивний вплив зміни кутів установки лопаті на вході до НА, які у більшій мірі відповідають структурі течії, що формується в результаті роботи РК. Доцільним є використання нахилу вхідної кромки, що становить 2° : підвищення ККД складає на оптимальному режимі 1,1%, на режимах перевантаження до 5%, недовантаження – до 2%. Спостерігається підвищення напору ступеня на всьому робочому діапазоні, незначне підвищення споживаної потужності.

На рис. 3.28 і рис. 3.29 наведені графіки, які ілюструють зміну розподілу безрозмірної абсолютної швидкості течії за робочим колесом, її колової та меридіанної складових і безрозмірних кутів виходу течії відповідно у залежності від зміни конструкції вхідної ділянки напрямного апарату. Аналізуючи графіки можна зазначити збільшення швидкості посередині каналу колеса, незначне вирівнювання біля дисків колеса. Однак все одно біля покривного диска значення швидкості більше ніж біля основного.

Після зміни геометрії вхідної ділянки, кути течії біля дисків збільшились відносно кутів, характерних для традиційної конструкції НА. Зона з меншими кутами змістилась ближче до покривного диску.

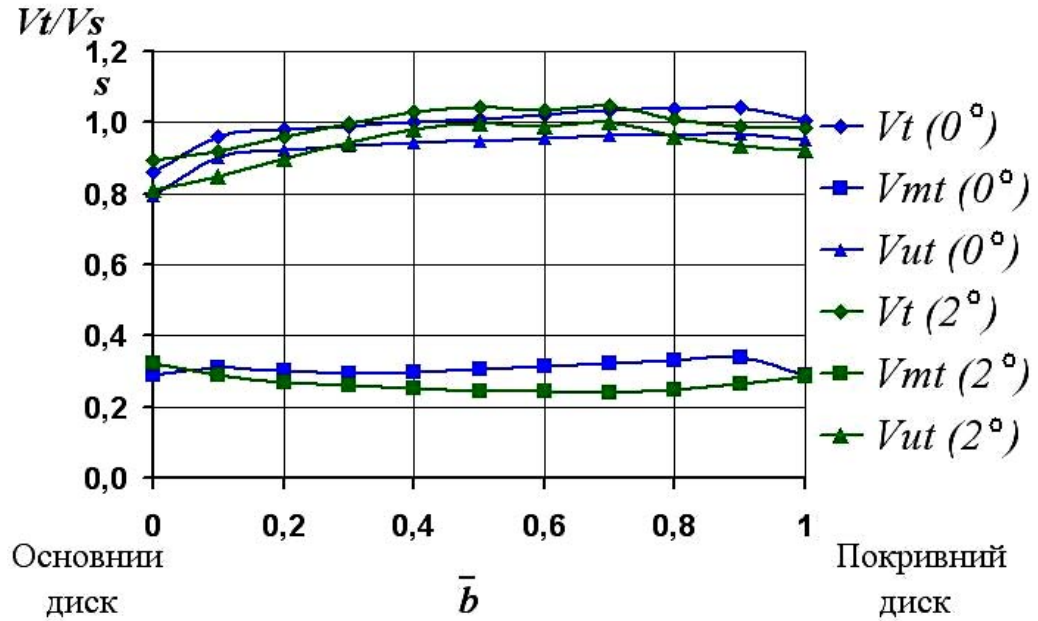


Рис. 3.28. Розподіл безрозмірної абсолютної швидкості V , її колової V_u та меридіанної V_m складових, осереднених за кроком лопатей, за шириною колеса \bar{b} для ПС №3 (позначення див. рис. 3.9).

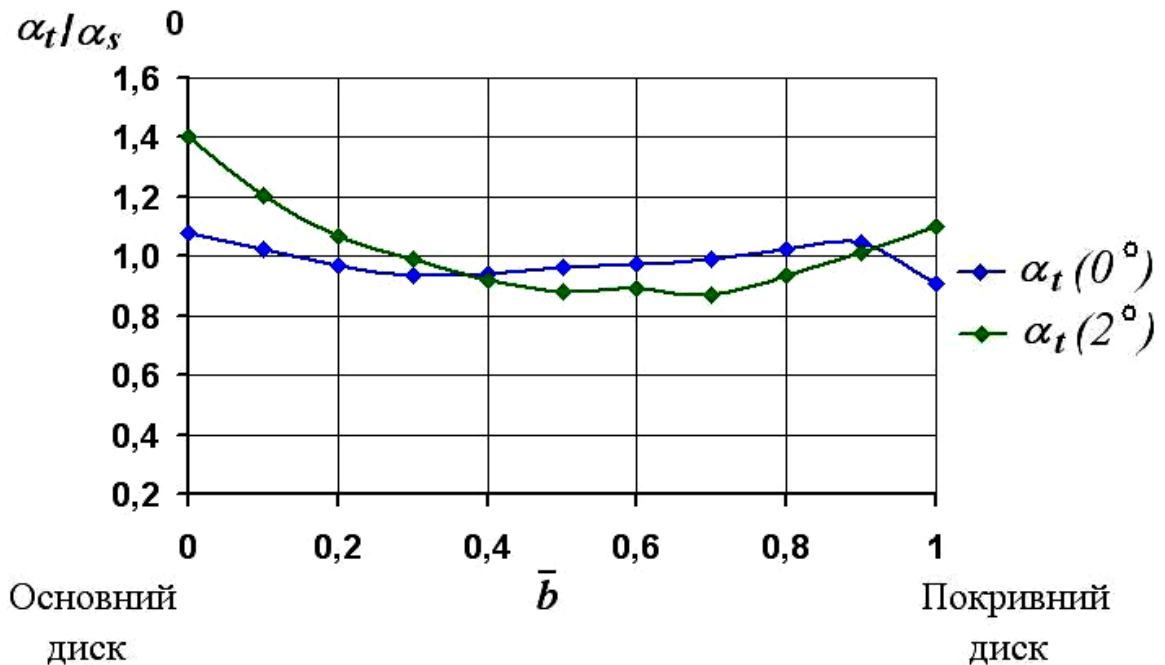


Рис. 3.29. Розподіл безрозмірного кута виходу течії α_t , осередненого за кроком колеса, за шириною колеса \bar{b} для ПС №3 (позначення див. рис. 3.8).

3.3. Критеріальний аналіз напрямних апаратів ВЦН

3.3.1. Методи осереднення в гідромеханіці.

Через велику нерівномірність та різку зміну в часі та просторі розподілу всіх гідродинамічних параметрів при вивченні реальної турбулентної течії можемо використовувати методи осереднення, які дозволяють перейти до більш плавних середніх значень характеристик течії. Останні можна досліджувати за допомогою звичайних методів математичного аналізу. На практиці при визначенні середнього значення деякої функції, зазвичай, використовують осереднення за часом або просторовим осередненням за будь-яким проміжком часу або області простору. Серед вимог до таких правил осереднення є те, що їх використання до диференціальних рівнянь гідродинаміки ми маємо перейти до достатньо простих рівнянь відносно середніх значень гідродинамічних параметрів. Існують п'ять основних співвідношень осереднення [108]:

$$\overline{f + g} = \overline{f} + \overline{g},$$

$$\overline{af} = a\overline{f}, \text{ якщо } a = \text{Const},$$

$$\overline{\dot{a}} = \dot{a}, \text{ якщо } a = \text{Const}, \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial \overline{f}}{\partial s} = \overline{\frac{\partial f}{\partial s}}, \text{ де } s\text{-це } \in x_1, x_2, x_3 \text{ або } t,$$

$$\overline{\overline{fg}} = \overline{\overline{f} \overline{g}}.$$

та висновки з умов осереднення:

$$\overline{\overline{f}} = \overline{f},$$

$$\overline{f'} = \overline{f - \overline{f}} = 0, \quad (3.6)$$

$$\overline{\overline{f h}} = \overline{f h},$$

$$\overline{\overline{f h'}} = \overline{f h'} = 0.$$

В турбулентному русі можна виділити «середній рух», який протікає порівняно плавно та повільно змінюється та нерегулярний «рух з пульсаціями», що накладається на «середній».

Розглянемо сталу (квазістаціонарну) течію суцільного робочого середовища через ПЧ машини гідродинамічного принципу дії. Для переходу до моделі вісесиметричного сталого руху необхідно застосувати операцію осереднення основних рівнянь за часом t та за однією з координат, а саме q_3 . До того ж систему координат та напрямок осереднення необхідно вибирати з метою отримання максимально спрощених рівнянь. З огляду на це, кожену з функцій, що описує гідродинамічний параметр, будемо розглядати як суму середньої та пульсаційної величин [109]

$$f(q_1, q_2, q_3) = \langle f \rangle(q_1, q_2) + f'(q_1, q_2, q_3, t) \quad (3.7)$$

де q_1, q_2, q_3 – координатні напрямки.

Середню величину будемо визначати як звичайну інтегральну середню величину:

$$\langle f \rangle = \frac{1}{\Delta t \cdot \Delta q_3} \int_t^{t+\Delta t} \int_{q_3}^{q_3+\Delta q_3} f dq_3 dt,$$

де t та Δq_3 – інтервали осереднення за t та q_3 , відповідно, та функцію f можна вважати періодичною функцією q_3 та t .

Подальше спрощення отримується вибором системи координат. В турбомашинах прийнято використовувати природну вісесиметричну систему координат, наведену на рис. 3.30. Поверхні q_3 обираються таким чином, щоб $q_3 = Const$ були площинами, які проходять через вісь обертання (меридіанні площини); поверхні $q_2 = Const$ співпадають з середніми вісесиметричними поверхнями струмів (виконується умова $\overline{m}_2 = \overline{\rho V}_2 = 0$); вісесиметричні поверхні $q_1 = Const$ визначаються умовою ортогональності. Цю систему ортогональних криволінійних координат, співпадаючих з лініями струмів рідини та множиною ортогональних до них кривих, і прийнято називати природною системою координат.

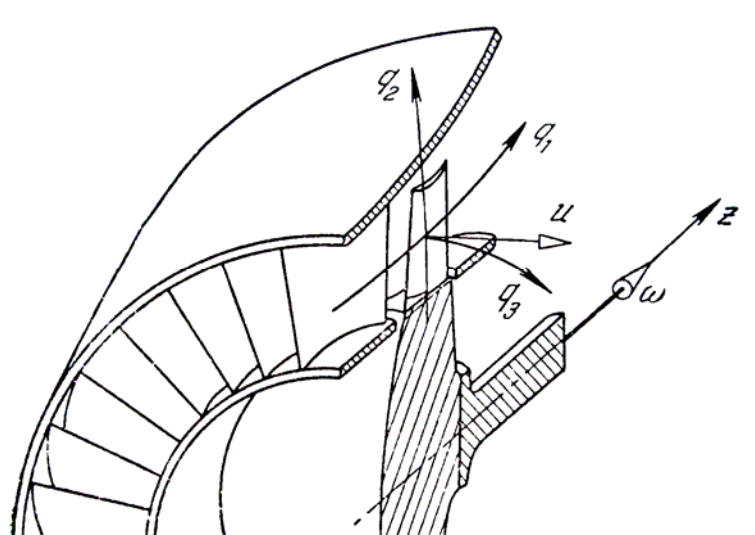


Рис. 3.30. Природна вісесиметрична система координат осередненої течії у турбомашинах.

Стосовно лопатевих насосів при критеріальному аналізі відвідних пристроїв обираємо наступну систему координат: q_1 – в напрямку руху робочої рідини, q_2 – в напрямку габаритного розміру міжлопатевого каналу (наприклад, на виході з РК за шириною колеса b_2 в напрямку від основного до покривного диску); q_3 – в напрямку правого гвинта, напрямок обертання буде співпадати з q_3 .

3.3.2. Визначення сукупності критеріальних параметрів, що характеризують структуру течії рідини в напрямних апаратах, та функціонального зв'язку між ними.

Баланс енергії при переміщенні рідини у відводі (рис. 3.31) можемо записати у вигляді:

$$E_3 = E_6 + E_{втр}, \quad (3.8)$$

де E_3 – енергія маси рідини, що протікає через вхідний переріз відводу за одиницю часу;

E_6 – енергія маси рідини, що протікає через вихідний переріз відводу за одиницю часу;

$E_{втр}$ – втрати енергії рідини у відводі.

Звертаючись до функціонального призначення відводу, приймаємо на вході в НА (виході з РК) нерівномірну течію, на виході з НА (вході в РК наступного ступеня) – рівномірну структуру течії. Різницею геометричних відміток в рамках перерізу та між вхідним і вихідним перерізами можна знехтувати.

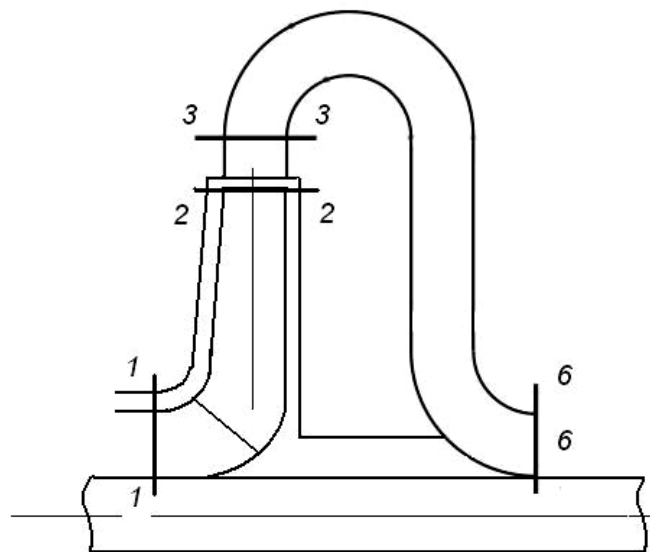


Рис.3.31. Конструктивна схема до критеріального аналізу відводів (позначення перерізів прийнято традиційним для лопатних насосів).

Враховуючи вищенаведене, для кільця $r = Const$ та $\Delta b \rightarrow 0$ запишемо спочатку енергію маси рідини, що протікає через елементарну площину вихідного перерізу НА (бо тут маємо просту картину течії), з огляду на [53]:

$$dE_6 = \left(\frac{P_6}{\rho} + \frac{V_6^2}{2} \right) \cdot \rho V_6 dF .$$

Припускаючи рівномірну структуру течії на виході з НА ($V_6 = Const$, $P_6 = Const$) маємо наступне

$$E_6 = \int_F \left(\frac{P_6}{\rho} + \frac{V_6^2}{2} \right) \cdot \rho V_6 dF = \rho g Q \left(\frac{P_6}{\gamma} + \frac{V_6^2}{2g} \right) . \quad (3.9)$$

Для кільця $r = Const$ та $\Delta b \rightarrow 0$ запишемо аналогічне рівняння для секундної маси рідини, що протікає через даний переріз НА:

$$dE_3 = \left(\frac{P_3}{\rho} + \frac{V_3^2}{2} \right) \cdot \rho V_3 dF .$$

Результати експериментальних дослідів з вивчення структури течії на виході з відцентрового РК показують, що епіюра швидкостей та тиску є нерівномірною як за кроком розташування лопатей (кут φ), так і за шириною колеса на виході (b). Тобто маємо просторову картину течії.

По-перше, запишемо для будь-якого фіксованого радіуса $r = Const$ співвідношення між параметрами течії, враховуючи загальноприйняті правила осереднення (3.4-3.7)

$$P_3(\varphi) = \langle P_3 \rangle + P'_3(\varphi), \quad \langle P_3 \rangle = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{1}{r_3} \int_0^{2\pi} P_1(\varphi) r d\varphi ;$$

$$V_3(\varphi) = \langle V_3 \rangle + V'_3(\varphi), \quad \langle V_3 \rangle = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{1}{r_3} \int_0^{2\pi} V_3(\varphi) r d\varphi; \quad (3.10)$$

$$\langle V'_3 \rangle(\varphi) = 0;$$

$$\langle P'_3 \rangle(\varphi) = 0;$$

$$\langle V_3'^2 \rangle(\varphi) = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{1}{r_3} \int_0^{2\pi} V_3'^2(\varphi) r d\varphi.$$

Враховуючи вищенаведене, маємо наступний вираз для визначення енергії потоку:

$$E_3 = \int_F \frac{(\langle P_3 \rangle + \langle P'_3 \rangle(\varphi))}{\rho} (\langle V_3 \rangle + \langle V'_3 \rangle(\varphi)) \rho dF + \frac{1}{2} \int_F (\langle V_3 \rangle + \langle V'_3 \rangle(\varphi))^3 \rho dF,$$

$$\begin{aligned} E_3 &= \int_F \frac{\langle P_3 \rangle}{\rho} \langle V_3 \rangle \rho dF + \frac{1}{2} \int_F (\langle V_3 \rangle^2 + 3\langle V_3'^2 \rangle(\varphi)) \rho \langle V_3 \rangle dF + \int_F P'_3 V'_3 \rho dF = \\ &= g\rho Q \left(\frac{\langle P_3 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_3 \rangle^2}{2g} + \frac{3\langle V_3'^2 \rangle(\varphi)}{2g} \right) + \int_F P'_3 V'_3 \rho dF, \end{aligned}$$

$$E_3 = g\rho Q \left(\frac{\langle P_3 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_3 \rangle^2}{2g} + \frac{3\langle V_3'^2 \rangle(\varphi)}{2g} \right), \quad (3.11)$$

де

$$\frac{\langle P_3 \rangle}{\rho} = \frac{1}{b_3} \int_0^{b_3} \frac{\langle P_3 \rangle}{\rho} db;$$

$$\frac{\langle V_3 \rangle^2}{2} = \frac{1}{b_3} \int_0^{b_3} \frac{\langle V_3 \rangle^2}{2} db;$$

$$\frac{\langle V_3'^2 \rangle(\varphi)}{2} = \frac{1}{b_3} \int_0^{b_3} \frac{\langle V_3'^2 \rangle(\varphi)}{2} db.$$

Враховуючи співвідношення (3.9) та (3.11) запишемо вираз (3.8) у вигляді:

$$g\rho Q \left(\frac{\langle P_3 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_3 \rangle^2}{2g} + \frac{3\langle V_3'^2 \rangle(\varphi)}{2g} \right) = \rho g Q \left(\frac{P_6}{\gamma} + \frac{V_6^2}{2g} \right) + \frac{E_{\text{втр}}}{\rho g Q}$$

$$\frac{\langle P_3 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_3 \rangle^2}{2g} + \frac{3\langle V_3'^2 \rangle(\varphi)}{2g} = \frac{P_6}{\gamma} + \frac{V_6^2}{2g} + h_{\text{втр}}, \quad (3.12)$$

де $h_{\text{втр}} = \frac{E_{\text{втр}}}{\rho g Q}$ - питома втрата на одиницю ваги рідини.

За аналогією до [44] вводимо коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкості у вхідному перерізі НА, який залежить від нерівномірності структури течії, сформованої робочим колесом:

$$s_3 = \frac{\sqrt{\langle V_3'^2 \rangle(\varphi)}}{\langle V_3 \rangle} = s_{\text{рк}}. \quad (3.13)$$

Рівняння (3.12) з врахуванням (3.13) приймає вигляд:

$$\frac{\langle P_3 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_3 \rangle^2}{2g} (1 + 3 \cdot s_{\text{рк}}^2) = \frac{P_6}{\gamma} + \frac{V_6^2}{2g} + h_{\text{втр}}.$$

Розкладемо вектор швидкості на виході з НА V_6 на колову та меридіанну складові

$$V_6^2 = V_{6m}^2 + V_{6u}^2 = V_{6m}^2 \left(1 + \frac{V_{6u}^2}{V_{6m}^2} \right). \quad (3.14)$$

Відомо [27, 28], що $V_{6m} = \frac{Q}{2\pi \cdot r_{cp} \cdot b_6}$, $V_{6u} = \frac{K_6}{r_{cp}}$, де $r_{cp} = 0,5(r_0 + r_6)$, r_0 – діаметр входу РК, r_6 – діаметр виходу лопатей НА.

При цьому співвідношення квадратів швидкостей в рівнянні (3.14) перетворюється наступним шляхом:

$$\frac{V_{6u}^2}{V_{6m}^2} = \frac{K_6^2 \cdot 4\pi^2 \cdot r_{cp}^2 \cdot b_6^2}{r_{cp}^2 \cdot Q^2} = \frac{K_6^2 \cdot b_6^2}{Q^2} \cdot 4\pi^2.$$

Комплекс

$$m_6^2 = \frac{K_6^2 \cdot b_6^2}{Q^2} = m_{на}^2 \quad (3.15)$$

є квадратом безрозмірного моменту швидкості або коефіцієнта моменту швидкості на виході з НА.

Аналогічні перетворення робимо для середньої швидкості в перерізі 3-3:

$$\langle V_3 \rangle^2 = \langle V_{3m} \rangle^2 + \langle V_{3u} \rangle^2 = \langle V_{3m} \rangle^2 \left(1 + \frac{\langle V_{3u} \rangle^2}{\langle V_{3m} \rangle^2} \right). \quad (3.16)$$

Відомо [28], що $\langle V_{3m} \rangle = \frac{Q}{2\pi \cdot r_3 \cdot b_3}$, $\langle V_{3u} \rangle = \frac{K_3}{r_3}$, де r_3 та b_3 – відповідно

радіус входу та ширина спіральної ділянки, звідси маємо

$$\frac{\langle V_{3u} \rangle^2}{\langle V_{3m} \rangle^2} = \frac{4 \cdot K_3^2 \cdot \pi^2 \cdot r_3^2 \cdot b_3^2}{r_3^2 \cdot Q^2} = \frac{K_3^2 \cdot b_3^2}{Q^2} \cdot 4\pi^2.$$

Комплекс

$$m_3^2 = \frac{K_3^2 \cdot b_3^2}{Q^2} = m_{pk}^2 \quad (3.17)$$

є квадратом безрозмірного моменту швидкості або коефіцієнта моменту швидкості на вході в НА.

Вираз для балансу енергії набуває вигляду

$$\frac{\langle P_3 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_{3m} \rangle^2}{2g} (1 + 4\pi^2 \cdot m_{pk}^2) (1 + 3 \cdot s_{pk}^2) = \frac{P_6}{\gamma} + \frac{V_{6m}^2}{2g} (1 + 4\pi^2 m_{na}^2) + h_{emp}.$$

Розділимо обидві частини на динамічний напір $\frac{(V_{6m}^2)}{2g} = \frac{(V_0^2)}{2g}$:

$$\frac{\langle P_3 \rangle - P_6}{\gamma V_0^2 / 2g} + \frac{\langle V_{3m} \rangle^2}{V_0^2} (1 + 4\pi^2 m_{pk}^2) (1 + 3 \cdot s_{pk}^2) = (1 + 4\pi^2 m_{na}^2) + \frac{h_{emp}}{V_0^2 / 2g}. \quad (3.18)$$

Перший доданок лівої частини рівняння є коефіцієнтом перепаду статичного тиску

$$\lambda_{na} = \frac{\langle P_3 \rangle - P_6}{\rho V_0^2 / 2}. \quad (3.19)$$

Відношення швидкостей входу і виходу з напрямного апарату, що є другим доданком лівої частини рівняння, характеризує дифузорність НА, яка виражається через коефіцієнт конфузорності

$$n_{на} = \frac{F_6}{F_3} = \frac{\langle V_{3m} \rangle}{V_0}. \quad (3.20)$$

Коефіцієнт втрат напору потоку у напрямному апараті:

$$\zeta_{на} = \frac{h_{втр}}{(V_0^2)/2g}. \quad (3.21)$$

Підставивши співвідношення безрозмірних коефіцієнтів (3.15), (3.17), (3.19-3.21) в рівняння (3.12) остаточно маємо співвідношення

$$\lambda_{на} + n_{на}^2 (1 + 4\pi^2 m_{рк}^2) (1 + 3 \cdot s_{рк}^2) = (1 + 4\pi^2 m_{на}^2) + \zeta_{на}, \quad (3.22)$$

яке зв'язує між собою геометричні та гідродинамічні критерії подібності для досліджуваного елемента проточної частини відцентрових насосів.

3.3.3. Визначення сукупності критеріальних параметрів, що характеризують структуру течії рідини після окремих ділянок напрямних апаратів, та функціонального зв'язку між ними.

Системний аналіз застосовується при блочно-модульному проектуванні конструктивної схеми насоса в цілому. В тому випадку, коли з деяких причин наявні відводи не задовольняють необхідним вимогам, виникає потреба проектування нового відвідного пристрою. При цьому відвід розглядається як підсистема, що складається з елементів із більш детальним описом і до кожного з них застосовується аналіз, заснований на рівнянні (3.22). Наприклад, сам відвід розбиваємо на елементи (рис. 3.32).

Незалежно від складності конструкції каналів можемо виділити наступні елементи НА [110]: спіральний – за гідравлічними функціями та геометрією подібний до спіральної камери; дифузор – в якому безпосередньо відбувається перетворення кінетичної енергії течії в потенціальну; перевідні та зворотні

канали – які формують потрібну структуру течії на вході до наступного ступеня. Такий розподіл визначається структурою течії рідини та обґрунтований можливістю використання окремих елементів НА при створенні нових конструкцій ще й відводу (наприклад, спіральна ділянка).

Для запису балансу енергії застосовуємо рівняння Бернуллі для двох живих перерізів. Різницею геометричних відміток в рамках перерізу та між вхідним і вихідним перерізами можна знехтувати.

Аналогічним чином до зазначеної в п. 3.3.1 методики були визначені критеріальні рівняння для зазначених ділянок відповідно до рис. 3.32 (отримання рівнянь приведене у додатку А).

Спіральна ділянка.

Враховуючи особливості течії рідини на даній ділянці, маємо остаточний вигляд для критеріального рівняння спіральної ділянки НА:

$$\lambda_{cn} + n_{cn}^2 \cdot \frac{\sin \alpha_4}{\sin \alpha_3} (1 + 4\pi^2 m_{pk}^2) (1 + 3 \cdot s_{pk}^2) = (1 + 3 \cdot s_{cn}^2) + \zeta_{cn}, \quad (3.23)$$

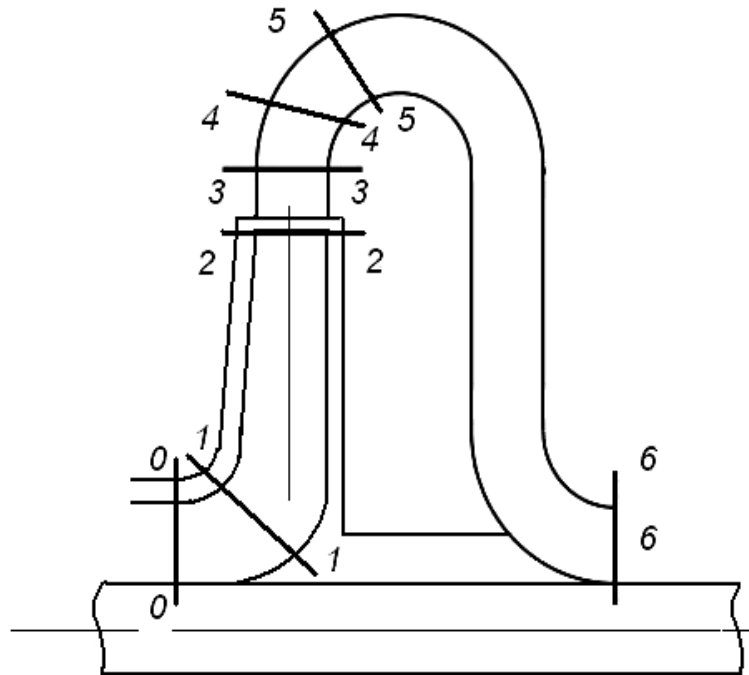


Рис. 3.32. Розрахункова схема до блочно-модульного проектування напрямних апаратів.

де

$$s_{cn} = \frac{\sqrt{\langle V_4^2 \rangle}(\varphi)}{\langle V_4 \rangle}, \quad (3.24)$$

$$\lambda_{cn} = \frac{\langle P_{31} \rangle - \langle P_4 \rangle}{\rho \langle V_4 \rangle^2 / 2}, \quad (3.25)$$

$$n_{cn} = \frac{F_4}{F_3} = \frac{\langle V_{m3} \rangle}{\langle V_{m4} \rangle}, \quad (3.26)$$

$$\zeta_{cn} = \frac{h_{emp3-4}}{\langle V_4 \rangle^2 / 2g} \quad (3.27)$$

Дифузор.

Виходячи з того, що структура течії у вхідному перерізі НА, вихідному перерізі спіралі та вихідному перерізі дифузора є нерівномірною, тому критеріальні коефіцієнти будуть ідентичними за виразами. Отже маємо:

$$\lambda_{диф} + n_{диф}^2 (1 + 3 \cdot s_{cn}^2) = (1 + 3 \cdot s_{диф}^2) + \zeta_{диф}, \quad (3.28)$$

де

$$s_{диф} = \frac{\sqrt{\langle V_5^2 \rangle}(\varphi)}{\langle V_5 \rangle}, \quad (3.29)$$

$$\lambda_{диф} = \frac{\langle P_4 \rangle - \langle P_5 \rangle}{\rho \langle V_5 \rangle^2 / 2}, \quad (3.30)$$

$$n_{\text{диф}} = \frac{F_5}{F_4} = \frac{\langle V_4 \rangle}{\langle V_5 \rangle}, \quad (3.31)$$

$$\zeta_{\text{диф}} = \frac{h_{\text{втр}4-5}}{\langle V_5 \rangle^2 / 2g} \quad (3.32)$$

Критеріальне рівняння зворотних та перевідних каналів має вигляд

$$\lambda_{\text{зв}} + k_{\text{зв}}^2 (1 + 3 \cdot s_{\text{диф}}^2) = (1 + 4\pi^2 m_{\text{на}}^2) + \zeta_{\text{зв}}, \quad (3.33)$$

де коефіцієнт перепаду статичного тиску на ділянці зворотних каналів:

$$\lambda_{\text{зв}} = \frac{\langle P_5 \rangle - P_6}{\rho V_0^2 / 2}; \quad (3.34)$$

коефіцієнт конфузорності

$$k_{\text{зв}} = \frac{F_6}{F_5} = \frac{V_5}{V_0}; \quad (3.35)$$

коефіцієнт втрат зворотних каналів напрямного апарату

$$\zeta_{\text{зв}} = \frac{h_{\text{втр}5-6}}{(V_0^2) / 2g} \quad (3.36)$$

Рівняння (3.22), (3.23), (3.28) та (3.33) зв'язують між собою геометричні та гідродинамічні критерії подібності для досліджуваних елементів проточної частини відцентрових насосів.

Таким чином в загальному випадку маємо шість безрозмірних критеріїв:

$\lambda, n, k, m, s, \zeta$.

Виразимо коефіцієнт дифузорності НА через площі перерізів. Маємо:

$$n_a = \frac{F_6}{F_3} = \frac{\pi \cdot D_{np}^2}{4 \cdot \pi \cdot D_3 \cdot b_3} = \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{l_p} \cdot \frac{1}{l_o},$$

де l_p та l_o – радіальний та осьовий габарити відповідно, $l_p = \frac{D_3}{D_{np}}$, $l_o = \frac{b_3}{D_{np}}$.

Тобто коефіцієнт дифузорності обернено пропорційний до квадрату габариту НА. Тому для аналізу конструкції можемо використовувати також параметр габаритів замість цього критерію і досліджувати окремо вплив осьового чи радіального розмірів проєктованого відвідного елемента проточної частини насоса.

Таким чином критеріальні рівняння функціонально пов'язують між собою наступні коефіцієнти для досліджуваних елементів відводу: λ – коефіцієнт перепаду статичного тиску; n та k – коефіцієнт дифузорності та конфузорності відповідно; s – коефіцієнт нерівномірності швидкості; m – коефіцієнт моменту швидкості; ζ – коефіцієнт втрат енергії потоку.

При проєктуванні ВЦН необхідно сформулювати баланс енергії на виході з насоса таким чином, щоб складова, обумовлена тиском, була максимальною, а кінетична енергія мінімальною, оскільки вона обумовлює абсолютні значення втрат напору потоку за формулою Дарсі. Отже необхідно забезпечити необхідні значення коефіцієнту перепаду статичного тиску та коефіцієнту дифузорності, інші коефіцієнти визначати за умови дотримання загального балансу енергії та мінімальних втрат напору. При цьому отримане значення коефіцієнту втрат енергії потоку та нерівномірності поля швидкості показують, якою «ціною» досягається результат. Очевидно, що актуальною задачею є розробка таких елементів проточної частини, які б мали мінімальні значення як коефіцієнту втрат енергії, так і коефіцієнту нерівномірності поля швидкості у контрольних перерізах, оскільки ці складові знижують ефективність робочого процесу як у відвідних пристроях, так і насоса в цілому.

Слід зауважити, що створення елементів відводів із повністю вирівняним полем швидкості у контрольних перерізах практично, а може і теоретично, неможливе. Аналіз сучасних результатів дослідження робочого процесу ВЦН, наприклад [56, 111, 112], показує, що у турбулентних потоках, а саме такі мають місце у відцентрових насосах, досягти рівномірного поля швидкості неможливо. Навіть у простих одновимірних конфігураціях потоку мають місце стійкі вихрові утворення – так звані когерентні структури [1].

Певним чином у потоці рідини фізично реалізується така структура течії, яка відповідає варіаційному принципу найменшої дії. На рівні інтуїтивних уявлень неможливо запропонувати відвідний пристрій насоса, у каналах якого не мали б місце вихрові утворення. З іншого боку, навіть при реалізації рівномірного поля швидкості для оптимального режиму роботи не гарантує такої структури потоку на інших режимах, які мають місце, а також його практичну реалізацію при наявності зовнішніх збуджуючих факторів, наприклад, наявність вібрації. Тому задача швидше за все полягає у проведенні додаткових досліджень зі встановлення раціонально допустимого рівня нерівномірності поля швидкості у контрольних перерізах.

3.3.4. Визначення величин критеріальних параметрів напрямних апаратів багатоступневих відцентрових насосів.

Визначення коефіцієнта моменту швидкості течії.

Момент швидкості на виході з НА (індекс 1 стосується входу у РК багатоступеневого ВЦН при наявності лопатевого НА перед ним) визначається переважно геометрією зворотних каналів, як вже було зазначено в роботі [41]:

$$r_1 V_{u1} = \frac{Q \cdot (A \cdot \operatorname{ctg} \alpha_{6л} + B)}{b_6}. \quad (3.37)$$

Тут бачимо прямо пропорційну залежність від кута $\alpha_{6л}$ виходу лопатей НА та обернену пропорційність від ширини НА b_6 у вихідному перерізі.

В своїй роботі з дослідження радіальних сил у ГЦН [113] Є.І. Янкін використовує безрозмірний коефіцієнт закрутки у формі С.С. Руднева в якості величини, що характеризує момент швидкості течії, який визначається формулою:

$$\mu_t = \frac{(rC_{u1}) \cdot b_6}{Q}. \quad (3.38)$$

Однотипність формули (3.37) та формули (3.11), отриманої у результаті критеріального аналізу НА, не викликає сумнівів. В тій же роботі була приведена формула, що вказує на залежність коефіцієнту закрутки течії від котангенсу кута α_{1n} осередненої течії на виході зі зворотних каналів:

$$\mu_t = \frac{(r_{cp} C_{u1}) \cdot b_6}{Q} = \frac{C_{u1}}{\frac{Q}{(r_{cp} \cdot b_6)}} \approx \frac{C_{u1}}{C_{m1}} = ctg \alpha_{1n}.$$

Шляхом аналізу бази експериментальних досліджень з визначення моменту швидкості течії на виході з НА, проведених співробітниками ВНДІЕН (О.В. Головіним, Є.І. Янкіним, Б.А. Гулим), була отримана залежність [113]:

$$\mu_t = 0,02313 + 0,1299 \cdot ctg \alpha_{6,l}. \quad (3.39)$$

При проектуванні ПЧ слід пам'ятати, що при створенні значного додаткового моменту швидкості у лопатевому НА, виникає загроза кавітації та збільшення гідравлічних втрат [114]. Аналогічно лінійна залежність моменту швидкості від витрати була отримана в результаті досліджень, викладених в роботі [115].

До формули визначення коефіцієнту моменту швидкості m_3 входить значення моменту швидкості у вхідному перерізі НА $K_3 \approx K_2$, який дорівнюється моменту швидкості на виході з РК:

$$m_{pk} \approx \frac{K_2 \cdot b_3}{Q} = \frac{r_2 \cdot V_{u2} \cdot b_3}{Q} = \frac{V_{u2}}{Q / (r_2 b_3)} \frac{2\pi}{2\pi} \approx \frac{1}{2\pi} \frac{V_{u2}}{V_{m2}}.$$

Тож коефіцієнт моменту швидкості течії в першому наближенні можна оцінити за формулою:

$$m_{pk} \approx 0,1592 \operatorname{ctg} \alpha_{2,l}, \quad (3.40)$$

де $\alpha_{2,l}$ – кут установки лопаті на виході з РК.

Визначення коефіцієнта втрат енергії.

Навіть в найкращих з точки зору гідравлічної досконалості ВЦН на відвід приходиться до 50-60% гідравлічних втрат [116].

Сумарний коефіцієнт втрат енергії в НА можна розписати через складові відповідно до виділених ділянок НА [117]:

$$\zeta_a = \zeta_{cn} + \zeta_{диф} + \zeta_{зв}. \quad (3.41)$$

Розглянемо докладніше кожен складову докладніше.

Втрати на спіральній ділянці:

$$\zeta_{cn} = \zeta_{cn} + \zeta_{y\delta} + \zeta_{cn.mp}, \quad (3.42)$$

де ζ_{cn} – коефіцієнт втрат енергії за рахунок течії рідини в спіральній камері;

$\zeta_{y\delta}$ – коефіцієнт втрат енергії на вхід з кільцевого простору зазору між РК та НА до спіральної ділянки НА (ударні втрати);

ζ_{cn} – коефіцієнт втрат енергії на тертя вздовж першої ділянки

$$\zeta_{cn.mp} = \lambda \frac{l_{cn}}{D_{Гcn}}, \quad (3.43)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічних втрат (коефіцієнт Дарсі);
 l_{cn} – довжина елемента, на якому визначаються втрати;
 $D_{Гcn}$ – гідравлічний діаметр.
 Втрати на ділянці дифузора:

$$\zeta_{диф} = \zeta_{диф} + \zeta_{диф.mp}, \quad (3.44)$$

де $\zeta_{диф}$ – коефіцієнт втрат енергії через дифузорність каналу;
 $\zeta_{диф.mp}$ – коефіцієнт втрат енергії на тертя вздовж другої ділянки, які визначаються аналогічно до (3.43).

Втрати на ділянці зворотних каналів:

$$\zeta_{зв} = \zeta_{пер} + \zeta_{пов2} + \zeta_{вих} + \zeta_{зв.mp}, \quad (3.45)$$

де $\zeta_{пер}$ – коефіцієнт втрат енергії в перевідному каналі;
 $\zeta_{пов}$ – коефіцієнт втрат енергії на повороті до радіального напрямку течії;
 $\zeta_{вих}$ – коефіцієнт втрат енергії на вихід з каналів НА (зміна напрямку течії з радіального на осьовий);
 $\zeta_{зв.mp}$ – коефіцієнт втрат енергії на тертя вздовж третьої ділянки, які визначаються аналогічно до (3.43).

Перевідний канал напрямного апарата являє собою криволінійний просторовий канал складної конфігурації, який має відносно великі значення гідравлічних втрат. Втрати енергії у спіральній ділянці за [110] мають чіткий мінімум, а у зоні перевідних каналів (ПК) збільшуються зі збільшенням витрати. Оскільки режим максимального ККД ступеня визначається втратами у НА, робимо висновок про розташування оптимальної зони роботи ступеня лівіше оптимальної зони роботи спіральної ділянки НА. Втрати напору в зоні

ПК НА визначають зниження максимального ККД багатоступневих насосів в порівнянні з одноступневими на 6 – 8 %. Правильний вибір параметрів дифузорного каналу визначає якості відводу в цілому.

3.4. Висновки

На основі проведених розрахункових досліджень та наведених результатів можна зробити наступні висновки.

Дослідження структури течії на виході з робочих коліс дозволило виділити наступні особливості: характер розподілу поля швидкостей є нерівномірним за шириною колеса. Значною нерівномірністю відзначається розподіл абсолютної швидкості та її колової складової. Характер розподілу кутів виходу течії повторює розподіл меридіанної складової абсолютної швидкості. На режимах оптимальному та менших від нього спостерігаються більші значення кутів течії біля основного диску, ніж біля покривного. Вказані особливості розподілу гідродинамічних параметрів характерні для відцентрових коліс не залежать від коефіцієнту швидкохідності, а залежать від форми меридіанної проекції та кута установки лопаті колеса на виході.

Дослідження впливу нерівномірної структури течії за РК на роботу проміжного ступеня дозволяє запропонувати модернізацію вхідної ділянки НА наступним чином: кут установки лопаті на вході біля покривного диску виконати в два рази більшим від кута по середині каналу, а біля покривного – в два рази меншим. Таким чином ми конструємо вхідну ділянку апарату під прогнозовану структуру течії, останнє зменшує втрати на «удар» при натіканні потоку на лопаті НА, тим самим зменшуючи коефіцієнт втрат напору в НА, і, як наслідок, підвищує показники ефективності роботи ступеня в цілому.

Аналіз робочого процесу напрямних апаратів і окремих його ділянок на основі законів збереження маси та енергії дозволив виділити основні

безрозмірні критерії, що характеризують елемент проточної частини та потік у ньому, і визначити між ними функціональний зв'язок.

В умовах блочно-модульного проектування при необхідності дотримання наперед визначених технічних завданням на проектування значень параметрів насоса критеріальні рівняння дозволяють визначити параметри елементів із яких синтезується конструктивна схема ступеню чи напрямного апарату.

Доцільним на нашу думку є продовження роботи в рамках вирішення оптимізаційної задачі з визначення кількісних значень зазначених безрозмірних критеріїв, в залежності від бажаних вихідних результатів.

РОЗДІЛ 4

ВИДІЛЕННЯ НАПРЯМНОГО АПАРАТУ ТИПОВИХ ПЧ
БАГАТОСТУПЕНЕВИХ ВІДЦЕНТРОВИХ НАСОСІВ В ОКРЕМИЙ МОДУЛЬ4.1. Методика проектування напрямного апарату проміжного ступеня
ВЦН

Відвідний пристрій робочого колеса визначає гідравлічні втрати, а значить і гідравлічний ККД насоса та його оптимальний режим роботи. Від правильного проектування НА залежать такі показники якості ступеня, як економічність, малогабаритність (радіальні та осьові розміри), форма характеристики.

Основними конструктивними параметрами НА є діаметр входу D_3 , діаметр виходу з НА D_6 та ширина виходу b_6 , число каналів (або лопаток) $z_{на}$, ширина НА b_3 та кути лопатей.

Першим кроком конструювання НА з безперервними перевідними каналами є визначення розмірів вихідного перерізу спіральної ділянки $A_{на}$, який введений до розгляду за аналогією до пропускної здатності спірального відводу $A_{сн}$. Значення $A_{сн}$ визначається за заданими величинами Q , H та η_G , далі задаємось значенням $A_{на}$ за умови $A_{на} > A_{сн}$ для забезпечення максимуму ККД у робочій точці ступеня [110]. За даними експериментальних досліджень величину відношення $A_{на} / A_{сн}$ треба приймати в межах $m = 1,1 \div 1,4$, причому кращому у гідравлічному відношенні апарату відповідає менше значення з наведеного інтервалу.

Другим кроком є вибір числа лопаток (каналів) НА. Дослідження впливу відношення числа лопатей РК $z_{рк}$ та НА $z_{на}$ на віброакустичні характеристики насоса вказують на точні значення відношення за умови мінімуму збуджуючих сил при взаємодії ґраток апарату та колеса, а значить і забезпечення надійності у роботі насоса. Зазвичай приймають [118,119, 120]: для $z_{рк} = 7$ приймають $z_{на} = 9$; для $z_{рк} = 8 - z_{на} = 6$; для $z_{рк} = 6 - z_{на} = 8$.

Застосування числа каналів НА $z_{на} = 6 - 8$ дозволяє виграти і у габаритному показнику, оскільки збільшення числа каналів призводить до зменшення радіального розміру [110].

Третім кроком визначають геометричні розміри вхідного перерізу. Щодо цього існують наступні рекомендації. Ширину НА b_3 слід приймати більшою ширини РК b_3 у наступних співвідношеннях [8, 28]: $b_3 = b_2 + (2 \div 4)$ або $b_3 = b_2 + (0,024 \div 0,05)D_2$. У деяких випадках застосовують відкрите спряження, коли $b_3 \gg b_2$. Ширина НА, як правило, є сталою для спіральної ділянки.

Діаметр входу обирають за емпіричними співвідношеннями (для $n_s < 150$) $D_3 = D_2 \cdot (1,02 \div 1,05)$ для забезпечення деякого вирівнювання течії за РК до входу в НА. Максимальний радіальний зазор приймають рівним 4 – 5 мм.

Кут течії на вході визначається як $\alpha_3 = \arctg\left(\frac{V_{3m}}{V_{3u}}\right)$, де меридіанна та колова складові визначаються відповідно до $V_{3m} = \frac{Q}{\pi \cdot D_3 \cdot b_3}$ та $V_{3u} = \frac{K_2}{D_3}$.

З урахуванням стиснення потоку його кут $\alpha'_3 = \arctg\left(\frac{V_{3m}}{\psi_3 V_{3u}}\right)$, де ψ_3 – коефіцієнт стиснення течії, визначається за [28].

Кут установки лопатей приймається більшим від кута течії на емпіричний коефіцієнт $\mu = 1,2 \div 1,8$, котрий враховує нерівномірність розподілу за кутом колеса швидкостей та зворотні струми в РК: $\text{tg}\alpha_{3л} = \mu \cdot \text{tg}\alpha'_3$ (менші значення коефіцієнту приймаються для менших n_s).

Форму перерізу рекомендують обирати квадратну [110], більш вигідну у гідравлічному відношенні, бо вона характеризується мінімальним периметром тертя.

Розміри розрахункового перерізу співвідносяться як

$$h_4 \cong (r_4 - r_3) \cos \alpha_{3л},$$

$$r_4 = r_3 \cdot e^{\frac{m_{сн}}{z_{на} \cdot b_3}}.$$

Четвертим кроком визначають параметри дифузорної ділянки та перевідних каналів.

Дифузорна частина визначає гідродинамічну досконалість відводу як перетворювача енергії кінетичної в енергію тиску [8]. Перетворення раціонально проводити на початковій ділянці дифузору до повороту каналу в плані. Кут розширення дифузору слід обирати в межах $\varphi_{екв} = 7-9^\circ$, останній визначається за [110]. Крім загального кута розширення, для характеристики дифузорної ділянки використовують кут розширення в плані φ_h (за [110] приймаємо $\varphi_h = 10 - 12^\circ$; за [8] $\varphi_h = 6 - 12^\circ$) та в площині, що проходить через вісь ротору насоса φ_b (за [110] $\varphi_b = 4 - 6^\circ$; за [8] $\varphi_b = 4 - 7^\circ$). Існують й інші рекомендація щодо куту дифузору [121].

Кривовісні дифузори мають гірші енергетичні якості, проте дозволяють дещо зменшити радіальні габарити [28]. Відносний середній радіус кривизни

слід витримувати в межах $R_{cp}/h_4 = 18 \div 22$.

Довжину дифузору рекомендують виконувати рівною до $4h_3$. Відносна довжина для прямокутних дифузоров повинна не виходити за межі $3 \div 6$, а кривовісних – $4,5 \div 9$ [121].

Канал повороту течії в плані рекомендують виконувати з постійним перерізом або з невеликою конфузорністю. Зворотні канали виконують або прямокутними, бо це сприяє вирівнюванню поля швидкостей, або з невеликою конфузорністю. При цьому повну дифузорність рекомендують виконувати у межах $V_6/V_5 = 1,2 \div 1,5$, а радіус кривизни зворотних каналів по середній лінії може бути прийнятий $R_{cp} \approx 0,5R_4$ [122].

4.2. Покращення геометрії НА з використанням даних розрахункового експерименту

Насосний ступінь – прототип представляє собою робоче колесо та напрямний апарат багатоступеневого ВЦН типорозмірного ряду ЦНС 180, ескізи яких наведені на рисунках 4.1 та 4.2 відповідно. Цей ступінь на робочому режимі забезпечує наступні параметри: напір $H = 50$ м, подача $Q = 180$ м³/год, к. к. д. $\eta = 79\%$, частота обертання ротора $n = 1450$ об/хв (синхронна частота обертання $n = 1500$ об/хв). Споживана потужність складає 31,5 кВт.

За умовами технічного завдання (замовлення ВАТ «Лівгідромаш», контракт №80.13.71.06 від 01.08.2006 р) необхідно було забезпечити повну взаємозамінність із заводськими деталями, та витримати приєднувальні та радіальні розміри. В робочій точці забезпечити значення напору не менш за 42,5 м, ККД не менш за 80%.

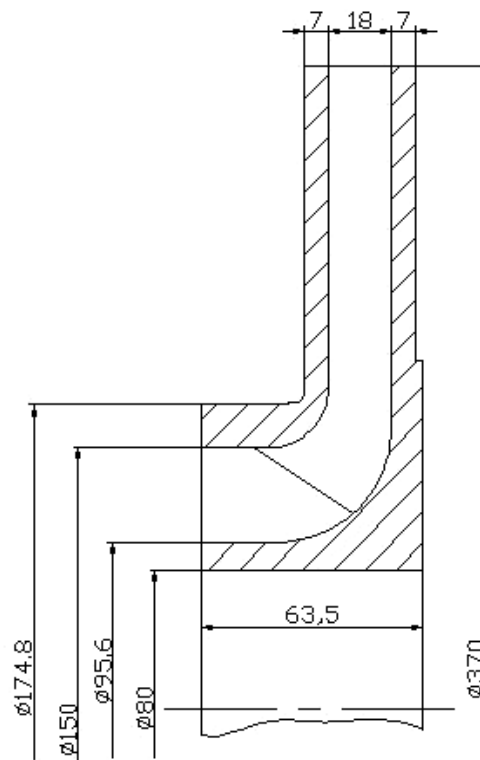


Рис. 4.1. Ескіз вихідного РК.

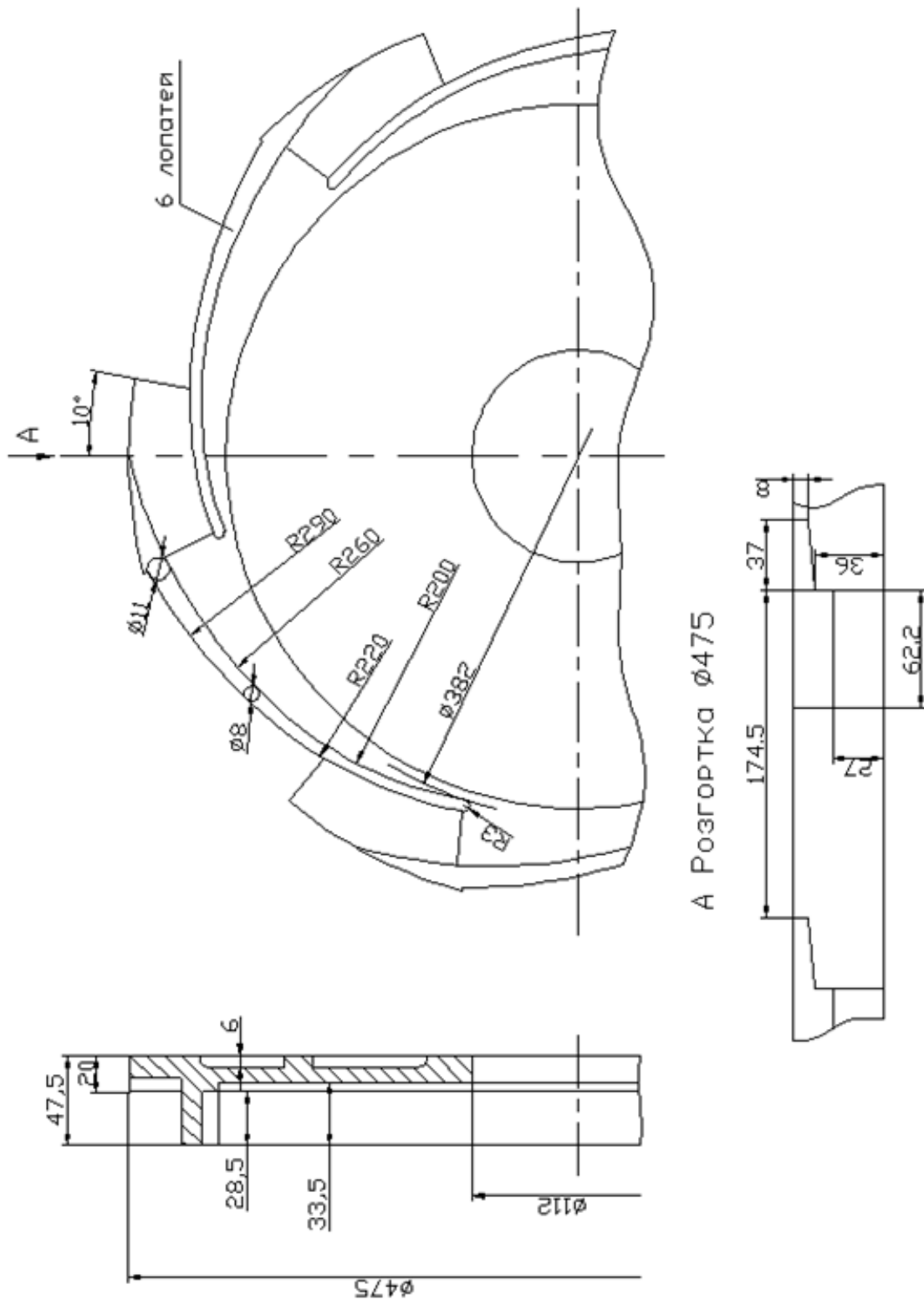


Рис. 4.2. Ескіз вихідного НА.

Проведемо аналіз вихідного проміжного ступеня. Відцентрове РК з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 63$, діаметр вала $d_g = 80$ мм, діаметр втулки $D_{em} = 95,6$ мм, діаметр виходу $D_2 = 370$ мм, ширина РК на виході $b_2 = 18$ мм. Форма лопаті – циліндрична, кути установки лопаті на вході та виході відповідно $\beta_{1л} = 20,5^\circ$ та $\beta_{2л} = 22,5^\circ$.

Значення введених до розгляду у попередньому розділі критеріїв, отриманих розрахунком, для вихідного ступеня наведені у таблиці 4.1 (перший стовпчик). Аналіз останніх вказує на необхідність зменшення нерівномірності швидкості на виході з колеса, що частково дозволить зменшити коефіцієнт втрат в апараті. Також для зменшення коефіцієнта втрат енергії необхідно провести роботи по вдосконаленню конструкції самого апарату.

Першочергово ми приймаємо просторову форму лопаті на вході та циліндричну на виході з колеса, чим маємо покращити картину натікання потоку на лопать РК, так як вже доказали експериментальні досліді, дана форма лопаті покращує гідравлічні якості РК та призводить до стабільної форми напірної характеристики ступеня [27, 118, 119].

Визначаємо лінійним методом кути течії біля основного та покривного дисків.

Розраховуємо меридіанні складові абсолютної швидкості течії біля основного V'_{1mb} та покривного V'_{1ma} дисків за формулою:

$$V'_{1m} = \frac{Q_{pk}}{\kappa \cdot 2\pi \cdot r_{m.ц.} \cdot l \cdot 3600}, \quad (4.1)$$

де Q_{pk} – витрата через РК, приймаємо $Q_{pk} = 180$ м³/год;

κ – кількість течій, приймаємо $\kappa = 1$, розрахунок по середньому струму не ведемо;

$r_{m\psi}$ – відстань центру ваги нормалі l від вісі РК, приймаємо відповідно для покривного та основного дисків $r_{m\psi a} = 66,5$ мм, $l_a = 35,08$ мм та $r_{m\psi b} = 69,5$ мм, $l_b = 34$ мм.

$$V'_{1ma} = \frac{180}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0665 \cdot 0,0351 \cdot 3600} = 3,41 \text{ м/с};$$

$$V'_{1mb} = \frac{180}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0695 \cdot 0,0340 \cdot 3600} = 3,37 \text{ м/с}$$

Далі визначаємо колову швидкість біля основного U_{1b} та покривного U_{1a} дисків:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot D_{ex} \cdot n}{60}, \quad (4.2)$$

де D_{ex} – діаметр кола, на якому лежить дана точка входу, приймаємо відповідно $D_{ex a} = 0,168$ м и $D_{ex b} = 0,108$ м.

$$U_{1a} = \frac{3,14 \cdot 0,168 \cdot 1450}{60} = 12,3 \text{ м/с};$$

$$U_{1b} = \frac{3,14 \cdot 0,108 \cdot 1450}{60} = 8,2 \text{ м/с}$$

Знаходимо кути течії біля основного β'_{1nb} та покривного β'_{1na} дисків за виразом:

$$\beta'_{1n} = \arctg \frac{V'_{1m}}{U_1 - V_{1u}}, \quad (4.3)$$

де V_{lu} – колова складова абсолютної швидкості, при осьовому вході приймаємо рівною нулю.

$$\beta'_{lna} = \arctg \frac{3,41}{12,3} = \arctg(0,2775) = 15^\circ;$$

$$\beta'_{lnb} = \arctg \frac{3,37}{8,2} = \arctg(0,4109) = 22^\circ.$$

Згідно з проведеним розрахунком кути установки лопатей на вході в РК дорівнюють відповідно біля основного та покривного дисків рівними $\beta'_{lnb} = 22^\circ$ и $\beta'_{lna} = 15^\circ$. Задаємо кути лопаті $\beta_l > \beta'_{ln}$: основний диск $\beta_{lb} = 30^\circ$; покривний диск $\beta_{la} = 20^\circ$.

Кут лопаті в площині, перпендикулярній до вхідної кромки:

$$\varphi_{1,l} = \arctg[\operatorname{tg}\beta_l \cdot \sin \lambda], \quad (4.4)$$

де λ – кут між дотичними до вхідної кромки та лініями струму у точці входу.

$$\varphi_{1,la} = \arctg[\operatorname{tg}20 \cdot \sin 53] = 16;$$

$$\varphi_{1,lb} = \arctg[\operatorname{tg}30 \cdot \sin 75] = 29.$$

Далі знаходимо товщину лопаті σ_l вздовж окружності входу D_{ex} , крок лопатей t_l , коефіцієнт стискання течії лопатями ψ_l , кут течії з урахуванням стискання течії лопатями β_{ln} та кут атаки $\Delta\beta$ за наступними формулами:

$$\sigma_l = \frac{S_1}{\sin \varphi_{1,l}}, \quad (4.5)$$

$$t = \frac{2\pi \cdot r_{ex}}{z}, \quad (4.6)$$

$$\psi_1 = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1}, \quad (4.7)$$

$$\beta_{1n} = \arctg \left[\operatorname{tg} \beta'_{1n} \cdot \frac{1}{\psi_1} \right], \quad (4.8)$$

$$\Delta\beta = \beta_1 - \beta_{1n}. \quad (4.9)$$

За формулами (4.5) – (4.9) маємо:

$$\sigma_{1a} = \frac{0,0035}{\sin 16} = 0,0127, \quad \sigma_{1b} = \frac{0,0035}{\sin 29} = 0,0072;$$

$$t_a = \frac{3,14 \cdot 0,168}{8} = 0,0659, \quad t_b = \frac{3,14 \cdot 0,108}{8} = 0,0424;$$

$$\psi_{1a} = \frac{0,0659 - 0,0127}{0,0659} = 0,81, \quad \psi_{1b} = \frac{0,0424 - 0,0072}{0,0424} = 0,83;$$

$$\beta_{1na} = \arctg \left[\operatorname{tg} 15 \cdot \frac{1}{0,81} \right] = 18,3, \quad \beta_{1nb} = \arctg \left[\operatorname{tg} 22 \cdot \frac{1}{0,83} \right] = 26;$$

$$\Delta\beta_a = 20 - 18,3 = 1,7, \quad \Delta\beta_b = 30 - 26 = 4.$$

Отже маємо, що біля основного диску кут атаки дорівнює $\Delta\beta_b=4$, а біля покривного - $\Delta\beta_a=2^\circ$. Кути знаходяться у допустимих межах [28]. Геометрія нового РК наведена на рис. 4.3.

У новому ступені зазор між РК та НА складає 1 мм вздовж радіуса. Існуючі рекомендації щодо величини відношень діаметрів дають наступні значення $D_3/D_2 = 1,03 \div 1,04\%$ [28]. Ми збільшуємо діаметр входу НА тільки на 1% з метою зберегти габаритні розміри. Кут виходу лопаті з РК $\beta_{2n} = 28^\circ$ приймаємо більшим, ніж у прототипу, чим зменшуємо діаметр виходу РК. Останнє дозволяє збільшити зазор між РК та НА до 2 мм, при цьому форма характеристики ступеня суттєво не зміниться (існують дані про ступені з $ns = 50 \div 70$, які мають стабільну форму характеристики при кутах виходу до 30° [28]).

Ширину НА b_3 приймаємо трохи більшою за ширину РК b_2 за вищенаведеними рекомендаціями: $\frac{b_3}{b_2} = \frac{22}{18} = 1,22$.

Протягом роботи також була покращена форма дифузорного каналу. Довжина дифузору між лопатками збільшена до 75 мм, що становить приблизно $3,41a$, де $a = 22$ мм – ширина горла дифузору.

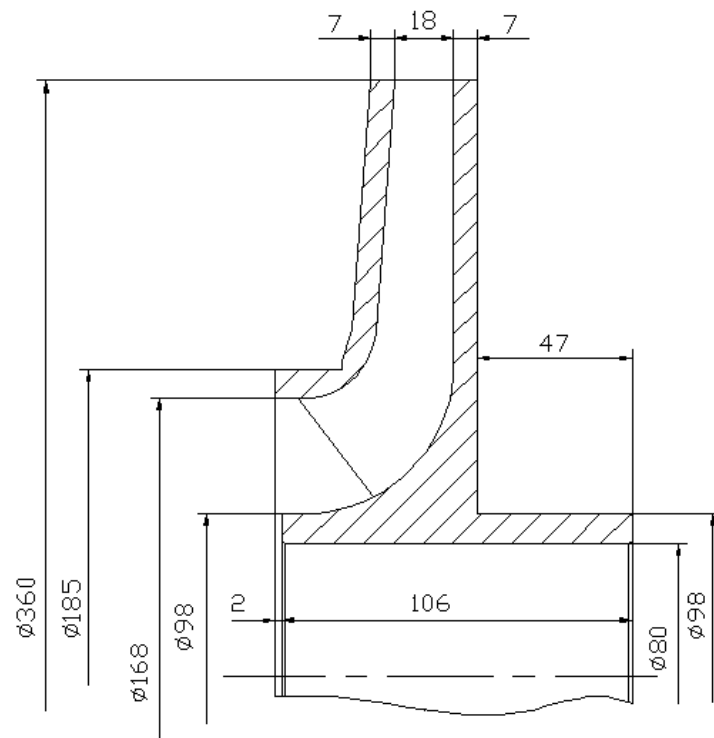


Рис. 4.3. Ескіз РК ПС №3.

Стінки каналу виконані прямокутними, переріз – квадратним, що забезпечує кращу картину течії, ніж криволінійні, що були у апараті-прототипі. За рекомендаціями кут розкриття дифузору складає $7,9^\circ$.

Ескіз нової конструкції НА наведений далі на рис. 4.4.

Розрахунок течії робочого середовища виконувався для одного каналу у двоступеневій постановці (рис. 3.20).

В результаті розрахункового моделювання була спрогнозована характеристика нового ступеня. Параметри нового ступеня у розрахунковій точці: $Q = 180 \text{ м}^3/\text{год}$, напір $H=44 \text{ м}$, ККД $\eta=84\%$, споживана потужність $N=25,66 \text{ кВт}$. Критеріальні коефіцієнти наведені у таблиці 4.1 у другому стовпчику. Бачимо, за рахунок зменшення коефіцієнт втрат в НА як повного тиску ($\Delta\zeta = 0,041$), так і статичного ($\Delta\lambda = 7,155$), збільшився коефіцієнт нерівномірності швидкості на виході з РК. Це обумовлено збереженням балансу енергії в НА. Не дивлячись на збільшення нерівномірності розподілу швидкості, розрахунковий ККД ступеня перевищує необхідне значення.

В результаті фізичного експерименту, проведеного на базі виробничого підприємства-замовника, була отримана енергетична характеристика спроектованого ступеня ПС №3. Для порівняльного аналізу на рис. 4.5 наведені характеристики ступенів, отримані в результаті фізичного і розрахункового експериментів для ступеня-прототипу та спроектованого ступеня.

Проаналізуємо результати удосконалення конструкції РК та НА проміжного ступеня. Застосування просторової форми лопаті на вході в РК дозволило покращити картину течії в цій зоні. Збільшення кута установки лопаті на виході з РК дозволяє зменшити діаметр виходу без погіршення форми характеристики, остання має більш пологі форму. Зменшення пропускної здатності призвело до зміщення зони оптимуму по ККД в сторону менших витрат. В нашому випадку це призвело до того, що розрахункова точка стала ближчою до максимального значення ККД ($\eta_{max}=85\%$), ніж у прототипу проточної частини.

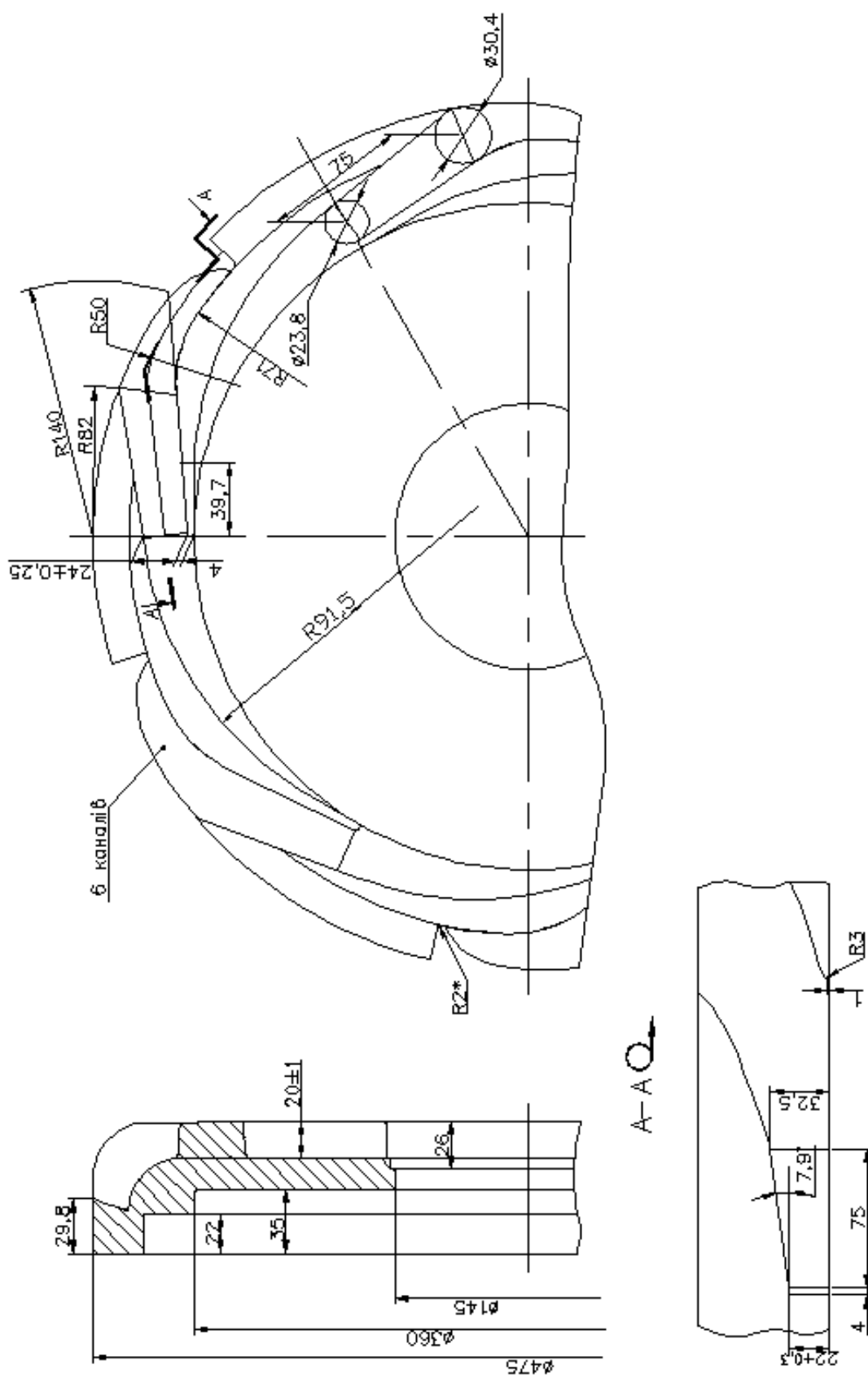


Рис. 4.4. Ескіз НА ПС №3.

В результаті модернізації споживана потужність стала на 20% менш за первинне значення. До того ж нам вдалося зберегти габаритні розміри, що також має важливе значення.

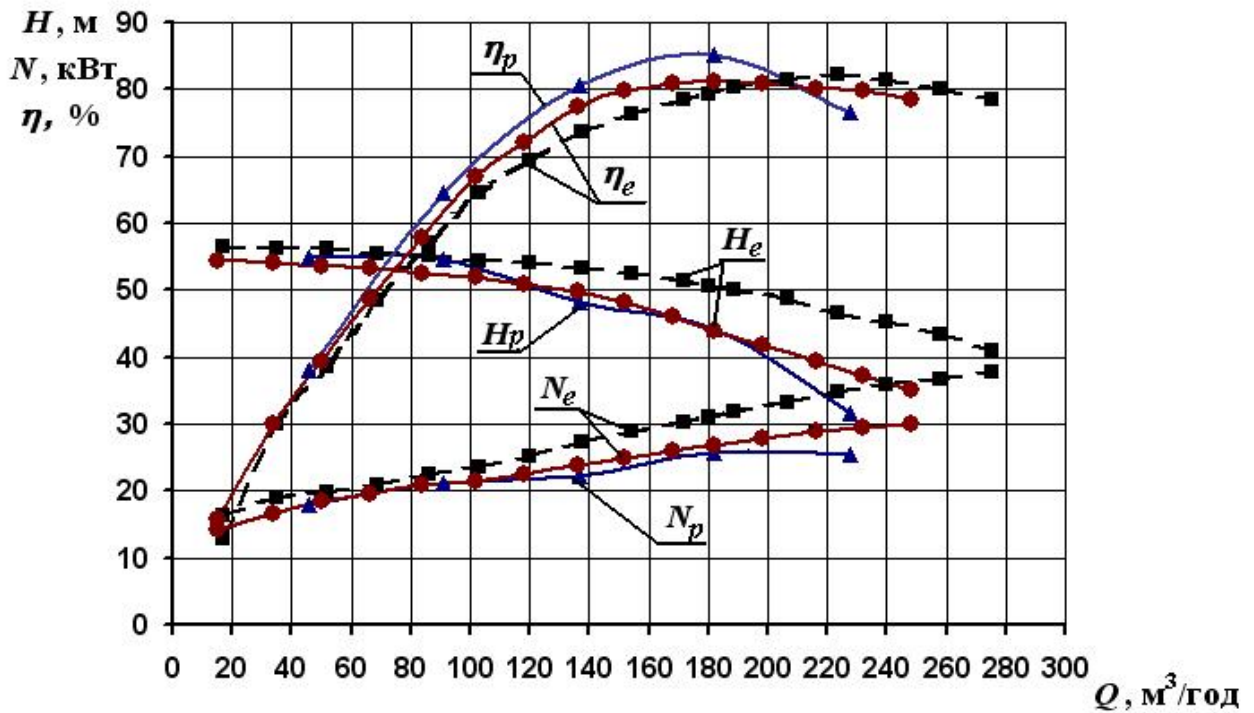


Рис. 4.5. Порівняльна характеристика результатів фізичного (індекс «e») та розрахункового (індекс «p») експериментів:

(-■-) дані вихідного ступеня; (-▲-) та (-●-) дані удосконаленого ступеня.

В останньому стовпчику таблиці 4.1 наведені значення безрозмірних критеріїв, визначених для проміжного ступеня з НА модернізованої конструкції (НА_м), результати дослідження якого наведені в п.3.3. Як бачимо, врахування особливостей нерівномірного розподілу поля швидкостей на виході з відцентрового РК, а саме нахил спіральної ділянки та початкової ділянки дифузору в бік вхідної воронки колеса на 2°, дозволило значно зменшити коефіцієнт втрат НА. Останнє привело до підвищення ККД у всьому робочому діапазоні ступеня.

Таблиця 4.1

Значення безрозмірних критеріїв для досліджуваних ступенів з НА різного конструктивного виконання ($n_s = 69$)

Позначення критеріїв	НА _{вих}	НА _{гр}	НА _м
s_{pk}	0,056	0,868	0,796
λ	-11,182	-4,027	-5,743
ζ	4,312	4,271	2,555
m_{pk}	1,672	1,179	1,267
$m_{на}$	0	0	0
$n_{на}$	0,502	0,334	0,796

4.3. Системний аналіз компоновки та застосування критеріального аналізу НА при проектуванні проміжного ступеня ВЦН в рамках БМП

При створенні нового насоса на задані параметри процес проектування починається з розробки проточної частини. До складу насосного ступеня крім РК та НА входять ще й ущільнення: по відношенню до РК переднє та заднє (рис. 4.6). Оскільки крім основного потоку у ступені формується ще два потоки через пазухи та ущільнення, то визначимо їх на основі системного підходу [123]. Системну модель складають два типи рівнянь, що характеризують баланс маси та енергії:

а) закон збереження маси для k вузлів:

$$\sum_{i=1}^n Q = 0 ,$$

б) при n невідомих Q при k рівнянь, складено $n - k$ рівнянь збереження енергії, для контурів це баланс тисків (напорів) з урахуванням напрямку \vec{Q}_i

$$H_{нас} = \sum \Delta h_{втрат} .$$

Стосовно розрахункової схеми ступеня закон збереження маси у розгорнутому вигляді визначається за формулою:

$$Q_{рк} = Q_a + Q_{y1} - Q_{y2} , \quad (4.10)$$

де $Q_{рк}$ – подача на вході в РК; Q_a – подача через НА; Q_{y1} – витрата через переднє ущільнення $Q_{y1} = \mu_1 F_1 \sqrt{2g\Delta H_{y1}}$; Q_{y2} – витрата через заднє ущільнення $Q_{y2} = \mu_2 F_2 \sqrt{2g\Delta H_{y2}}$.

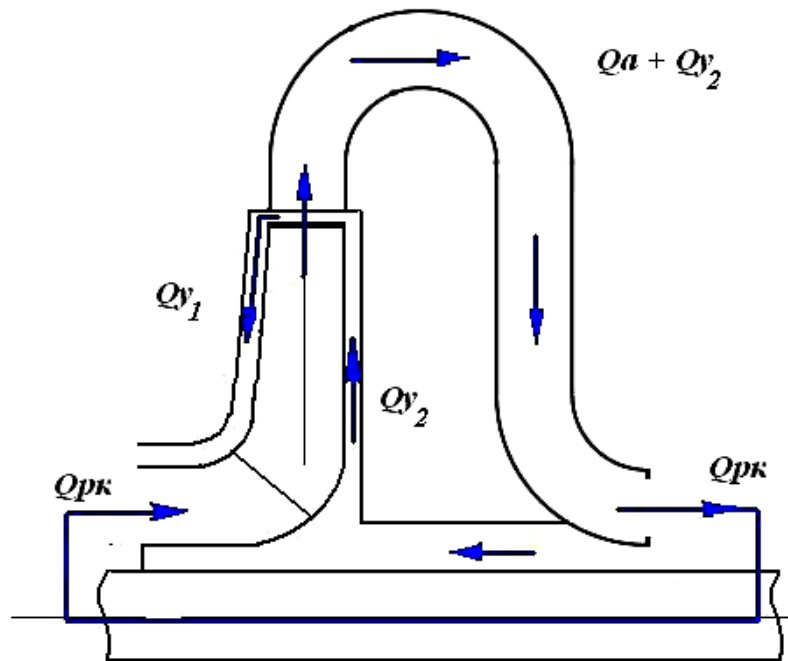


Рис. 4.6 Розрахункова схема до компоновки проміжного ступеня ВЦН

Закон збереження енергії, що характеризує втрати у РК, НА та ступені відповідно мають вигляд:

$$H_{pk} = \Delta H_{вц} + \Delta H_{y1}, \quad H_{на} = \Delta H_{вц} + \Delta H_{y2}; \quad (4.11)$$

$$H_{pk} - \Delta h_a - \zeta_{\phi} \frac{V_0^2}{2g} = 0, \quad (4.12)$$

де H_{pk} – визначена аналітично характеристика робочого колеса; $H_{на}$ – характеристика напрямного апарату; $\Delta H_{вц}$ – відцентрові втрати $\Delta H_{вц} = U_2^2 / 8g \left[1 - (r_y / r_2)^2 \right]$ (r_y – радіус ущільнення, r_2 – радіус виходу РК).

Зміна параметрів течії в елементах ПЧ може бути задана компонентними рівняннями, які описують накоплення та розсіювання гідравлічної енергії в типових елементах ПЧ ВЦН [123]. Характер цих рівнянь нелінійний через те, що характер залежності напору від витрати через елемент при турбулентних режимах течії, який є типовим для ВЦН, є нелінійним. У загальному випадку ця залежність може бути представлена у вигляді:

$$H_{pk} = a_{pk} + b_{pk} Q + c_{pk} Q^2,$$

$$H_{на} = a_{на} + b_{на} Q + c_{на} Q^2.$$

Фактичний коефіцієнт втрат напору ступеня у першому наближенні визначаємо як втрачаємий на всьому ступені

$$\zeta_{\phi} = \frac{H_{cm}}{Q_{cm}^2}. \quad (4.13)$$

В результаті розв'язання системи рівнянь при наявності параметричних зв'язків (4.10), (4.13) отримуємо параметри ступеня у робочій точці, які може забезпечити скомпонований, як окремий модуль, проміжний ступінь. За умови не отримання прийняттого результату компоуємо ПЧ ступеня з інших елементів або застосовуємо немодельні зміни РК та НА.

З огляду на результати проведеного розрахункового дослідження впливу нерівномірного розподілу швидкостей на роботу НА та проміжного ступеня в цілому, доцільним вважаю рекомендувати враховувати виявлену особливість при завданні граничних умов у вхідному перерізі НА при проектуванні останнього. А саме визначенням втрат в НА в рівнянні (4.12) $\Delta h_{на} = \zeta_{на} \frac{V_0^2}{2g}$ через коефіцієнт втрат повного тиску в апараті $\zeta_{на}$ при умові збереження балансу енергії в критеріальному рівнянні (3.22).

У цьому випадку вихідні дані, а ними є значення подачі Q_p (м³/год) та напору H_p (м) при заданій частоті обертання ротору насоса n (об/хв) у робочій точці, є критеріями вибору окремих блоків проточної частини РК та НА при умові $H_{рк} > H_p$. Виділивши з напору РК та ступеня статичні напори визначимо значення коефіцієнту перепаду статичного напору:

$$H_{ркст} = H_{рк} - \frac{V_2^2}{2g}, \quad H_{рст} = H_p - \frac{V_0^2}{2g},$$

$$\lambda_{на} = \frac{H_{ркст} - H_{рст}}{V_0^2} \cdot 2g.$$

З відношення площей вхідного та вихідного перерізів НА визначаємо коефіцієнт конфузорності $n_{на}$.

З різниці повних напорів визначаємо втрати у НА:

$$\zeta_{на} = \frac{H_{рк} - H_p}{V_0^2} \cdot 2g.$$

Визначаємо коефіцієнт моменту швидкості на вході в НА через момент швидкості на виході з колеса $m_{рк} = \frac{K_2 \cdot b_2}{Q}$. Момент швидкості на виході з НА задаємо або рівним нулю, або згідно з вимог на проектування. При цьому коефіцієнт моменту швидкості у вихідному перерізі визначаємо за формулами (3.35) – (3.36).

З виразу (3.22) визначаємо коефіцієнт нерівномірності швидкості, який може бути «спрацьований» напрямним апаратом.

Ці кількісно визначені критерії можна згрупувати у, так званий, паспорт напрямного апарату на зразок паспортів на насосні агрегати. Вказані коефіцієнти є критеріями прийняття проектних рішень в процесі проектування ПЧ проміжного ступеня багатоступеневого ВЦН.

4.4. Висновки

За результатами експериментальних досліджень, наведених у даному розділі, та з проведеного огляду існуючих рекомендацій щодо проектування напрямних апаратів багатоступеневих насосів можна зробити наступні висновки.

1. Існуючі рекомендації до проектування каналних напрямних апаратів дають нам змогу спроектувати апарат гідравлічно досконалої конструкції, поради де і як зменшити втрати у самому апараті. Проте вхідна частина спіральної ділянки проектується з умови сталості моменту швидкості на вході в НА $V_{2u} \cdot r_3 = Const$. Проведені розрахункові дослідження вказують на нерівномірний розподіл кутів течії та абсолютної швидкості на виході з РК за шириною та визначний вплив саме колової складової швидкості течії. З огляду

на це, доцільним вважаю приймати граничною умовою на вході НА, при проектуванні його як окремого блоку ПЧ ВЦН, $V_{2u} \cdot r_3 \neq Const$. При цьому необхідно забезпечити баланс енергії в апараті за допомогою застосування критеріального рівняння, отриманого в роботі.

2. Покращення умов на вході до НА через проведення оптимізаційних заходів щодо конструктивних параметрів колеса та апарату одночасно дозволяє покращити енергетичну характеристику ступеня.

3. Аналізуючи значення безрозмірних критеріїв роботи НА традиційного конструктивного виконання та з модернізованою формою перерізу вхідної ділянки можна відзначити позитивний результат проведених оптимізаційних заходів. Зокрема, мінімізацію втрат в НА при зменшенні нерівномірності швидкості у вхідному перерізі, та як наслідок, підвищення ККД проміжного ступеня.

4. Отримані безрозмірні критерії оцінки роботи напрямного апарату можуть бути використані при формуванні бази даних за технічними показниками напрямних апаратів з точки зору блочно-модульного підходу до проектування ПЧ ВЦН.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена вирішенню важливої задачі підвищення ефективності проточних частин ВЦН за рахунок проектування напрямного апарату з урахуванням взаємодії усіх його елементів та мінімізації втрат в ньому. Основні результати та висновки:

1. Традиційний розгляд ПЧ як одного цілого зумовлює нерентабельність проектування та виробництва насосів. В умовах широкого використання ВЦН виникає потреба великої кількості різних насосів для забезпечення необхідних параметрів за умови невеликої потреби в кожному з них зокрема. Блочно-модульний підхід передбачає формування конструктивної схеми насоса з типових елементів, склад і кількість яких вибирається з умови забезпечення вимог технічного завдання на проектування, і, як наслідок, скорочення кількості конструктивних виконань насосних агрегатів для підвищення серійності виробництва останніх.

2. Проведений аналіз літературних джерел, присвячених дослідженням течії рідини в ПЧ ВЦН, показав наявність значної нерівномірності розподілу кутів виходу течії та абсолютних швидкостей на виході з РК за шириною колеса. Ця нерівномірність зумовлена робочим процесом ВЦН і повинна бути врахована при проектуванні НА насоса.

3. Проведено співставлення даних розрахункового та фізичного експериментів з дослідження робочого процесу в РК ВЦН, що підтвердило адекватність комп'ютерної моделі РК та можливість застосування математичного моделювання за допомогою програмних засобів на стадії проектування ПЧ лопатевих насосів.

4. За допомогою розрахункового дослідження були виявлені особливості, характерні для РК ВЦН, розподілу гідродинамічних параметрів течії рідини за РК, що дозволило визначити граничні умови у вхідному перерізі НА, як самостійного елемента ПЧ в рамках блочно-модульного підходу до проектування. Виявлена картина течії є нерівномірною, що зумовлено

нерівномірністю розподілу колової складової абсолютної швидкості. Нерівномірність розподілу гідродинамічних параметрів течії майже вирівнюється лише на відстані $r/r_2 = 1,08$ від вихідної кромки РК. Існуючі рекомендації щодо вибору геометрії вхідних ділянок НА дають нам значення $D_3/D_2 = 1,02 - 1,05$. З огляду на це при конструюванні вхідних ділянок НА необхідно враховувати нерівномірність структури течії, сформованої на виході з РК, на роботу НА, а значить і ПЧ.

5. Проведений критеріальний аналіз окремих ділянок НА та НА в цілому дозволив визначити безрозмірні критерії оцінки якості роботи та вказати функціональний зв'язок між ними, на основі чого запропонована методика кількісного аналізу НА з урахуванням взаємодії окремих його елементів та з РК на стадії проектування нових конструктивних виконань та аналізу роботи існуючих.

6. Застосування розроблених рекомендацій до проектування НА дозволило підвищити показники енергоефективності ПЧ ВЦН. Для проміжного ступеня ВЦН 180 з коефіцієнтом швидкохідності $n_s = 69$ було отримано підвищення ККД у робочій точці на 2,5%.

7. Застосування методики чисельного моделювання впливу роботи РК на роботу НА та проміжного ступеня загалом дозволило запропонувати вдосконалену геометрію вхідних ділянок НА ВЦН.

8. Результати дисертаційного дослідження впроваджені на виробництві ВАТ «Лівгідромаш» та у навчальному процесі СумДУ.

ДОДАТОК А

Критеріальний аналіз ділянок напрямного апарату

Аналіз спіральної ділянки.

Переріз 3-3 – розрахунковий переріз на виході зі спіралі (рис. А.1). За законом сталості швидкості: $rV_u = Const$, $V_m = Const$, $A_\rho = \frac{Q}{K_2}$.

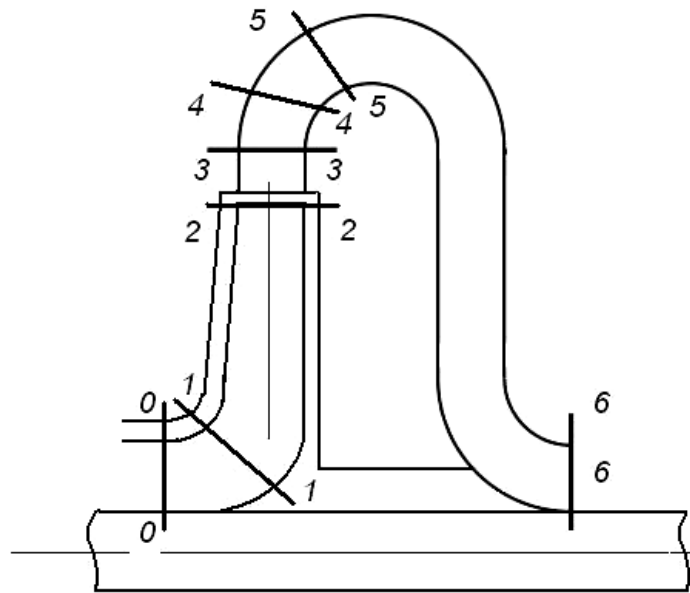


Рис. А.1. Розрахункова схема до блочно-модульного проектування напрямних апаратів.

Баланс енергії при переміщенні рідини між перерізами 3-3 та 4-4 можемо записати в вигляді:

$$E_3 = E_4 + E_{втр3-4}, \quad (A.1)$$

де E_3 – енергія маси рідини, що протікає через вхідний переріз відводу за одиницю часу;

E_4 – енергія маси рідини, що протікає через вихідний переріз спіралі за одиницю часу;

$E_{втр3-4}$ – втрати енергії рідини на зазначеній ділянці НА.

Вище зазначено, що

$$E_3 = g\rho Q \left(\frac{\langle P_3 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_3 \rangle^2}{2g} + \frac{3 \cdot \langle V_3'^2 \rangle(\varphi)}{2g} \right).$$

Для кільця $r = \text{Const}$ та $\Delta b \rightarrow 0$ запишемо аналогічне рівняння для секундної маси рідини, що протікає через вихідний переріз спіралі:

$$dE_4 = \left(\frac{P_4}{\rho} + \frac{V_4^2}{2} \right) \cdot \rho V_4 dF.$$

Тут маємо нерівномірний розподіл тиску та швидкості по перерізу.

Запишемо для будь-якого фіксованого радіуса $r = \text{Const}$ співвідношення між параметрами течії, враховуючи загальноприйняті правила осереднення:

$$P_4(\varphi) = \langle P_4 \rangle + P'_4(\varphi), \quad \langle P_4 \rangle = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{1}{r_4} \int_0^{2\pi} P_4(\varphi) r d\varphi;$$

$$V_4(\varphi) = \langle V_4 \rangle + V'_4(\varphi), \quad \langle V_4 \rangle = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{1}{r_4} \int_0^{2\pi} V_4(\varphi) r d\varphi; \quad (\text{A.2})$$

$$\langle V'_4 \rangle(\varphi) = 0;$$

$$\langle P'_4 \rangle(\varphi) = 0;$$

$$\langle V_4'^2 \rangle(\varphi) = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{1}{r_4} \int_0^{2\pi} \langle V_4'^2 \rangle(\varphi) r d\varphi.$$

Враховуючи вищенаведене маємо наступний вираз для визначення енергії потоку:

$$\begin{aligned}
 E_4 &= \int_F \frac{(\langle P_4 \rangle + \langle P'_4 \rangle(\varphi))(\langle V_4 \rangle + \langle V'_4 \rangle(\varphi))}{\rho} \rho dF + \frac{1}{2} \int_F (\langle V_4 \rangle + \langle V'_4 \rangle(\varphi))^3 \rho dF, \\
 E_4 &= \int_F \frac{\langle P_4 \rangle}{\rho} \langle V_4 \rangle \rho dF + \frac{1}{2} \int_F (\langle V_4 \rangle^2 + 3\langle V'_4{}^2 \rangle(\varphi)) \rho \langle V_4 \rangle dF + \int_F P'_4 V'_4 \rho dF = \\
 &= g\rho Q \left(\frac{\langle P_4 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_4 \rangle^2}{2g} + \frac{3\langle V'_4{}^2 \rangle(\varphi)}{2g} \right) + \int_F P'_4 V'_4 \rho dF \\
 E_4 &= g\rho Q \left(\frac{\langle P_4 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_4 \rangle^2}{2g} + \frac{3\langle V'_4{}^2 \rangle(\varphi)}{2g} \right), \tag{A.3}
 \end{aligned}$$

де

$$\begin{aligned}
 \frac{\langle P_4 \rangle}{\rho} &= \frac{1}{b_4} \int_0^{b_4} \frac{\langle P_4 \rangle}{\rho} db; \\
 \frac{\langle V_4 \rangle^2}{2} &= \frac{1}{b_4} \int_0^{b_4} \frac{\langle V_4 \rangle^2}{2} db; \\
 \frac{\langle V'_4{}^2 \rangle(\varphi)}{2} &= \frac{1}{b_4} \int_0^{b_4} \frac{\langle V'_4{}^2 \rangle(\varphi)}{2} db.
 \end{aligned}$$

Враховуючи співвідношення (3.7) та (A.3) запишемо вираз (A.1) у вигляді:

$$g\rho Q \left(\frac{\langle P_3 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_3 \rangle^2}{2g} + \frac{3 \cdot \langle V'_3{}^2 \rangle(\varphi)}{2g} \right) = \rho g Q \left(\frac{\langle P_4 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_4 \rangle^2}{2g} + \frac{3 \cdot \langle V'_4{}^2 \rangle(\varphi)}{2g} \right) + E_{\text{emp}3-4},$$

$$\frac{\langle P_3 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_3 \rangle^2}{2g} + \frac{3 \cdot \langle V_3'^2 \rangle(\varphi)}{2g} = \frac{\langle P_4 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_4 \rangle^2}{2g} + \frac{3 \cdot \langle V_4'^2 \rangle(\varphi)}{2g} + h_{emp3-4}, \quad (A.4)$$

де $h_{emp3-4} = \frac{E_{emp3-4}}{\rho g Q}$ - питома втрата енергії на одиницю ваги рідини в вихідному перерізі спіралі НА.

Вводимо коефіцієнт нерівномірності розподілу швидкості на вході в НА та на ділянці виходу зі спіралі:

$$s_{cn} = \frac{\sqrt{\langle V_4'^2 \rangle(\varphi)}}{\langle V_4 \rangle}. \quad (A.5)$$

Рівняння (A.3) з врахуванням (3.9) – (A.5) приймає вигляд:

$$\frac{\langle P_3 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_3 \rangle^2}{2g} (1 + 3 \cdot s_{pk}^2) = \frac{\langle P_4 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_4 \rangle^2}{2g} (1 + 3 \cdot s_{cn}^2) + h_{emp3-4}.$$

Розділимо обидві частини рівняння на динамічний напір $\frac{\langle V_4 \rangle^2}{2g}$. Маємо:

$$\frac{\langle P_3 \rangle - \langle P_4 \rangle}{\gamma \cdot \frac{\langle V_4 \rangle^2}{2g}} + \frac{\alpha_3 \langle V_3 \rangle^2}{\alpha_4 \langle V_4 \rangle^2} (1 + 3 \cdot s_{pk}^2) = (1 + 3 \cdot s_{cn}^2) + \frac{h_{emp3-4}}{\frac{\langle V_4 \rangle^2}{2g}}.$$

Перший доданок лівої частини рівняння є коефіцієнтом перепаду статичного тиску на цій ділянці

$$\lambda_{cn} = \frac{\langle P_3 \rangle - \langle P_4 \rangle}{\rho \langle V_4 \rangle^2 / 2}. \quad (A.6)$$

З трикутника швидкостей маємо відповідно у вхідному та вихідному перерізах:

$$\langle V_3 \rangle = \frac{\langle V_{m3} \rangle}{\sin \alpha_3},$$

$$\langle V_4 \rangle = \frac{\langle V_{m4} \rangle}{\sin \alpha_4}.$$

Відношення меридіанних складових швидкостей входу і виходу до спіральної ділянки апарату характеризує дифузорність, яка виражається через коефіцієнт дифузорності

$$n_{cn} = \frac{F_4}{F_3} = \frac{\langle V_{m3} \rangle}{\langle V_{m4} \rangle}. \quad (\text{A.7})$$

Коефіцієнт втрат спіралі НА

$$\zeta_{cn} = \frac{h_{\text{втр}3-4}}{\langle V_4 \rangle^2 / 2g}. \quad (\text{A.8})$$

Враховуючи (3.13), (A.6) – (A.8) маємо остаточний вигляд для критеріального рівняння спіральної ділянки НА:

$$\lambda_{cn} + n_{cn}^2 \cdot \frac{\sin \alpha_4}{\sin \alpha_3} (1 + 4\pi^2 m_{pk}^2) (1 + 3 \cdot s_{pk}^2) = (1 + 3 \cdot s_{cn}^2) + \zeta_{cn}. \quad (\text{A.9})$$

Аналіз дифузору.

Переріз 5-5 – розрахунковий переріз на виході з дифузору. Баланс енергії при переміщенні рідини між перерізами 4-4 та 5-5 можемо записати в вигляді:

$$E_4 = E_5 + E_{\text{втр}4-5}, \quad (\text{A.10})$$

де E_5 – енергія маси рідини, що протікає через вихідний переріз дифузору за одиницю часу;

$E_{\text{втр}4-5}$ – втрати енергії рідини на зазначеній ділянці НА.

За аналогією маємо:

$$dE_5 = \left(\frac{P_5}{\rho} + \frac{V_5^2}{2} \right) \cdot \rho V_5 dF.$$

Маємо нерівномірний розподіл тиску та швидкості по перерізу. Тому

$$P_5(\varphi) = \langle P_5 \rangle + P'_5(\varphi), \quad \langle P_5 \rangle = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{1}{r_5} \int_0^{2\pi} P_5(\varphi) r d\varphi;$$

$$V_5(\varphi) = \langle V_5 \rangle + V'_5(\varphi), \quad \langle V_5 \rangle = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{1}{r_5} \int_0^{2\pi} V_5(\varphi) r d\varphi; \quad (\text{A.11})$$

$$\langle V'_5 \rangle(\varphi) = 0;$$

$$\langle P'_5 \rangle(\varphi) = 0;$$

$$\langle V_5'^2 \rangle(\varphi) = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{1}{r_5} \int_0^{2\pi} \langle V_5'^2 \rangle(\varphi) r d\varphi.$$

Враховуючи вищенаведене маємо наступний вираз для визначення енергії потоку:

$$E_5 = \int_F \frac{\langle P_5 \rangle}{\rho} \langle V_5 \rangle \rho dF + \frac{1}{2} \int_F \left(\langle V_5 \rangle^2 + 3 \langle V_5'^2 \rangle(\varphi) \right) \rho \langle V_5 \rangle dF + \int_F P'_5 V'_5 \rho dF =$$

$$= g\rho Q \left(\frac{\langle P_5 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_5 \rangle^2}{2g} + \frac{3 \langle V_5'^2 \rangle(\varphi)}{2g} \right) + \int_F P'_5 V'_5 \rho dF,$$

$$E_5 = g\rho Q \left(\frac{\langle P_5 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_5 \rangle^2}{2g} + \frac{3\langle V_5'^2 \rangle(\varphi)}{2g} \right), \quad (\text{A.12})$$

де

$$\frac{\langle P_5 \rangle}{\rho} = \frac{1}{b_5} \int_0^{b_5} \frac{\langle P_5 \rangle}{\rho} db;$$

$$\frac{\langle V_5 \rangle^2}{2} = \frac{1}{b_5} \int_0^{b_5} \frac{\langle V_5 \rangle^2}{2} db;$$

$$\frac{\langle V_5'^2 \rangle(\varphi)}{2} = \frac{1}{b_5} \int_0^{b_5} \frac{\langle V_5'^2 \rangle(\varphi)}{2} db.$$

Враховуючи співвідношення (A.3) та (A.12) запишемо вираз (A.10) у вигляді:

$$g\rho Q \left(\frac{\langle P_4 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_4 \rangle^2}{2g} + \frac{3 \cdot \langle V_4'^2 \rangle(\varphi)}{2g} \right) = \rho g Q \left(\frac{\langle P_5 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_5 \rangle^2}{2g} + \frac{3 \cdot \langle V_5'^2 \rangle(\varphi)}{2g} \right) + E_{\text{emp4-5}},$$

$$\frac{\langle P_4 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_4 \rangle^2}{2g} + \frac{3 \cdot \langle V_4'^2 \rangle(\varphi)}{2g} = \frac{\langle P_5 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_5 \rangle^2}{2g} + \frac{3 \cdot \langle V_5'^2 \rangle(\varphi)}{2g} + h_{\text{emp4-5}}, \quad (\text{A.13})$$

де $h_{\text{emp4-5}} = \frac{E_{\text{emp4-5}}}{\rho g Q}$ - питома втрата на одиницю ваги рідини в дифузори.

Виходячи з того, що структура течії у вхідному перерізі НА, вихідному перерізі спіралі та вихідному перерізі дифузора є нерівномірною, тому критеріальні коефіцієнти будуть ідентичними за виразами. Отже маємо:

$$\lambda_{\text{диф}} + n_{\text{диф}}^2 (1 + 3 \cdot s_{\text{сн}}^2) = (1 + 3 \cdot s_{\text{диф}}^2) + \zeta_{\text{диф}}, \quad (\text{A.14})$$

де

$$s_{\text{диф}} = \frac{\sqrt{\langle V_5^2 \rangle (\varphi)}}{\langle V_5 \rangle}, \quad (\text{A.15})$$

$$\lambda_{\text{диф}} = \frac{\langle P_4 \rangle - \langle P_5 \rangle}{\rho \langle V_5 \rangle^2 / 2}, \quad (\text{A.16})$$

$$n_{\text{диф}} = \frac{F_5}{F_4} = \frac{\langle V_4 \rangle}{\langle V_5 \rangle}, \quad (\text{A.17})$$

$$\zeta_{\text{диф}} = \frac{h_{\text{втр}4-5}}{\langle V_5 \rangle^2 / 2g} \quad (\text{A.18})$$

Аналіз ділянки зворотних та перевідних каналів.

Розглянемо останню ділянку за рис. А.1 – зворотній та перевідний канал НА.

$$E_5 = E_6 + E_{\text{втр}5-6}, \quad (\text{A.19})$$

де $E_{\text{втр}5-6}$ – втрати енергії рідини на зазначеній ділянці НА.

Зважаючи на (3.5) та (А.12) маємо:

$$g\rho Q \left(\frac{\langle P_5 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_5 \rangle^2}{2g} + \frac{3 \cdot \langle V_5^2 \rangle (\varphi)}{2g} \right) = g\rho Q \left(\frac{P_6}{\gamma} + \frac{V_6^2}{2g} \right) + E_{\text{втр}5-6};$$

$$\frac{\langle P_5 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_5 \rangle^2}{2g} + \frac{3 \cdot \langle V_5'^2 \rangle(\varphi)}{2g} = \frac{P_6}{\gamma} + \frac{V_6^2}{2g} + h_{emp5-6}.$$

Враховуючи вираз (А.15) рівняння набуває вигляду:

$$\frac{\langle P_5 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_5 \rangle^2}{2g} (1 + 3 \cdot s_{диф}^2) = \frac{P_6}{\gamma} + \frac{V_6^2}{2g} + h_{emp5-6}.$$

В правій частині виділяємо комплекс m_6 , який є квадратом безрозмірного моменту швидкості або коефіцієнта моменту швидкості.

Вираз для балансу енергії набуває вигляду

$$\frac{\langle P_5 \rangle}{\gamma} + \frac{\langle V_5 \rangle^2}{2g} (1 + 3 \cdot s_{диф}^2) = \frac{P_6}{\gamma} + \frac{V_6^2}{2g} (1 + 4\pi^2 m_a^2) + h_{emp5-6},$$

$$\frac{\langle P_5 \rangle - P_5}{\gamma V_0^2 / 2g} + \frac{\langle V_5 \rangle^2}{V_0^2} (1 + 3 \cdot s_{диф}^2) = (1 + 4\pi^2 m_a^2) + \frac{h_{emp5-6}}{V_0^2 / 2g}. \quad (A.20)$$

Перший доданок лівої частини рівняння є коефіцієнтом перепаду статичного тиску на ділянці зворотних та перевідних каналів:

$$\lambda_{зв} = \frac{\langle P_5 \rangle - P_6}{\rho V_0^2 / 2}. \quad (A.21)$$

Відношення швидкостей виходу з напрямного апарату і входу до зворотних каналів, що є другим доданком лівої частини рівняння, характеризує конфузорність зворотних та перевідних каналів, яка виражається через коефіцієнт конфузорності

$$k_{36} = \frac{F_6}{F_5} = \frac{V_5}{V_0}. \quad (\text{A.22})$$

Коефіцієнт втрат зворотних та перевідних каналів прямого апарату

$$\zeta_{36} = \frac{h_{\text{втр}}^{5-6}}{V_0^2 / 2g}. \quad (\text{A.23})$$

Підставивши співвідношення безрозмірних коефіцієнтів (A.21) – (A.23) в рівняння (A.20) остаточно маємо співвідношення

$$\lambda_{36} + k_{36}^2 (1 + 3 \cdot s_{\text{диф}}^2) = (1 + 4\pi^2 m_a^2) + \zeta_{36}. \quad (\text{A.24})$$

ДОДАТОК Б
Акт впровадження

УТВЕРЖДАЮ

Управляющий директор
ОАО «Ливгидромаш»



А.Ф. Дворядкин
18 февраля 2008

АКТ

внедрения диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата
технических наук ассистента кафедры информационных технологий
проектирования Сумского государственного университета
Нени Анны Викторовны

г. Львов

18 февраля 2008г.

Настоящий акт составлен в том, что рекомендации по повышению энергетических показателей при сохранении стабильной формы напорной характеристики промежуточных ступеней центробежных насосов, разработанные в диссертационной работе Нени А.В., использовались при выполнении проекта конструкторской документации рабочих органов опытного образца центробежного насоса ЦНС 180.

Главный конструктор
динамических насосов
ОАО «Ливгидромаш»

Handwritten signature of A.E. Bolgov.

А.Е. Болгов

ДОДАТОК В
Акт впровадження

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор



Сумського державного університету

к.т.н. Карпуша В.Д.

200 2 р.

АКТ

впровадження матеріалів кандидатської дисертації
асистента кафедри інформаційних технологій проектування
Сумського державного університету
Нені Анни Вікторівни

Даним актом посвідчується, що результати дисертаційної роботи Нені А.В. впроваджені в навчальний процес на інженерному факультеті Сумського державного університету в курсах «Гідродинамічні машини і передачі», «Моделювання та оптимізація гідропневмосистем» та «Системи автоматизованого моделювання гідропневмосистем», і читаються студентам спеціальності 8.090209 «Гідравлічні і пневматичні машини».

Заст. декана інженер. факультету
по навчально-методичній роботі,
доцент, к.т.н.

Кулініч С.П.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Евтушенко А.А. Деление вихревых течений на составляющие и их использование в насосостроении / А.А. Евтушенко, А.В. Неня. – Харьков, ИпМаш. – 2006. – Т. 9, № 4. – С. 58 - 64.
2. Евтушенко А.А. Результаты определения характеристики рабочего колеса как самостоятельного элемента центробежного насоса / Евтушенко А.А., Карапузова М.В., Неня А.В. // Промислова гідравліка і пневматика. – Вінниця : Вид-во ВДАУ. – 2007. – № 2 (16). – С. 40 - 43.
3. Євтушенко А.О. Вплив структури течії між основними елементами проточної частини на показники якості лопатевого насосу / А.О. Євтушенко, М.В. Карапузова, А.В. Неня // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2007. – №1. – С. 28-35. – (Технічні науки).
4. Евтушенко А.А. Оптимизация геометрии проточной части насосной ступени с использованием результатов расчетного эксперимента / Евтушенко А.А., Луговая С.О., Неня А.В. // Вестник Восточноукраинского национального университета им. В.Даля, Луганск. – 2007. – № 3 (109), ч. 2. – С. 174 - 180.
5. С.О. Луговая. Расчет усовершенствованных направляющих аппаратов многоструйчатых лопастных насосов / Луговая С.О., Неня А.В., Твердохлеб И.Б. // Промислова гідравліка та пневматика. – Вінниця : Вид-во ВДАУ. – 2008. – № 2 (20). – С. 36 - 40.
6. Вертячих О.В., Карапузова М.В., Неня В.Г., Неня А.В. Гідродинамічні аспекти блочно-модульного конструювання проточних частин насосів гідродинамічного принципу дії на ділянці «вихід з робочого колеса – вхід у відвід» Вісник Національного технічного університету України «КПІ» К.: НТУУ «КПІ». – 2007 г. – № 54. – С. 25 - 33.
7. Евтушенко А.А. Развитие насосостроения в Украине / Евтушенко А.А., Ржебаев С.Е., Швиндин А.И., Шифрин М.И. // Машинобудування України. – 1995. – № 1. – С. 30 - 33.

8. Михайлов А.Н. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления / А.Н. Михайлов, В.В. Малюшенко – М. : Машиностроение, 1971. – 304 с.
9. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М. : Машиностроение, 1975. – 560 с.
10. Проскура Г.Ф. Гидродинамика турбомашин / Проскура Г.Ф. – К.: Машгиз, 1954. – 494 с.
11. Лопастные насосы : справочник / [Зимницкий В.А., Каплун А.В., Папир А.Н., Умов В.А.] ; [общ. ред. В.А. Зимницкого и В.А.Умова.] – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1986. – 334 с.
12. Ржебаев Э.Е. Питательные насосы для АЭС / Ржебаев Э.Е., Жуков В.М., Євтушенко А.А. // Теплоэнергетика. – М. : ВИНТИ, 1977. – №12. – С. 27 – 35.
13. Євтушенко А.А. Научно-техническое обеспечение новой концепции развития насосостроения в Украине / А.А. Євтушенко // Праці Міжнар.наук.-техн. конф. “Прогресивна техніка, технологія машинобудування, приладобудування і зварювального виробництва”. – К. : НТУУ “КПІ”: Машиностроение – 1998. – Т. III. – С. 244 - 248.
14. Євтушенко А.А. Гидродинамические аспекты новой концепции развития насосостроения / А.А. Євтушенко // Труды Междунар. научно-техн. конф. “Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования” – Харьков: ИПМАШ НАН Украины. – 1997 – С. 477-480.
15. Євтушенко А.А. Характер распределения меридиальных скоростей на выходе из подводящих устройств насосов с проходным валом / А.А. Євтушенко, С.Г. Сапунов // Гидродинамика больших скоростей – Красноярск : КПИ. – 1982. – С. 101 - 108.
16. Євтушенко А.А. Определение реальных эпюр распределения составляющих абсолютной скорости потока перед рабочим колесом насоса на стадии его проектирования / А.А. Євтушенко, Н.А. Федотова // Вестник НТУ “ХПИ” : Технология в машиностроении. – 2001. – Вып.129. – С. 343 - 351.

17. Євтушенко А.О. Вихідні дані для розрахунку течії в підвідному пристрої лопатевого насосу / А.О. Євтушенко // Вестник НТУУ “КПІ” : Суми, Ризоцентр, 1999. – Т. 2, Вып. 35. – С. 198 - 204. – (Машиностроение).

18. Евтушенко А.А. Использование циркуляционных потоков для улучшения массогабаритных показателей лопатных насосов / А.А. Евтушенко [редкол. : Ю.М. Мацевитий (відп. ред) та ін.] // Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання: зб. наук. праць : – Харків : ПІМаш НАН України. – 2000. – С. 428 - 433.

19. Евтушенко А.А. Задача создания средств ведения расчетного эксперимента в насосостроении / А.А. Евтушенко // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: праці II Республіканської науково-технічної конференції – Черкаси : ЧІТІ. – 1998. – С. 45 - 50.

20. Евтушенко А.А. Математические модели для создания средств ведения расчетного эксперимента в насосостроении / А.А. Евтушенко, В.Г. Неня // Физико-технические и технологические приложения математического моделирования : сб. научн. тр. НАН Украины, Ин-т математики. – К, 1998. – С. 93 - 96.

21. Баранова І.В. Вибір початкових даних для розрахунку обтікання елементів проточної частини гідромашин просторовим потоком / Баранова І.В., Євтушенко А.О., Неня В.Г. // Вестник НТУУ “КПІ” : Суми, Ризоцентр, 2000. – Т. 2, Вып. 38. – С. 3 - 7. – (Машиностроение).

22. Алексенко О.В. Расчетный эксперимент при обработке проточных частей турбомашин – состояние и перспективы развития / Алексенко О.В., Кочевский А.Н., Неня В.Г. // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2004. – № 13 (72). – С. 29 - 33. – (Технічні науки).

23. Жарковский А.А. Математическое моделирование рабочих процессов в центробежных насосах низкой и средней быстроходности для решения задач автоматизированного проектирования : автореф. дисс. на соискание уч. степени д.т.н. : спец. 05.04.13 «Гидравлические машины, гидропневмоагрегаты» / А.А. Жарковский. – Санкт-Петербург, 2003. – 32 с.

24. Тимшин А.И. Экспериментальное исследование структуры потока на выходе из центробежного колеса насоса / А.И. Тимшин // Гидравлические машины. – Харьков : ХГУ, 1971. – Вып. 4. – С 62 - 69.

25. Бирюков А.И., Боярко Н.Н., Ворона П.Н., Лисицын К.В., Смирнов В.Г., Янкин Е.И. Особенности конструкции основных узлов главного циркуляционного насоса для атомных электростанций с водоводяным реактором / [Бирюков А.И., Боярко Н.Н., Ворона П.Н. и др.] // Лопастные насосы [под ред. Л.Л. Грянка и А.Н. Папира]. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-е, 1975. – С. 357-362.

26. Евтушенко А.А. Состояние и проблемы развития насосостроения на Украине / [Евтушенко А.А., Ржебаев Э.Е., Швиндин А.И., Шифрин М.И.] // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование : тематический сборник научных трудов ; [под. ред. И.А. Ковалева]. К. : ИСДО, 1994. – С. 9 - 16.

27. А.А. Ломакин. Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин [2 - ое изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1966. – 364 с.

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

29. Разработка методики оценки качества центробежных насосов / М.С. Колесникова, А.С. Зенкин, В.А. Залога [Редкол.: Башков Є.О. та ін.] // Наукові праці Донецького університету. – Донецьк : ДонНТУ, 2005. – Вип. 92. – С. 196-200. (Машинобудування і машинознавство).

30. Борщев И.О. Влияние некоторых элементов лопаточных отводов на характеристики центробежных насосов и характер определения донных линий тока / [Борщев И.О., Жарковский А.А., Плешанов В.Л. и др.]. – Труды ЛПИ. – 1986. – №420. – С. 39 - 43.

31. Тимшин А.И. Неравномерность структуры потока за центробежным колесом и ее влияние на характеристики ступени / А.И. Тимшин. // Лопастные насосы [под ред. Л.Л. Грянка и А.Н. Папира]. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-е, 1975. – С. 13 - 16.

32. Шапиро А.С. Структура реального течения в центробежных и осевых насосах / А.С. Шапиро. – М. : МГПУ, 2004. – 280 с.
33. Центробежные компрессоры и вентиляторы / [под ред. Т.С. Соломаховой]. М. : Машиностроение, 1975. – 416 с.
34. Калашніков А.К. Удосконалення методу розрахунку термогазодинамічних процесів у зворотно-напрямних апаратах відцентрових компресорів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.15 «Вакуумна та компресорна техніка» / А.К. Калашніков. – Суми, 2007. – 20 с.
35. Тимшин А.И. Структура потока на выходе из колеса и ее влияние на характеристики центробежного насоса : автореф. дис. канд. техн. наук : спец. 05.193 «Гидравлические машины» / А.И. Тимшин. – Харьков, 1972. – 21 с.
36. Соломахова Т.С. Об оптимальной ширине рабочего колеса центробежного вентилятора / Т.С. Соломахова // Промышленная аэродинамика. – Машиностроение, 1973. – Вып.29. – С. 137 – 155.
37. Селезнев К.П. Центробежные компрессоры / К.П. Селезнев, Ю.Б. Галеркин. – Л. : Машиностроение, 1982. – 271 с.
38. Викторов В.Г. Гидродинамическая теория решеток: учеб. пособие [для вузов по специальности «Гидравлические машины и средства гидроавтоматики»] / В.Г. Викторов. – М. : Высш. школа, 1969. – 368 с.
39. Руднев С.С. Основы теории лопастных решеток [учебн. пособие] / С.С. Руднев [под ред. Л.Г. Подвидза.]. – М. : МВТУ, 1976. – 78 с.
40. Войташевский Д.А. Основы общей теории гидродинамических решеток применительно к турбомашинам / Д.А. Войташевский // Труды ВНИИГидромаша, 1986. – Вып. XXXVII. – С. 3 - 88.
41. Головин В.А. Пересчет характеристик центробежной промежуточной ступени при изменении циркуляции на входе в рабочее колесо / В.А. Головин, В.А. Боровик // Качество и эффективность насосного оборудования. – М. : ВНИИГидромаш, 1984. – С. 45 - 52.
42. А.А. Евтушенко. Определение и реализация перспективных направлений развития гидродинамических насосных агрегатов /

А.А. Євтушенко // Научно-техническое обеспечение новой концепции развития насосостроения в Украине : тезисы докладов научно-техн. конф. “Гидроаэромеханика в инженерной практике”. – К. : НТУУ “КПИ”, 1996. – С. 13 - 14.

43. Евтушенко А.А. Гидродинамические аспекты новой концепции развития насосостроения / А.А. Евтушенко // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: труды междунар. научно-техн. конф. – Харьков : ИПМАШ НАН Украины, 1997 – С. 477 - 480.

44. Вертячих А.В. Исследование и разработка малогабаритных боковых подводов с малой неравномерностью и требуемым моментом скорости для лопастных насосов : автореф. дисс. на соскание уч. степени канд. техн. наук. : спец. 05.04.13 «Гидравлические машины, машины и аппараты холодильной и криогенной техники» / А.В. Вертячих. – Ленинград, 1982. – 22 с.

45. Раухман Б.С. Расчет обтекания несжимаемой жидкостью решеток профилей на осесимметричной поверхности в слое переменной толщины / Б.С. Раухман // Изв. АН СССР. – 1971. – №1. – С.83-89. – (Механика жидкости и газов).

46. А.А. Евтушенко. Задача ведения средств расчетного эксперимента в насосостроении / А.А. Евтушенко // Гидроаэромеханика в инженерной практике : тезисы докладов II Республиканской научно-техн. конф. – К. : НТУУ “КПИ”, 1997. – С.35 - 40.

47. Кочевский А.Н. Современный подход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах/ А.Н. Кочевский, В.Г. Неня // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2003. - № 13(59). -С. 195-210.

48. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен : в 2 т. / Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. [пер. с англ.]. – М. : Мир, 1990. – 728 с.

49. Каминер А.А. Гидромеханика в инженерной практике / А.А. Каминер, О.М. Яхно. – К. : Техніка, 1987. – 175 с.

50. Приходько О.А. Технічна аерогідромеханіка: навчальний посібник / О.А. Приходько, Д.О. Сьомін. – Луганськ : Видавництво Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2002. – 170 с.
51. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика: учебник [для вузов по специальности «Гидравлические машины и средства автоматизации»] / Б.Т. Емцев. – [2-ое изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1987. – 440 с.
52. Хитрых Д. ANSYS Turbo: Сквозная технология проектирования лопаточных машин / Д. Хитрых // ANSYS Solution. Русская редакция. – 2007. – № 6. – С. 31 - 37.
53. Рояк М.Э. Сеточные методы решения краевых задач математической физики : учеб. пособие / Рояк М.Э., Соловейчик Ю.Г., Шурина Э.П. – Новосибирск : НГТУ, 1998. – 120 с.
54. 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.
55. Сёмин Д.А. Математическое введение в механику жидкости и газа : учебн. пособие / Д.А. Сёмин. – Луганск: Восточноукраинский национальный университет им. В.Даля, 2008. – 127 [5] с.
56. Белоцерковский О.М. Численное моделирование в механике сплошных сред / О.М. Белоцерковский. – М. : Наука, 1984. – 519 с.
57. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: в 2 т. / К. Флетчер ; [пер. с англ.]. – М. : Мир, 1991. Т.1. – 1991. – 504 с.
58. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей: в 2 т. / К. Флетчер ; [пер. с англ.]. – М. : Мир, 1991. Т.2. – 1991. – 552 с.
59. П. Роуч. Вычислительная гидродинамика / П. Роуч ; [пер. с англ.]. – М. : Мир, 1980. – 616 с.
60. Д. Хитрых. Проектирование турбомашин: обзор моделей турбулентности / Д. Хитрых // ANSYS Solution. Русская редакция. – 2005. – № 1. – С. 9-11.

61. Ю.В. Лапин. Статистическая теория турбулентности (прошлое и настоящее – краткий очерк идей) / Ю.В. Лапин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – СПб. – 2004. – №2. – С. 7 – 20.
62. Wilcox D.C. Multiscale Model for Turbulent Flow / D.C. Wilcos // AIAA Journal. – 1998. – №11, v. 26. – P. 1311-1320.
63. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F.R. Menter // AIAA Journal. – 1994. – No. 8, Vol. 32. – p. 1598 - 1605.
64. Menter F.R. Advanced Turbulence Modeling in CFX / F.R. Menter, T. Esch // CFX Update. –2001. – No. 20. – P. 4 - 5.
65. Rodi W., Status of large-eddy-simulation results of workshop / W. Rodi, J.H. Ferziger, M. Breuer, M. Pourqui // Journal of Fluid Engineering. – 1997. – v. 119(2). – P. 248 - 262.
66. Чепмен Д.Р. Вычислительная аэродинамика и перспективы ее развития / Д.Р. Чепмен // Ракетн. техн. и космонавт. – 1980. – Т. 18, № 2. – С. 3 - 32.
67. Sparlat P.R. Experimental and numerical study of a turbulent boundary layer with pressure gradients / P.R. Spartal, J.H.W. Watmuff // J. Fluid Mech. – 1993. – v. 249. – P. 337 – 371.
68. М. Плыкин. Проектирование лопаточных машин: часть I / М. Плыкин // ANSYS Solution. Русская редакция. – 2007. – №5. – С. 37 – 40.
69. М. Плыкин. Проектирование лопаточных машин: часть II / М. Плыкин // ANSYS Solution. Русская редакция. – 2008. – № 8. – С. 37 – 40.
70. Ершов С.В. Комплекс программ FlowER® для численного моделирования трехмерных вязких течений в многоступенчатых турбомашинах / С.В. Ершов, А.В. Русанов // Прогресс. Качество. Технология: материалы Третьего конгресса двигателестроителей Украины с иностранным участием. – Харьковский государственный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского (ХАИ). – 1998. – С. 109 – 113.
71. Русанов А.В. Проблемы численного моделирования трехмерных вязких течений в осевых и центробежных компрессорах / А.В. Русанов,

С.В. Ершов // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2005. – №1(73). – С. 10 – 20. – (Технічні науки).

72. Чупин П.В. Оптимизация ступени турбины ГТД с использованием комплексов программ FlowER- Optimus и CFX-TaskFlow / [Чуприн П.В., Карелин Д.В., Старков Р.Ю. и др.] // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: сб. научн. трудов. – Харьков : Ин-т проблем машиностроения НАН Украины, 2003. – Т.1. – С. 193 - 197.

73. Yershov S. Calculations of 3D viscous compressible turbomachinery flows / Yershov S., Rusanov A., Gardzilewicz A., Lampart P. // Proc. 2nd Symp. on Comp. Technologies for Fluid Thermal Chemical Systems with Industrial Applications: ASME PVP Division Conf. (Boston, USA, 1 - 5 August 1999). – PVP. – 1999. – Vol. 397.2. – P. 143 – 154.

74. Русанов А.В. Метод расчета трехмерных турбулентных течений в проточных частях произвольной формы / А.В. Русанов, С.В. Ершов // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: сборник научных трудов. ИПМаш НАН Украины. – 2003. – 1. – P. 132 – 136.

75. Елин А.В. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения жидкости и газа в проточных частях насосов специализации «ВНИИАЭН»: формулировка цели, постановка задач и выбор объектов исследования / Елин А.В., Кочевский А.Н., Коньшин В.Н. // Насосы. Эффективность и экология: тез. докл. международной научно-технической конференции. – М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – С. 10 - 11.

76. Луговая С.О. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения жидкости и газа в проточных частях насосов специализации “ВНИИАЭН”: моделирование течения воздуха в рабочем колесе центробежного насоса / Луговая С.О., Кочевский А.Н., Щеляев А.Е. // Насосы. Эффективность и экология: тез. докл. международной научно-технической конференции. – М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – С. 25 - 26.

77. Ольштынский П.Л. Тестирование ПАКЕТА CFX-5 на примерах течения жидкости и газа в проточных частях насосов специализации «ВНИИАЭН»: расчет течения воздуха в боковом комбинированном подводе диагонального насоса / [Ольштынский П.Л., Луговая С.О., Кочевский А.Н., Щеляев А.Е.] // Насосы. Эффективность и экология : тез. докл. международной научно-технической конференции. – М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – С. 36 - 37.

78. Елин А. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Часть 1 / [Елин А., Кочевский А., Коньшин В., и др.] // Насосы и оборудование. – 2006. – № 1. – С. 20 - 24.

79. Елин А. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения воздуха в элементах проточных частей насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН». Часть 2 / [Елин А., Кочевский А., Луговая С.О., Щеляев А.] // Насосы и оборудование. – 2006. – № 2. – С. 18 - 21.

80. Елин А. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения жидкости и газа в проточных частях насосов специализации ОАО «ВНИИАЭН»: Моделирование течения в насосе двустороннего входа / [Елин А., Луговая С., Кочевский А., Коньшин В.] // Насосы и оборудование. – 2006. – № 4 - 5. – С. 54 - 58.

81. А.Н. Кочевский. Расчет внутренних течений жидкости в каналах с помощью программного продукта FLOWVISION / А.Н. Кочевский // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2004. – № 2 (61). – С. 25 - 36. – (Технічні науки).

82. Н.И. Волков. Расчет внутренних течений жидкости в каналах с помощью пакета CFX / Н.И. Волков, А.Н. Кочевский // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2005. – № 12 (84). – С. 7 - 14. – (Технічні науки).

83. А.Н. Кочевский. Возможности моделирования течений жидкости и газа с помощью современных программных продуктов / А.Н. Кочевский // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2004. – № 13 (72). – С. 5 - 20. – (Технічні науки).

84. Колисниченко Э.В. Возможность и перспективы изучения рабочего процесса насосов, перекачивающих гидросмеси, с помощью данных расчетного эксперимента / Колісниченко Э.В., Кочевский А.Н., Неня В.Г. // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2005.- № 12 (84). - С. 71 - 77. (Технічні науки).

85. А.С. Косторной. Алгоритм решения прямой задачи для определения турбулентных характеристик потока в проточной части и повышения технико - экономических показателей гидравлических машин / А.С. Косторной, А.А. Волик // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2004. – № 13 (72). – С. 21 - 28. – (Технічні науки).

86. Косторной С.Д., Мартынов А.С. Исследование пределов применимости модели пограничного слоя в задачах обтекания тел реальной жидкостью. Часть 1. Основы модели турбулентного течения / С.Д. Косторной, А.С. Мартынов // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2007. – № 2. – С. 13 - 23. – (Технічні науки).

87. Косторной С.Д., Мартынов А.С. Исследование пределов применимости модели пограничного слоя в задачах обтекания тел реальной жидкостью. Часть 2. Расчет обтекания тел турбулентным потоком / С.Д. Косторной, А.С. Мартынов // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2007. – №3. – С. 24 - 38. – (Технічні науки).

88. Косторной С.Д. Математическое моделирование течения жидкости лопастных гидромашинах с целью определения их гидравлических характеристик для анализа и проектирования: автореф. дисс. на соискание научной степени док. техн. наук. : спец. 193 : гидравлические машины / С.Д. Косторной. – Харьков : ХПИ, 1992. – 35 с.

89. Методика выполнения измерений расхода газов и жидкостей с помощью сужающих устройств : ГОСТ 8.563.2-97. – [действительный от 1999.01.01.]. – М. : Госстандарт России, 1999. – 86 с. – (межгосударственный стандарт).

90. Яременко О.В. Испытания насосов : справочное пособие / О.В. Яременко. – М. : Машиностроение, 1976. – 225 [2] с.

91. Насосы динамические. Методы испытаний : ГОСТ 6134-87. – [Введен 1989.01.01.]. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 29 с. – (межгосударственный стандарт).
92. Иванова Г.М. Теплотехнические измерения и приборы [учебник для вузов] / Иванов Г.М., Кузнецов Н.Д., Чистяков В.С. – М. : Энергоатомиздат, 1984. – 232 с.
93. Насосы динамические. Методы испытаний (ИСО 9906:1999) : ГОСТ Р 6134-01 – М.: Изд-во стандартов, 2000 – 120 с.
94. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередач : учебн. пособие для машиностроит. вузов / [под ред. С.С. Руднева, Л.Г. Подвиза]. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 1974. – 416 с.
95. CFX-5 Solver Theory. Version 5.7. – 2004. – 261 p.
96. CFX-5 Solver Models. Version 5.7. – 2004. – 549 p.
97. A. N. Kochevsky. Simulation of flow inside an axial-flow pump with adjustable guide vanes / [Kochevsky A.N., Kozlov S.N., Aye K.M., and other] // Proceedings of FEDSM2005 : ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition, (Houston, TX, USA). – 2005. – P. 412 - 423.
98. А. Чернов Особенности создания сетки КЭ на платформе Workbench / А. Чернов // ANSYS Solution. Русская редакция. – 2005. – № 1. – С. 26 - 29.
99. Д. Хитрых. Модуль Pre/Post ANSYS CFX / Д. Хитрых, М. Пылкин // ANSYS Solution. Русская редакция. – 2006. – № 2. – С. 24 - 30.
100. А.Н. Кочевский. Современный подход к моделированию и расчеты течений жидкости в лопастных гидромашинах / А.Н. Кочевский, В.Г. Неня // Вісник СумДУ – Суми : СумДУ, 2003. – №13 (59). – С. 195 - 210. – (Технічні науки).
101. Тимшин А.И. Структура потока в относительном движении на выходе из колеса центробежного насоса / А.И. Тимшин // Гидравлические машины. – ХГУ, Харьков. – 1972. – Вып. 6. – С. 47 -55.

102. Ландау Л.Д. Теоретическая физика : учебн. пособие : в 10 т. / Л.Д. Ландау, Е.М. Ливши ; [4 изд. испр.]. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988.

Т.1. Механика. – 216 [1] с.

103. Ландау Л.Д. Теоретическая физика : учебн. пособие : в 10 т. / Л.Д. Ландау, Е.М. Ливши ; [4 изд. стер.]. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988.

Т.5. Гидродинамика. – 736 [3] с.

104. Давыдов И.В. Измерение скоростей и давлений в канале направляющего аппарата / И.В. Давыдов // Труды ВИГМ.- М. : Машгиз, 1959. – Вып. ХХІУ. – С. 3 – 9.

105. Жарковский А.А. Исследование течения в направляющем аппарате канального типа / Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н., Борщев И.О./ Сб. науч. трудов. – М. : Моск. энергет. ин-т., 1986. – № 98. – С. 68 - 74.

106. Влияние некоторых элементов лопаточных отводов на характеристики центробежных насосов и характер донных линий тока / [Борщев И.О., Жарковский А.А., Плешанов В.Л. и др.] // Труды ЛПИ, 1986. – № 420. – С. 39 - 43.

107. Тимшин А.И. Влияние структуры потока за колесом на работу центробежного насоса / А.И. Тимшин // Гидравлические машины. – ХГУ. : Харьков, 1974. – Вып. 8. – С. 48 - 50.

108. А.С. Монин. Статистическая гидромеханика. Механика турбулентности: часть 1 / А.С. Монин, А.М. Янголом ; [ред. Г.С. Голицын]. – М. : Наука, 1965. – 640 [1] с.

109. Г.Ю. Степанов Гидродинамика решеток турбомашин / Г.Ю. Степанов. М. : Физматлит, 1962. – 512 [2] с.

110. Расчет отводящих устройств центробежных насосов / [Полоцкий Н.Д., Богницкая Ф.А., Агульник Р.М.] ; [под ред. С.С. Руднева]. – М. : ЦИНТИХимнефтемаша, 1967. – 48 [2] с.

111. Белоцерковский О.М. Численный эксперимент в турбулентности / О.М. Белоцерковский, А.М. Опарин. – [2-е изд., доп.]. – М. : Наука, 2000. – 224

[2] с. – (Кибернетика: неограниченные возможности и возможные ограничения).

112. Ferziger J.H. Computational Method for fluid Dynamics / J.H. Ferziger, M. Peric. – Springer, 2002. – 423 p.

113. Янкин Е.И. Исследование и расчет гидродинамических радиальных сил, действующих на рабочие колеса, в насосах с кольцевыми и комбинированными отводами : дисс. ... канд. техн. наук : спец. 05.04.03 гидравлические машины и аппараты холодильной и криогенной техники / Евгений Иванович Янкин . – Москва, 1983. – 217 с.

114. Вертячих А.В. Экспериментальное исследование проточной части диагонального насоса повышенной быстроходности с комбинированным отводом / Вертячих А.В., Евтушенко А.А., Швиндин А.И // Гидравлические машины. – 1979. – № 3 (9). – С. 45 - 51.

115. Руднев С.С. Опыт измерения момента скорости за элементами проточной части лопастного насоса / С.С. Руднев, А.И. Швиндин А.И. //Труды ВНИИГидромаш : Повышение технического уровня центробежных насосов. М. : Машиностроение, 1980. – С. 48 – 54.

116. Горгиджаниян С.А. Структура потока в направляющих каналах радиального лопаточного отвода центробежного насоса / С.А. Горгиджаниян, В.Г. Иванов // Энергетика. – 1981. – № 6. – С. 87 - 92. – (Известия высших учебных заведений).

117. Боровский Б.И. Энергетические параметры и характеристики высокооборотных лопастных насосов / Б.И. Боровский. – М. Машиностроение, 1989. – 184 с.

118. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов / К. Пфляйдерер. – М. : Машгиз, 1960. – 683 с.

119. А.И. Степанов. Цетробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение / А.И. Степанов ; [пер. с англ. инж. М.Я. Лейферова и к. т. н. М.В. Поликовского] ; [под ред. д. т. н. проф. В.И. Поликовского]. – Москва, Гос. НТИ Машиностроительной л-ры, 1960. – 465 с.

120. Жарковский А.А. Исследование течения в направляющем аппарате канального типа / Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н., Борщев И.О. // Сб. науч. трудов. – М. : Моск. энергет. ин-т., 1986. – № 98. – С. 68 - 74.

121. Ольштынський П.Л. Проблеми оптимізації геометричних розмірів направляючого апарату центробежного насоса в широкому діапазоні коефіцієнта швидкохідності / П.Л. Ольштынський // Промислова гідроліка і пневматика. – Вінниця: Вид-во ВДАУ. – 2007. – № 4 (18). – С. 48 - 51.

122. Борщев И.О. Разработка метода расчета и исследование лопаточных отводов центробежных насосов : дисс. ... канд. техн. наук : 05.04.13 / Игорь Олегович Борщев. – Ленинград, 1989. – 155 с.

123. Алексенко О.В. Розробка методів розрахунку та дослідження робочого процесу лопатевих насосів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.17 «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати» / О.В. Алексенко. – Суми, 2006. – 20 с.